

Biblioteka Główna i OINT  
Politechniki Wrocławskiej



100100212919

# Die Maschinenelemente

Von

F. Röttscher

Zweiter Band







7/37

140-

# Die Maschinenelemente

Ein Lehr- und Handbuch für Studierende, Konstrukteure  
und Ingenieure

von

**Dr.-Ing. Felix Rötcher**

Professor an der Technischen Hochschule  
Aachen

Zweiter Band

Mit Abbildung 1043—2296



~~POLITECHNIKA WROCLAWSKA  
Katedra Elementów Maszyn~~

~~E.106.~~



~~758/2~~

~~B 189/2~~

Berlin  
Verlag von Julius Springer  
1929



153869

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung  
in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright 1929 by Julius Springer in Berlin.



343426L/A

2010/0152/D



## Vorwort zum zweiten Band.

Die im Vorwort des ersten Bandes erwähnte Gliederung des gesamten Werkes ist im zweiten Teil eingehalten worden. Dabei sind die allgemeinen dem Buch zugrunde gelegten Gesichtspunkte, die erfreulicherweise in zahlreichen Zuschriften und Besprechungen des ersten Bandes durch die Fachpresse Anerkennung gefunden haben, auch weiterhin beachtet worden. Die Beispiele von schwierigeren Maschinenelementen boten namentlich Gelegenheit, auf die konstruktive Entwicklung und Durchbildung der Teile unter Berücksichtigung ihrer Abhängigkeit von einander, der Betriebsverhältnisse, der Ausführung und des Zusammenbaus näher einzugehen.

Für wertvolle Mitarbeit am zweiten Bande habe ich neben den im ersten Band genannten Herren besonders Herrn Dipl.-Ing. Heuse zu danken, der mir von Ende November 1927 bis Anfang September 1928 bei den Arbeiten am Buche zur Seite stand.

Aachen, im November 1928.

**Felix Rötcher.**

# Inhaltsverzeichnis zum zweiten Band.

## Vierzehnter Abschnitt.

	Seite
<b>Das Kurbelgetriebe</b> . . . . .	601
A. Hauptarten, Zweck und Grundbegriffe . . . . .	601
B. Das gerade Schubkurbelgetriebe . . . . .	602
1. Ermittlung der Kolbenwege . . . . .	602
2. Geschwindigkeitsverhältnisse . . . . .	603
3. Beschleunigungsverhältnisse . . . . .	604
4. Die im Kurbeltrieb wirkenden Kräfte . . . . .	606
a) Ermittlung des Kolbendruckverlaufes, erläutert an einer Betriebsdampfmaschine. . . . .	606
b) Einfluß der Massenkräfte . . . . .	607
c) Die Kraftwirkungen in Verbrennungsmaschinen . . . . .	609
d) Ermittlung der Kräfte in den Teilen des Kurbeltriebs . . . . .	610
C. Sonderformen des Kurbeltriebes . . . . .	614
1. Kleins Kurbelgetriebe . . . . .	614
2. Die Kurbelschleife . . . . .	614
3. Die, schwingende Kurbelschleife . . . . .	615

## Fünfzehnter Abschnitt.

	Seite
<b>Zapfen</b> . . . . .	617
I. Zweck und Hauptformen. . . . .	617
II. Allgemeine Gesichtspunkte . . . . .	618
III. Grundlagen der Berechnung der Zapfen . . . . .	620
A. Verteilung des Flächendruckes . . . . .	620
B. Die Schmierung der Zapfen . . . . .	624
1. Anforderungen an die Schmiermittel. . . . .	624
2. Arten der Schmiermittel . . . . .	627
C. Die Zapfenreibung . . . . .	628
1. Lage des Zapfens in der Schale . . . . .	629
2. Die Größe der Zapfenreibungszahl. . . . .	631
a) Einfluß der Belastung und der Umfangsgeschwindigkeit auf die Zapfenreibungszahl $\mu_1$ . . . . .	631
b) Einfluß der Temperatur. . . . .	635
c) Einfluß des Schmiermittels. . . . .	636
d) Einfluß der Form des Lagers und des Spielraumes zwischen Zapfen und Lager. . . . .	636
e) Einfluß der Baustoffe und der Bearbeitung . . . . .	637
D. Reibungsmoment, Reibungsarbeit und Ausstrahlung . . . . .	641
IV. Berechnung der Tragzapfen . . . . .	643
A. Berechnung von Tragzapfen, die unter halbflüssiger Reibung arbeiten . . . . .	644
1. Auf Flächendruck . . . . .	644
2. Auf Festigkeit . . . . .	645
3. Auf Sicherheit gegen Warmlaufen . . . . .	647
4. Berechnungsbeispiele für zylindrische Tragzapfen . . . . .	649
B. Berechnung der Tragzapfen auf hydrodynamischer Grundlage. . . . .	655
1. Ermittlung des Lagerspiels und der Stärke der Schmierschicht an der engsten Stelle. . . . .	656
2. Berechnung der Reibungsarbeit . . . . .	659
3. Ermittlung der Lagertemperatur. . . . .	660
4. Berechnung der Zapfen auf Festigkeit . . . . .	665
5. Wirkung der Formänderung der Zapfen . . . . .	665
6. Berechnung von Zapfen mit Laufsitzpassung, die unter flüssiger Reibung laufen . . . . .	667
C. Berechnung kegeliger und kugeliger Tragzapfen . . . . .	671
V. Berechnung der Stützzapfen. . . . .	672
A. Stützzapfen mit ebenen Laufflächen . . . . .	672
1. Berechnung auf Flächendruck. . . . .	672
2. Berechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen . . . . .	674
3. Berechnungsbeispiele . . . . .	677



B. Stützzapfen, die unter flüssiger Reibung arbeiten . . . . .	Seite 678
1. Stützzapfen mit Preßschmierung . . . . .	678
2. Stützzapfen, an denen flüssige Reibung durch keilige Schmierschichten erzeugt wird . .	681
a) Grundlagen . . . . .	681
b) Anwendungen . . . . .	683
C. Kugelige Stützzapfen . . . . .	685
VI. Ausführung der Zapfen . . . . .	685

Sechzehnter Abschnitt.

**Kreuzköpfe** . . . . . 690

1. Zweck und Hauptformen . . . . .	690
2. Der Kreuzkopfpapfen . . . . .	690
3. Die konstruktive Gestaltung der Kreuzköpfe . . . . .	691
a) Die Verbindung mit der Kolbenstange . . . . .	692
b) Die Ausbildung der Gleitschuhe . . . . .	694
c) Gestaltung der Lager . . . . .	697
d) Form und Ausbildung der Kreuzkopfkörper . . . . .	698
4. Die Schmierung der Kreuzköpfe . . . . .	699
5. Ausführungs- und Berechnungsbeispiele. . . . .	700

Siebzehnter Abschnitt.

**Schubstangen** . . . . . 704

I. Zweck, Hauptteile und allgemeine Anforderungen. . . . .	704
II. Berechnung und Durchbildung der Schubstangen . . . . .	705
A. Die in den Schubstangen wirkenden Kräfte . . . . .	705
B. Die Zapfen der Schubstangen . . . . .	705
C. Die Lagerschalen der Schubstangen . . . . .	706
D. Nachstellmittel . . . . .	707
E. Baustoffe der Schubstangenkörper . . . . .	707
F. Ausbildung und Berechnung des Schaftes. . . . .	707
G. Gestaltung der Schubstangenköpfe . . . . .	709
1. Geschlossene Köpfe . . . . .	709
2. Offene Schubstangenköpfe . . . . .	712
3. Gegabelte Enden von Schubstangen . . . . .	715
H. Schmierung der Schubstangenzapfen . . . . .	716
I. Berechnung der Stangenköpfe . . . . .	719
1. Geschlossene Köpfe. . . . .	719
2. Offene und gegabelte Köpfe . . . . .	728
III. Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele . . . . .	728

Achtzehnter Abschnitt.

**Achsen und Wellen** . . . . . 739

I. Arten, Begriff und Baustoffe der Achsen und Wellen . . . . .	739
II. Gerade Achsen und Wellen . . . . .	740
A. Berechnung der geraden Achsen und Wellen . . . . .	740
1. Auf Festigkeit . . . . .	740
2. Auf Formänderung. . . . .	744
3. Wirkungen von Eigenschwingungen . . . . .	747
B. Konstruktive Durchbildung der Achsen und Wellen . . . . .	748
C. Herstellung und Bearbeitung der Achsen und Wellen . . . . .	750
D. Berechnungsbeispiele . . . . .	750
III. Biegsame Wellen . . . . .	760
IV. Kurbeln und Kurbelwellen. . . . .	761
A. Kurbeln . . . . .	761
1. Stirnkurbeln. . . . .	762
2. Berechnung der Stirnkurbeln . . . . .	764
3. Schmierung der Kurbelzapfen . . . . .	767
4. Gegenkurbeln . . . . .	768
B. Kurbelwellen mit Stirnkurbeln. . . . .	768
C. Gekröpfte Wellen oder Krummachsen . . . . .	769
1. Konstruktive Durchbildung gekröpfter Wellen . . . . .	769
2. Baustoffe gekröpfter Wellen. . . . .	772
3. Berechnung gekröpfter Wellen. . . . .	772
4. Herstellung und Bearbeitung gekröpfter Wellen. . . . .	774
D. Berechnungsbeispiele . . . . .	777



	Seite
V. Berechnung statisch unbestimmter Achsen und Wellen . . . . .	783
A. Berechnung gerader Achsen und Wellen . . . . .	783
B. Die Formänderung gekröpfter Wellen. . . . .	787
1. Die Kräfte wirken in der Kröpfungsebene . . . . .	787
2. Die Kräfte wirken senkrecht zur Kurbelebene . . . . .	790
3. Die Kräfte stehen schief zur Kurbelebene . . . . .	793
C. Ermittlung der tatsächlichen Formänderungen von Wellen . . . . .	797
D. Verfahren zur Berechnung mehrfach statisch unbestimmter Wellen . . . . .	798
Neunzehnter Abschnitt.	
<b>Exzenter</b> . . . . .	800
Zwanzigster Abschnitt.	
<b>Kupplungen</b> . . . . .	806
I. Feste Kupplungen . . . . .	806
II. Bewegliche Kupplungen . . . . .	814
III. Ein- und ausrückbare Kupplungen . . . . .	820
A. Ausrückbare Klauen-, Zahn- und Klinkenkupplungen . . . . .	820
B. Reibungskupplungen . . . . .	822
1. Die Schaltvorgänge . . . . .	822
2. Allgemeine Gesichtspunkte bei der Durchbildung der Reibungskupplungen . . . . .	828
3. Beispiele ein- und ausrückbarer Kupplungen . . . . .	830
a) Kupplungen mit mechanischen Schaltmitteln . . . . .	830
b) Elektromagnetische Kupplungen . . . . .	836
c) Überlastungskupplungen . . . . .	838
C. Kraftmaschinenkupplungen . . . . .	839
D. Schaltvorrichtungen. . . . .	840
Einundzwanzigster Abschnitt.	
<b>Lager</b> . . . . .	841
Einteilung und Gesichtspunkte bei der Durchbildung der Lager . . . . .	841
I. Gleitlager . . . . .	842
A. Traggleitlager . . . . .	842
1. Die Lagerschalen. . . . .	843
a) Die Lagermetalle . . . . .	843
b) Durchbildung der Schalen . . . . .	844
2. Die Schmierung der Lager . . . . .	846
a) Fettschmierung . . . . .	846
b) Ölschmierung . . . . .	847
c) Die Verteilung der Schmiermittel in den Lagerschalen . . . . .	852
d) Das Auffangen der Schmiermittel. . . . .	856
3. Beweglichkeit und Einstellbarkeit der Lagerschalen . . . . .	858
4. Bearbeitung der Lagerschalen . . . . .	861
5. Lagerkörper, -deckel und -schrauben. . . . .	861
6. Die Normung der Traglager. . . . .	863
7. Konstruktions- und Berechnungsbeispiele. . . . .	865
a) Durchbildung und Berechnung eines normrechten Stehlagers nach DIN 118 . . . . .	865
b) Beanspruchung und Berechnung der Kurbelwellenlager . . . . .	868
c) Triebwerklerager . . . . .	871
d) Mittel zur Unterstützung der Lager. . . . .	874
e) Beispiele für die konstruktive Durchbildung von Lagern . . . . .	880
f) Berechnungsbeispiel . . . . .	885
B. Gleitstützlager . . . . .	887
II. Wälzlager . . . . .	892
A. Kugellager . . . . .	892
1. Arten und Grundlagen der Kugellager . . . . .	892
2. Berechnung der Kugellager . . . . .	893
3. Herstellung der Kugellager . . . . .	897
4. Konstruktive Durchbildung der Kugellager . . . . .	898
5. Normung der Kugellager . . . . .	902
6. Gesichtspunkte bei der Wahl der Kugellager . . . . .	907
7. Anwendungsbeispiele . . . . .	911



B. Rollenlager . . . . .	912
1. Grundlagen . . . . .	912
2. Berechnung der Rollenlager . . . . .	913
3. Konstruktive Durchbildung der Rollenlager und Beispiele . . . . .	914
III. Schneidenlager . . . . .	918

Zweiundzwanzigster Abschnitt.

**Führungen, Maschinenrahmen und -gestelle . . . . . 918**

A. Führungen . . . . .	918
B. Maschinenrahmen und -gestelle . . . . .	920
1. Allgemeine Gesichtspunkte . . . . .	920
2. Baustoffe und zulässige Beanspruchungen . . . . .	921
3. Beispiele für die konstruktive Durchbildung von Rahmen . . . . .	922
4. Konstruktive Einzelheiten . . . . .	928
5. Konstruktions- und Berechnungsbeispiel . . . . .	931

Dreiundzwanzigster Abschnitt.

**Zylinder . . . . . 937**

I. Zweck und Einteilung der Zylinder, allgemeine Anforderungen und Werkstoffe . . . . .	937
II. Preßzylinder . . . . .	939
1. Konstruktive Durchbildung . . . . .	939
2. Berechnung der Preßzylinder . . . . .	941
3. Verstärkung von Preßzylindern . . . . .	946
a) Zylinder Huberscher Bauart . . . . .	946
b) Verstärkung durch Aufschumpfen von Mänteln oder Ringen . . . . .	948
c) Verstärkung durch Draht- oder Blechwicklungen . . . . .	954
III. Zylinder an Arbeitsmaschinen . . . . .	954
A. Pumpenzylinder und Pumpenkörper . . . . .	954
1. Konstruktive Gestaltung . . . . .	954
2. Berechnungs- und Ausführungsbeispiele . . . . .	956
B. Gebläse- und Kompressorzylinder . . . . .	961
IV. Kraftmaschinenzylinder . . . . .	962
A. Dampfmaschinenzylinder . . . . .	962
1. Besondere Anforderungen . . . . .	962
2. Ausrüstung der Dampfzylinder . . . . .	967
3. Gestaltung der Dampfzylinder . . . . .	968
a) Zylinder mit Schiebersteuerung . . . . .	968
b) Zylinder mit Drehschieber- oder Hahnsteuerung . . . . .	970
c) Zylinder mit Ventilsteuerung . . . . .	972
d) Gleichstrommaschinenzylinder . . . . .	974
e) Bemerkungen zum Entwurf und zur Durchbildung von Dampfzylindern . . . . .	975
f) Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele . . . . .	978
B. Zylinder an Verbrennungsmaschinen . . . . .	989
1. Allgemeine Gesichtspunkte, insbesondere Entstehung und Wirkung der Wärmespannungen . . . . .	989
2. Steuerung, Ausrüstung und Durchbildung der Verbrennungsmaschinenzylinder . . . . .	995
a) Laufbüchsen . . . . .	996
b) Großgasmaschinenzylinder . . . . .	996
c) Zylinder von Kleinmotoren . . . . .	1000
V. Verschlüsse, Deckel, Böden und Zylinderköpfe . . . . .	1004
A. Konstruktive Durchbildung . . . . .	1004
B. Werkstoffe, Inanspruchnahme und Berechnung der Deckel . . . . .	1008

Vierundzwanzigster Abschnitt.

**Reibräder . . . . . 1017**

I. Vorbemerkung über Treibräder . . . . .	1017
II. Reibräder . . . . .	1018

Fünfundzwanzigster Abschnitt.

**Zahnräder . . . . . 1026**

I. Grundbegriffe . . . . .	1026
II. Stirnräder . . . . .	1029



	Seite
A. Das Grundgesetz der Verzahnung . . . . .	1029
B. Eigenschaften der Eingriffslinie . . . . .	1031
C. Die zyklischen Kurven . . . . .	1035
D. Evolventenaußenverzahnung . . . . .	1036
E. Unterscheidungen und ihre Vermeidung . . . . .	1039
1. Ausbildung der Zahnfüße entsprechend der Kopfbahn . . . . .	1040
2. Berichtigung der Kopfflanken des Großrades . . . . .	1042
3. Änderung des Winkels $\beta$ . . . . .	1042
4. Verminderung der Kopfhöhe am Großrade . . . . .	1043
5. AEG-Verzahnung nach Lasche . . . . .	1044
6. Ermittlung der Verzahnung an Hand des Profilbildes und des Bezugprofils . . . . .	1045
a) Unter Benutzung desselben Werkzeuges, also auf Grund des gleichen Bezugprofils, durch Profilverschiebung (korrigierte Zahnräder) . . . . .	1046
b) Vermeidung von Unterscheidungen durch Abänderung des Bezugprofils . . . . .	1050
$\alpha$ ) Durch Kürzung der geraden Flankenstrecken des Bezugprofils . . . . .	1050
$\beta$ ) Durch Vergrößerung des Flankenwinkels . . . . .	1050
$\gamma$ ) Durch Krümmung der Eingriffslinie. . . . .	1050
$\delta$ ) Durch Verwendung von kreisförmigen Eingriffslinien . . . . .	1050
F. Innen- und Zahnstangengetriebe mit Evolventenverzahnung . . . . .	1051
G. Zykloidenverzahnung . . . . .	1052
H. Einige Sonderverzahnungen . . . . .	1054
I. Die Abnutzung der Zähne. . . . .	1056
K. Herstellung und Bearbeitung der Stirnräder. . . . .	1060
L. Allgemeines über die Wahl der Zahnform, der Übersetzung und der Werkstoffe . . . . .	1064
M. Berechnung der Zahnradgetriebe . . . . .	1066
1. Auf Festigkeit . . . . .	1066
2. Auf Flächendruck . . . . .	1069
3. Auf Erwärmung . . . . .	1070
4. Die zulässige Belastung der Zähne. . . . .	1071
N. Konstruktive Durchbildung der Stirnräder und Berechnung ihrer Einzelteile . . . . .	1078
O. Stirnräder mit Stufen-, Schräg-, Pfeil- und Kurvenzähnen . . . . .	1083
III. Kegelräder . . . . .	1094
A. Grundlagen und Ausbildung der Verzahnung . . . . .	1094
B. Berechnung der Zähne . . . . .	1097
C. Herstellung und Bearbeitung der Kegelräder . . . . .	1098
D. Anwendung der Kegelräder und Durchbildung von Kegelradgetrieben . . . . .	1100
E. Beispiele. . . . .	1103
IV. Zahnradtriebe für geschränkte Wellen . . . . .	1105
A. Hyperbelräder . . . . .	1105
B. Schraubenräder. . . . .	1108
C. Schneckentriebe . . . . .	1112
1. Grundlagen . . . . .	1112
2. Die Verzahnung von Trieben mit zylindrischen Schnecken. . . . .	1115
3. Die Bearbeitung der Schneckentriebe . . . . .	1125
4. Die für Schneckentriebe verwandten Werkstoffe. . . . .	1126
5. Berechnung der Schneckentriebe . . . . .	1126
6. Gestaltung und Ausführung der Schneckentriebe . . . . .	1133
7. Fabriknormung der Schneckentriebe . . . . .	1138
V. Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele . . . . .	1139

## Sechszwanzigster Abschnitt.

	1154
<b>Riemen-, Stahlband- und Seiltriebe . . . . .</b>	<b>1154</b>
I. Riementriebe . . . . .	1155
A. Die Arten der Riemen . . . . .	1155
1. Lederriemen . . . . .	1155
2. Textilriemen. . . . .	1158
B. Riemenverbindungen und -schlösser . . . . .	1159
C. Kraft- und Spannungsverhältnisse in Riementrieben . . . . .	1164
1. Grundlagen und Mittel zur Erzeugung der Spannung im ruhenden Riemen . . . . .	1164
2. Spannungsverhältnisse während des Leerlaufs. . . . .	1167
3. Spannungsverhältnisse im arbeitenden Riemen . . . . .	1170
4. Die Riemenreibung. . . . .	1179
D. Berechnung der Riemenabmessungen . . . . .	1183



	Seite
E. Verluste und Wirkungsgrade an Riementrieben . . . . .	1190
F. Anordnung der Riementriebe . . . . .	1192
G. Gestaltung der Riemenscheiben . . . . .	1195
H. Berechnung der Riemenscheiben auf Festigkeit und Beispiele . . . . .	1200
1. Übliche, überschlägliche Berechnung der Scheiben . . . . .	1201
2. Genauere Berechnung der Scheiben . . . . .	1203
I. Ausrückbare Riementriebe und Wendegetriebe . . . . .	1218
K. Stufenscheiben . . . . .	1222
L. Riementriebe für sich kreuzende Wellen . . . . .	1227
M. Nachstellbare Riementriebe und Spannrollentriebe . . . . .	1229
II. Stahlbandtriebe . . . . .	1233
III. Seiltriebe . . . . .	1234
A. Hanf- und Baumwollseiltriebe . . . . .	1234
1. Die verwandten Seile . . . . .	1234
2. Kraft- und Spannungsverhältnisse in Hanf- und Baumwollseiltrieben . . . . .	1236
3. Anordnung der Seiltriebe . . . . .	1239
a) Triebe mit Dehnungsspannung . . . . .	1240
b) Triebe mit Belastungsspannung, Kreisseiltriebe . . . . .	1241
4. Berechnung und Wirkungsgrad der Seiltriebe . . . . .	1243
5. Konstruktive Durchbildung der Seilscheiben und Seiltriebe . . . . .	1245
B. Drahtseiltriebe . . . . .	1249
1. Transmissionsdrahtseile . . . . .	1249
2. Kraft- und Spannungsverhältnisse beim Drahtseiltriebe . . . . .	1250
3. Durchbildung der Drahtseiltriebe . . . . .	1250
4. Berechnung der Drahtseile . . . . .	1251
5. Berechnungsbeispiele . . . . .	1253

Siebenundzwanzigster Abschnitt.

<b>Kettentriebe</b> . . . . .	1257
-------------------------------	------

Achtundzwanzigster Abschnitt.

<b>Schwungräder</b> . . . . .	1261
A. Zweck und Wirkungsweise der Schwungräder . . . . .	1261
1. Schwungräder an Werkzeugmaschinen . . . . .	1262
2. Schwungräder für Ilgner-Umformer . . . . .	1262
3. Schwungräder an Kolbenmaschinen . . . . .	1263
B. Berechnung der Schwungräder auf Grund der Arbeitsfähigkeit . . . . .	1263
1. An Hand des Tangentialdruckdiagramms . . . . .	1263
2. Ohne Aufzeichnung der Drehkraftlinie . . . . .	1266
C. Bestimmung des Trägheitsmoments von Schwungscheiben und -rädern . . . . .	1268
D. Konstruktive Durchbildung der Schwungräder . . . . .	1270
E. Berechnung der Schwungräder auf Festigkeit . . . . .	1278
1. Grundlagen . . . . .	1278
2. Überschlägliche Berechnung von Schwungrädern . . . . .	1279
3. Genauere Ermittlung der Beanspruchung von Schwungrädern . . . . .	1280
4. Beispiele . . . . .	1284

Neunundzwanzigster Abschnitt.

<b>Schaufeln, Trommeln, Scheiben und Räder an rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen</b> . . . . .	1290
I. Allgemeines und Arten der rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen . . . . .	1290
II. Hauptformen der Läufer . . . . .	1291
A. An Dampfturbinen . . . . .	1291
B. An Wasserturbinen . . . . .	1294
C. An Schleudergebläsen, -kompressoren und -pumpen . . . . .	1295
III. Schaufeln . . . . .	1297
A. Werkstoffe und Herstellung der Dampfturbinenschaufeln . . . . .	1297
B. Befestigung der Schaufeln . . . . .	1298
C. Berechnung der Schaufeln und ihrer Befestigung . . . . .	1302
IV. Trommeln und Scheiben . . . . .	1309
A. Werkstoffe der Trommeln und Scheiben von Dampfturbinen. Wahl der zulässigen Beanspruchung, Ausführungen . . . . .	1309

	Seite
B. Berechnung raschlaufender Trommeln und Scheiben auf Festigkeit . . . . .	1311
1. Beanspruchung von Trommeln . . . . .	1311
2. Berechnung raschlaufender Scheiben . . . . .	1313
a) Die Scheibe gleicher Festigkeit ohne Bohrung . . . . .	1316
b) Die Scheibe gleicher Festigkeit mit Nabe . . . . .	1319
c) Die Scheibe gleicher Stärke . . . . .	1321
$\alpha$ ) Ohne Bohrung . . . . .	1322
$\beta$ ) Mit Bohrung . . . . .	1322
$\gamma$ ) Mit Randbelastung; Berechnung raschlaufender Dynamoanker . . . . .	1323
$\delta$ ) Berechnung der Nabe als Scheibe gleicher Stärke . . . . .	1326
$\epsilon$ ) Die Scheibe gleicher Stärke mit Kranz und Nabe . . . . .	1327
d) Berechnung einer Scheibe von gegebener Form . . . . .	1329
Verzeichnis des Schrifttums zum vierzehnten bis neunundzwanzigsten Abschnitt	1335
Sachverzeichnis . . . . .	1341



## Bezeichnungen.

Im folgenden sind nur die wichtigeren, wiederholt benutzten Bezeichnungen zusammengestellt, dagegen die an der Verwendungsstelle unmittelbar erklärten oder aus den zugehörigen Abbildungen ersichtlichen weggelassen. Die angeführten sind nach den einzelnen Abschnitten getrennt und in je zwei Gruppen nach der Reihe der deutsch-lateinischen und der griechischen Buchstaben geordnet wiedergegeben.

### Vierzehnter Abschnitt: Das Kurbelgetriebe.

- b* Kolbenbeschleunigung in  $\text{m}/\text{sek}^2$ ,  
*c* Kolbengeschwindigkeit in  $\text{m}/\text{sek}$ ,  
 $c_m = \frac{2n \cdot s}{60}$  mittlere Kolbengeschwindigkeit in  $\text{m}/\text{sek}$ ,  
*D* Kurbelkreisdurchmesser in  $\text{cm}$ ,  
*D'* Radialkraft im Kurbelarm in  $\text{kg}$ ,  
*F* mittlere, *F'* hintere, *F''* vordere wirksame Kolbenfläche in  $\text{cm}^2$ ,  
*G* Gewicht der hin- und hergehenden Teile in  $\text{kg}$ ,  
*g* Fallbeschleunigung in  $\text{m}/\text{sek}^2$ ,  
*L* Schubstangenlänge in  $\text{cm}$ ,  
*N* Normaldruck auf die Kreuzkopfgleitbahn in  $\text{kg}$ ,  
*n* Drehzahl je Minute,  
*P* Kolbenkraft in  $\text{kg}$ ,  
*P<sub>b</sub>* Beschleunigungsdruck, *P<sub>b</sub><sup>A</sup>* unter Vernachlässigung der endlichen Länge der Schubstange in  $\text{kg}$ ,

- p<sub>1</sub>, p<sub>2</sub>* spezifische Betriebsmitteldrucke auf der Rück- und Vorderseite des Kolbens in  $\text{at}$ ,  
*p<sub>s</sub>* Saug-, *p<sub>d</sub>* Druckspannung in  $\text{at}$ ,  
*p<sub>a</sub>* spezifischer Überdruck in  $\text{at}$ ,  
*R* Kurbelhalbmesser in  $\text{cm}$ ,  
*S* Kraft in der Schubstange in  $\text{kg}$ ,  
*s* Kolbenhub in  $\text{cm}$  oder  $\text{m}$ ,  
*T* Tangentialkraft an der Kurbel in  $\text{kg}$ ,  
*t* Zeit in  $\text{sek}$ ,  
*x, x'* Kolbenwege in  $\text{cm}$ ,  
*v* Kurbelgeschwindigkeit in  $\text{m}/\text{sek}$ ,  
*v<sub>i</sub>* Stangengeschwindigkeit in  $\text{m}/\text{sek}$ ,  
 $\eta$  Wirkungsgrad,  
 $\varphi$  Kurbelwinkel in Graden,  
 $\psi$  der zu  $\varphi$  gehörige Winkel zwischen der Schubstange und der Getriebemittellinie,  
 $\omega$  Winkelgeschwindigkeit in  $1/\text{sek}$ .

### Fünfzehnter Abschnitt: Zapfen.

- A* mechanisches Wärmeäquivalent,  $1 \text{ kcal} = 427 \text{ mkg}$ ,  
*A<sub>R</sub>* Reibungsarbeit am Zapfen in  $\text{mkg}/\text{sek}$ ,  
*A<sub>R0</sub>* spezifische Reibungsarbeit in  $\frac{\text{mkg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$  bezogen auf die Zapfenoberfläche,  
*b* Breite der Lauffläche des ringförmigen Spurzapfens in  $\text{cm}$ ,  
*C* Festwert,  
*c* spezifische Wärme des Kühlmittels,  
*D* Schalendurchmesser oder Lagerbohrung in  $\text{cm}$  oder  $\text{mm}$ ,  
*d* Zapfendurchmesser in  $\text{cm}$  oder  $\text{mm}$ ,  
*d<sub>1</sub>* größter, *d<sub>2</sub>* kleinster Durchmesser an kegelförmigen Zapfen in  $\text{cm}$ ,  
*d<sub>a</sub>* äußerer, *d<sub>i</sub>* innerer, *d<sub>m</sub>* mittlerer Laufflächendurchmesser an ringförmigen Spurzapfen in  $\text{cm}$ ,  
*E* Zähigkeitsgrad von Schmiermitteln in Englergraden,  
*e* Exzentrizität in  $\text{cm}$  oder  $\text{mm}$ ,  
*F, F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub>* Inhalte von Momentenflächen,  
*f<sub>s</sub>* Pfeilhöhe der elastischen Linie bei der Berechnung der Krümmung der Zapfen in  $\text{cm}$  oder  $\text{mm}$ ,  
*f'* Projektion der Auflagefläche, senkrecht zur Kraftrichtung, in  $\text{cm}^2$ ,

- h* Schmierschichtstärke in  $\text{cm}$  oder  $\text{mm}$ ,  
*i* absolute Zähigkeit von Schmiermitteln bei  $t = 10^\circ$  Temperatur in  $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$ ,  
*k<sub>b</sub>* zulässige Beanspruchung auf Biegung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
*L* Gesamtlänge des belasteten Teiles eines Gabelzapfens in  $\text{cm}$ ,  
*l, l'* Zapfen- oder Lagerlängen in  $\text{cm}$ ,  
*M<sub>R</sub>* Zapfenreibungsmoment in  $\text{cmkg}$ ,  
*N* Leistung in  $\text{PS}$ ,  
*N<sub>R</sub>* Leistungsverlust durch die Zapfenreibung in  $\text{PS}$ ,  
*n* Drehzahl je Minute,  
*P* Lagerdruck, Belastung, insbesondere Zapfendruck in  $\text{kg}$ ,  
*P<sub>m</sub>* mittlerer Lagerdruck in  $\text{kg}$ ,  
*p, p'* mittlere Flächendrucke in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
*p<sub>m</sub>* Mittelwert von *p* bei wechselnder Höhe des Zapfendruckes in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
*Q* Wärmemenge in  $\text{kcal}/\text{sek}$ ,  
*q<sub>0</sub>* die auf  $1 \text{ cm}^2$  der Zapfenoberfläche entwickelte Wärmemenge in  $\frac{\text{kcal}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$ ,  
*q* Kühlmittelmenge in  $\text{kg}/\text{sek}$ ,  
*R* Zapfenreibung in  $\text{kg}$ ,  
*r, r<sub>a</sub>, r<sub>i</sub>* Halbmesser in  $\text{cm}$ ,



$S$  Schubkraft in kg,  
 $s = D - d + 2(\delta_1 + \delta_2)$  Lagerspiel bei Berücksichtigung der Rauigkeit der Flächen, bzw.  $D - d$  bei völlig glatten Laufflächen in cm oder mm,  
 $t$  Temperatur,  
 $t_r$  Raumtemperatur,  
 $t_1$  Zufluß-,  $t_2$  Abflußtemperatur des Kühlmittels,  
 $v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}$  Umfangsgeschwindigkeit in m/sek,  
 $v_m$  Geschwindigkeit am mittleren Durchmesser eines Ringzapfens in m/sek,  
 $W$  Widerstandsmoment in  $\text{cm}^3$ ,  
 $w$  Bachsche Erfahrungszahl,  
 $z$  Zahl der Ringe an einem Kammzapfen,  
 $\alpha$  Dehnungszahl in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ,  
 $\beta$  Verlagerungswinkel,

$\gamma$  Einheitsgewicht des Öls in  $\text{kg}/\text{cm}^3$ ,  
 $\delta_1, \delta_2$  Größe der Unebenheiten an der Zapfen- und der Schalenfläche,  
 $\eta$  absolute Zähigkeit in  $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$ ,  
 $\varkappa$  Beiwert in der Formel für Zapfenreibung,  
 $\mu$  Reibungszahl der gleitenden Reibung,  
 $\mu_0$  Reibungszahl der trockenen Reibung,  
 $\mu_1, \mu'_1$  Zapfenreibungszahlen,  
 $\rho$  Berichtigungszahl zur Berücksichtigung der Verdichtungsfläche bei Berechnung des mittleren Druckes  $p_m$ ,  
 $\sigma_b$  Beanspruchung auf Biegung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\xi_1$  und  $\xi_2$  Schwerpunktabstände in cm,  
 $\Phi$  Wert zur Bestimmung der Lage des Zapfens in der Schale,  
 $\omega$  Winkelgeschwindigkeit in 1/sek.

## Sechzehnter Abschnitt: Kreuzköpfe.

$b_1$  Gleitschuhbreite in cm oder mm,  
 $D$  Gleitflächendurchmesser in cm oder mm,  
 $d$  Durchmesser des Kreuzkopfzapfens in cm,  
 $h$  Entfernung der Zapfenmitte von der Gleitbahn in cm oder mm,  
 $L$  Schubstangenlänge in cm,  
 $l$  Kreuzkopfzapfenlänge in cm,  
 $l'$  Stützlänge des Kreuzkopfzapfens in den Wangen in cm,

$l_1$  Gleitschuhlänge in cm oder mm,  
 $N$  Normaldruck auf der Gleitfläche in kg,  
 $P$  Kolbendruck in kg,  
 $p$  Flächendruck in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $R$  Kurbelhalbmesser in cm,  
 $\alpha$  Neigungswinkel an den Zapfenkegeln,  
 $\varphi$  Kurbelwinkel,  
 $\psi$  Ausschlagwinkel der Schubstange gegenüber der Maschinenmittellinie.

## Siebzehnter Abschnitt: Schubstangen.

$b$  Querschnittbreite in cm,  
 $b_0$  Länge, auf der die Last gleichmäßig verteilt wirkt, in cm,  
 $b_y$  Beschleunigung durch die Fliehkraft in  $\text{m}/\text{sek}^2$ ,  
 $c$  Hebelarm, Länge in cm,  
 $d, d_1, d_2$  Zapfendurchmesser in cm oder mm,  
 $e$  Abstand der Faser, in der die Spannung ermittelt werden soll, von der neutralen Schicht in cm,  
 $F$  Kolbenfläche in  $\text{cm}^2$ ,  
 $F_w$  Wangenquerschnitt in  $\text{cm}^2$ ,  
 $f$  Querschnitt in  $\text{cm}^2$ ,  
 $g$  Fallbeschleunigung in  $\text{m}/\text{sek}^2$ ,  
 $h$  Querschnittshöhe in cm,  
 $J, J_1, J_2$  Trägheitsmomente, insbesondere des Schaftes oder des Bügels in  $\text{cm}^4$ ,  
 $J_w$  Trägheitsmoment einer der Wangen in  $\text{cm}^4$ ,  
 $i = \sqrt{\frac{J}{I}}$  Trägheitshalbmesser in cm,

$k_b$  zulässige Beanspruchung auf Biegung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $L$  Schubstangenlänge in cm,  
 $l, l_1, l_2$  Zapfenlängen —  $l$  auch Stützlänge — in cm oder mm,  
 $M_b, M_A, M_B, M_C, M_{bs}$  Biegemomente in  $\text{cmkg}$ ,  
 $P$  Stangenkraft in kg,  
 $p_{\text{max}}$  höchster Druck im Zylinder in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $q$  Belastung der Stangen durch die Massenkraft in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $R$  Kurbelhalbmesser in cm oder m,  
 $\ominus$  Sicherheitsgrad,  
 $s$  Schalenstärke in mm,  
 $s_1$  Stärke des Weißmetallausgusses in mm,  
 $W$  Widerstandsmoment in  $\text{cm}^3$ ,  
 $x$  Abszisse in cm,  
 $\alpha$  Dehnungszahl in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ,  
 $\gamma$  Einheitsgewicht in  $\text{kg}/\text{dm}^3$ ,  
 $\sigma$  Längs-,  $\sigma_b$  Biege-,  $\sigma_z$  Zugspannung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\psi$  Ausschlagwinkel der Schubstange,  
 $\omega$  Winkelgeschwindigkeit in 1/sek.

## Achtzehnter Abschnitt: Achsen und Wellen.

$A, A_0$  Auflagedrucke in kg,  
 $a, a'$  Hebelarme in cm,  
 $B, B_0$  Auflagedrucke in kg,  
 $b, b', b''$  Hebelarme in cm,  
 $C$  Auflagedruck in kg,  
 $c$  Seitenlänge des rechteckigen Querschnitts der Kurbelarme in cm,

$d$  Durchmesser der vollen Welle, auch Seitenlänge des rechteckigen Querschnitts der Kurbelarme in cm oder mm,  
 $d_1$  Durchmesser des Kurbelzapfens in cm,  
 $d_a$  äußerer,  $d_i$  lichter Durchmesser einer Hohlwelle oder einer Nabe in cm oder mm,



$d_m$  mittlerer Wandungsdurchmesser in cm oder mm,  
 $e$  Abstand der äußersten Faser von der neutralen Linie in cm,  
 $f$  Querschnitt in  $\text{cm}^2$ ,  
 $J$  Trägheitsmoment der Welle in  $\text{cm}^4$ ,  
 $J_x$  Trägheitsmoment der Welle an der Stelle  $x$  in  $\text{cm}^4$ ,  
 $J_k = \frac{c \cdot d^3}{12}$ ,  $J'_k = \frac{d \cdot c^3}{12}$  Trägheitsmomente der Kurbelarmquerschnitte in  $\text{cm}^4$ ,  
 $k$  Anstrengung oder ideelle Beanspruchung in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $k_b$  zulässige Beanspruchung auf Biegung,  $k_d$  auf Drehung in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $l$  Lagerentfernung bzw. Länge des Zapfens in cm,  
 $M_b$  Biege-,  $M_d$  Drehmoment in  $\text{kgcm}$ ,  
 $M_{kr}$ ,  $M_{kr}$  Biegemomente in den Kurbelarmen in  $\text{kgcm}$ ,  
 $M_i$ ,  $M_{di}$  ideelle Momente in  $\text{kgcm}$ ,  
 $M_x$  Biegemoment an der Stelle  $x$  in  $\text{kgcm}$ ,  
 $N$  Leistung in PS,  
 $n$  Drehzahl je Minute,  
 $P_0$  Einheitskraft in kg,  
 $P, P_1, P_2 \dots$  Einzelkräfte in kg,

$q$  Eigengewicht oder Belastung in  $\text{kg/cm}$  Länge,  
 $R$  Kurbelhalbmesser von Mitte Welle bis Mitte Kurbelzapfen in cm,  
 $s$  Wandstärke einer Rohrwelle in cm oder mm,  
 $W$  Widerstandsmoment in  $\text{cm}^3$ ,  
 $x$  Abszisse,  
 $y_1, y_2, y_0$  Einflußzahlen,  
 $\alpha$  Dehnungszahl in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ,  
 $\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 \cdot k_d}$  Bachsche Berichtigungszahl,  
 $\beta$  Schubzahl in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ,  
 $\gamma$  Neigungswinkel der Tangente der elastischen Linie in den Lagern,  
 $\gamma_1$  Einheitsgewicht in  $\text{kg/dm}^3$ ,  
 $\delta$  Durchbiegung in cm,  
 $\theta, \theta'$  auf die Längeneinheit bezogene Verdrehungen der Kurbelarme,  
 $\varrho$  Halbmesser der elastischen Linie der Kurbelarme in cm,  
 $\sigma_b$  Biege-,  $\sigma_d$  Druck-,  $\sigma_z$  Zugspannung in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $\sigma_s$  Spannung an der Fließgrenze in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $\tau_d$  Drehspannung in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $\psi$  Verdrehungswinkel,  
 $\omega$  Winkelgeschwindigkeit in 1/sek.

## Neunzehnter Abschnitt: Exzenter.

$b$  Laufflächenbreite des Exzenters in cm,  
 $D$  Durchmesser der Exzenterscheibe in cm,  
 $d$  Wellendurchmesser in cm,  
 $d'$  Durchmesser einer Welle, die dem Antriebsmoment des Exzenters entspricht, in cm,  
 $n$  Drehzahl je Minute,

$P$  in der Exzenterstange wirkende Kraft in kg,  
 $p$  spezifischer Auflagedruck in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $R$  Exzentrizität in cm,  
 $s$  Scheitelstärke in cm,  
 $\odot$  Knicksicherheit,  
 $v$  Umfangsgeschwindigkeit in m/sek.

## Zwanzigster Abschnitt: Kupplungen.

$A, A_r$  Arbeit in mkg,  
 $A_n$  Nutzarbeit in mkg,  
 $c_0 = r \cdot \omega_0$  Umfangsgeschwindigkeit der Kuppelfläche der treibenden Scheibe im Abstände  $r$  von der Wellenmitte in m/sek,  
 $D$  Kupplungsdurchmesser in mm,  
 $d$  Wellendurchmesser in cm oder mm,  
 $J$  Trägheitsmoment der zu kuppelnden Massen in  $\text{mkg} \cdot \text{sek}^2$ ,  
 $k_d, k_a$  zulässige Beanspruchung auf Drehung bzw. Abscheren in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $L$  Kupplungslänge in mm,  
 $M = U \cdot r$  Antriebsmoment in mkg,  
 $M_b$  Biege-,  $M_d$  Drehmoment in mkg,  
 $N$  Normaldruck in kg oder Leistung in PS,  
 $n$  Drehzahl je Minute,  
 $P$  Anpreßdruck der Kupplung in kg,  
 $p$  Flächendruck in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $r$  Abstand der Umfangskraft  $U$  von der Wellenmitte in m,

$T$  Einrückzeit in sek,  
 $t$  Zeit in sek,  
 $U$  die im Abstände  $r$  von der Wellenmitte vereinigt gedachte Umfangskraft in kg,  
 $v = r \cdot \omega$  Umfangsgeschwindigkeit der Kuppelfläche im Abstände  $r$  von der Wellenmitte zur Zeit  $t$  in m/sek,  
 $W$  Arbeitswiderstand in kg,  
 $\alpha$  Neigungswinkel der Kegelflächen bzw. Ablenkungswinkel von Wellen,  
 $\varepsilon$  Winkelbeschleunigung in 1/sek<sup>2</sup>,  
 $\mu$  Reibungszahl,  
 $\mu'$  Reibungszahl an Kegelflächen,  
 $\sigma_b$  Beanspruchung auf Biegung in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $\tau_d$  Beanspruchung auf Drehung in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $\omega$  Winkelgeschwindigkeit in 1/sek,  
 $\omega_0$  Winkelgeschwindigkeit der antreibenden Welle in 1/sek.

## Einundzwanzigster Abschnitt: Lager.

## I. Gleitlager.

$d$  Zapfen- oder Bohrungsdurchmesser in mm oder cm,  
 $g$  Fallbeschleunigung in m/sek<sup>2</sup>,  
 $h$  Steighöhe in m,

$J$  Trägheitsmoment in  $\text{cm}^4$ ,  
 $K_b$  Biege-,  $K_z$  Zugfestigkeit in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $l$  Zapfen- oder Lagerlänge in cm oder mm,  
 $P$  Tragfähigkeit des Lagers in kg,  
 $p$  Flächendruck in  $\text{kg/cm}^2$ ,



- $s$  Schalenstärke in mm,  
 $s_1$  Stärke des Weißmetallausgusses in mm,  
 $v$  Umfangsgeschwindigkeit in m/sek,  
 $\sigma_b$  Beanspruchung auf Biegung,  $\sigma_z$  auf Zug in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $\omega$  Winkelgeschwindigkeit in 1/sek.

## II. Wälzlager.

- $D, D_m$  Kugelmittendurchmesser in cm,  
 $d, d_1, d_2$  Kugel- oder Rollendurchmesser in cm, mm oder Zoll,  
 $k$  zulässige spezifische Belastung,

- $l$  Länge der Rollen in cm oder mm,  
 $n$  Drehzahl je Minute,  
 $P$  Tragfähigkeit eines Lagers in kg,  
 $P_0$  Tragfähigkeit einer Kugel oder Rolle in kg,  
 $P_1, P_2, \dots, P_n$  Kugelbelastungen in kg,  
 $p_m$  mittlere Pressung an der Anlagestelle der Kugeln in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $v$  mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Kugeln oder Rollen in m/sek,  
 $z$  Zahl der Kugeln oder Rollen eines Lagers,  
 $\alpha$  Dehnungszahl in cm<sup>2</sup>/kg.

## Zweiundzwanzigster Abschnitt: Führungen, Maschinenrahmen und -gestelle.

- $a$  Hebelarm in cm,  
 $B$  Auflagedruck,  $B_w$  wagrechte,  $B_s$  senkrechte Seitenkraft von  $B$  in kg,  
 $b$  Hebelarm in cm,  
 $e$  Faserabstand von der Nulllinie in cm,  
 $F, f$  Querschnitte in cm<sup>2</sup>,  
 $J$  Trägheitsmoment in cm<sup>4</sup>,  
 $i$  Schwerpunktabstand in cm,  
 $M_b$  Biegemoment in kgcm,  
 $n$  Drehzahl je Minute,

- $P_0$  Summe des Dampf- und Pumpendruckes in kg,  
 $P_1$  Differenz des Dampf- und Pumpendruckes in kg,  
 $P_d$  Dampf-,  $P_p$  Pumpendruck in kg,  
 $\mu$  Reibungszahl,  
 $\sigma$  Spannung,  $\sigma_b$  Biege-,  $\sigma_z$  Zugspannung in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $\tau_s$  Schubspannung in kg/cm<sup>2</sup>.

## Dreiundzwanzigster Abschnitt: Zylinder.

- $a$  Hebelarm, Schlitzweite an Corlißzylindern in cm oder mm,  
 $C$  Zuschlag zur Wandstärke in Rücksicht auf die Herstellung in cm oder mm,  
 $c_m$  mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek,  
 $D, d$  Zylinderdurchmesser in cm oder mm,  
 $D_m$  mittlerer Durchmesser in cm oder mm,  
 $d_a, d_{a1}, d_{a2}$  Außen-,  $d_i, d_{i1}, d_{i2}$  Innendurchmesser von Zylindern oder Ringen in cm oder mm,  
 $F$  Kolbenfläche in cm<sup>2</sup>,  
 $F_1$  Kernquerschnitt von Schrauben in cm<sup>2</sup>,  
 $f$  Querschnitt in cm<sup>2</sup>,  
 $h$  Flanschstärke in cm oder mm,  
 $J$  Trägheitsmoment in cm<sup>4</sup>,  
 $k_z$  zulässige Beanspruchung auf Zug in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $m$  Querdehnungszahl,  
 $P$  Kolbenkraft, Flanschbelastung in kg,  
 $p$  Betriebsdruck in at,  
 $p_i$  innerer Überdruck in at,  
 $q$  Druck im Zwischenraum an Zylindern Huberscher Bauart, Schrumpfdruck oder durch Wicklungen erzeugter Radialdruck in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $q_1$  Schrumpfdruck in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $R$  Wölbungshalbmesser in cm,  
 $r_a, r'_a, r_{a1}, r_{a2}$  Außen-,  $r_i, r_{i1}, r_{i2}$  Innenhalbmesser zylindrischer Wandungen in cm oder mm,  
 $s$  Wandstärke in cm oder mm,  
 $s_1$  Kolbenhub in m oder mm,

- $t$  Temperatur in °C, Schraubenteilung in Formel (516) in cm,  
 $t_i$  Temperatur an der Innen-,  $t_a$  an der Außenwandung eines Zylinders in °C,  
 $v_m$  mittlere Wasser-, Luft- oder Dampfgeschwindigkeit in m/sek,  
 $x$  Schwerpunktabstand in cm,  
 $z$  Schrumpfmaß in cm oder mm, bzw. Schraubenzahl,  
 $\alpha, \alpha_1, \alpha_2$  Dehnungszahl in cm<sup>2</sup>/kg,  
 $\gamma$  Ausdehnungszahl des Werkstoffes bei 1° Erwärmung,  
 $\epsilon_1, \epsilon_2$  Dehnung bzw. Stauchung,  
 $\zeta$  Winkel, unter dem das keilförmige Stück in Abb. 1761 herausgeschnitten ist,  
 $\sigma$  Druck-,  $\sigma_b$  Biege-,  $\sigma_z, \sigma'_z$  Zugspannung in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $\sigma_{01}, \sigma_{02}$  die durch den Schrumpfdruck erzeugten Anstrengungen im Ruhezustand in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $\sigma'_1$  die durch den Betriebsdruck erzeugte größte Anstrengung in Zylindern mit Schrumpfringen, wenn die Wandung als ein Ganzes betrachtet wird, in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $\sigma_{i1}, \sigma_{i2}$  Anstrengungen in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $\sigma_t$  Anstrengung in der Längsrichtung eines Zylinders,  $\sigma'_t$  tangentielle Anstrengung infolge von Wärmespannungen in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $\tau_s$  Schubspannung in kg/cm<sup>2</sup>,  
 $\varphi_0$  Berichtigungszahl.

## Vierundzwanzigster Abschnitt: Reibräder.

- $B$  Scheibenbreite in cm,  
 $D_1, D_2, d$  Rad- und Scheibendurchmesser in cm,  
 $n_0, n_1, n_2$  Drehzahlen je Minute,  
 $Q, Q', Q_1, Q_2$  Anpreßdrucke in kg,  
 $U$  Umfangskraft in kg,

- $U_{1cm}$  die auf 1 cm Breite übertragene Umfangskraft in kg,  
 $u$  Übersetzung,  
 $v$  Umfangsgeschwindigkeit in m/sek,  
 $\alpha$  Flankenwinkel der Rillen an Rillenreibrädern,



$\mu = \operatorname{tg} \varrho$  Reibungszahl,

$\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}$  Reibungszahl für keilförmige Nuten,

$\varrho$  Reibungswinkel,

$\omega, \omega_1, \omega_2$  Winkelgeschwindigkeiten in 1/sek.

Fünfundzwanzigster Abschnitt: **Zahnräder.**

$A$  Zu übertragende Nutzarbeit in cmkg,  
 $A_r$  Reibungsarbeit in cmkg,  
 $a$  Achsabstand bei Stirnradgetrieben, kürzester Abstand geschränkter Wellen in cm oder mm,  
 $b$  Zahnbreite in cm oder mm,  
 $D, D_1, D_2$  Teilkreisdurchmesser in cm oder mm,  
 $D'_1, D'_2$  Wälzkreisdurchmesser in cm oder mm,  
 $D_k$  Kopfkreisdurchmesser in cm oder mm,  
 $D_m$  mittlerer Durchmesser an Kegelrädern in cm oder mm,  
 $d$  Durchmesser von Zapfen- oder Rollenzähnen in cm oder mm,  
 $d_0$  Kerndurchmesser der Schnecke in cm oder mm,  
 $f$  Fußhöhe in cm oder mm,  
 $h, h', h''$  Kopfhöhe in cm oder mm,  
 $h_0 = i \cdot t$  Ganghöhe der Schnecke in cm, mm oder Zoll,  
 $i$  Armzahl bzw. Gangzahl der Schnecke,  
 $k = 0,06 \dots 0,07 k_b$  Belastungszahl,  
 $k_0$  Belastungsgrundzahl, auch spezifische Beanspruchung der Flanken auf Flächen-  
 druck,  
 $l$  Zahnhöhe oder Lückentiefe in cm oder mm,  
 $M_b$  Biegemoment in cmkg,  
 $M_a$  zu übertragendes Drehmoment, Antriebs-  
 drehmoment an Schnecken in cmkg,  
 $m = \frac{t}{\pi}$  Modul oder Stichzahl in mm,  
 $N$  Leistung in PS,  
 $n, n_0, n_1, n_2$  Drehzahlen je Minute,  
 $P$  Zahndruck in kg,  
 $R, R_1, R_2$  Teilkreisradius in cm oder mm,  $R$   
 auch Radialdruck an Schnecken in kg,  
 $R', R'_1, R'_2$  Wälzkreisradius in cm oder mm,  
 $R_{o1}, R_{o2}$  Grundkreisradius in cm oder mm,  
 $r$  Teilriabstand der Schnecke in cm oder mm,  
 $s$  Zahndicke in cm oder mm,  
 $T = T' + T''$  Tangentialkraft am Schnecken-  
 teilzylinder in kg,  
 $t$  Teilung in cm, mm oder Zoll,  
 $t_0$  Sprung an Schräg-, Pfeil- und Kurvenzähnen  
 in cm oder mm,

$t_m$  mittlere Teilung an Kegelradzähnen in cm  
 oder mm,  
 $t_n$  Profilteilung, senkrecht zu den Flanken in cm  
 oder mm,  
 $t_s$  Stirnteilung an Schräg-, Pfeil- und Kurven-  
 zähnen in cm oder mm,  
 $U$  zu übertragende Umfangskraft, auch Axial-  
 druck an der Schnecke in kg,  
 $u$  Übersetzung,  
 $v, v_1, v_2$  Umfangsgeschwindigkeiten der Teil- oder  
 Wälzkreise in m/sek,  
 $w$  Lückenweite in cm oder mm,  
 $w'$  Erfahrungszahl für die Berechnung von  
 Zahntrieben auf Warmlaufen,  
 $z, z_1, z_2$  Zahnzahlen,  
 $z_0$  Grenzzahnzahl,  
 $z_v$  Grenzzahnzahl bei V-Rädern,  
 $\alpha$  Flankenwinkel der Zahnstangen- oder Plan-  
 verzahnung,  
 $\alpha_1$  Steigungswinkel an Schnecken,  
 $\alpha'_1 = 90^\circ - \alpha_1$  Steigungswinkel der Schnecken-  
 radzähne,  
 $\beta$  Neigungswinkel der Erzeugenden der Evol-  
 vente gegenüber der Mittellinie,  
 $\gamma$  Steigungswinkel an Schrägzahnrädern,  
 $\delta$  Achswinkel an Kegelradtrieben,  
 $\delta_1, \delta_2$  halbe Spitzwinkel der Teilkegel an Kegel-  
 rädern,  
 $\varepsilon$  Überdeckungsgrad,  
 $\eta, \eta'$  Wirkungsgrad,  
 $\eta'_1, \eta'_2$  Lagerwirkungsgrade,  
 $\eta_s$  Wirkungsgrad des gesamten Getriebes,  
 $\mu = \operatorname{tg} \varrho$  Reibungszahl,  
 $\varrho$  Reibungswinkel,  
 $\varrho_1, \varrho_2$  Rollkreisradius bei der Zykloidenverzah-  
 nung in cm oder mm,  
 $\varrho'_1, \varrho'_2$  Seitenlängen der Ergänzungskegel,  
 $\varphi$  Achswinkel an Hyperbel- und Schraubenrad-  
 getrieben,  
 $\varphi_1, \varphi_2$  Teilwinkel von  $\varphi$ ,  
 $\psi = \frac{b}{t}$  Verhältnis der Zahnbreite zur Teilung,  
 $\omega_1, \omega_2, \omega'$  Winkelgeschwindigkeiten in 1/sek.

Sechszwanzigster Abschnitt: **Riemen-, Stahlband- und Seiltriebe.**

$A$  Achsdruck in kg,  
 $A_v$  der durch die Vorspannung erzeugte Achs-  
 druck während des Stillstandes des Triebes  
 in kg,  
 $a$  Spannweite oder Freihang des Riemens oder  
 Seils in cm oder m,  
 $a_1, a_n$  Halbachsen elliptischer Armquerschnitte in  
 cm,  
 $B$  Scheibenbreite in cm oder mm,  
 $b$  Riemenbreite in cm,  
 $b_1, b_n$  Halbachsen elliptischer Armquerschnitte in  
 cm,

$C$  Festwert in Formel (686),  
 $c_n$  der auf 1 cm Riemenbreite entfallende Achs-  
 druck in kg/cm,  
 $c_f$  die auf 1 cm Riemenbreite entfallende Flieh-  
 kraft in kg/cm,  
 $c_n$  die auf 1 cm Riemenbreite entfallende Nutz-  
 kraft in kg/cm,  
 $c_v$  die auf 1 cm Riemenbreite entfallende Vor-  
 spannkraft in kg/cm,  
 $D, D_1, D_2$  Scheibendurchmesser in cm oder m,  
 $d$  Seildurchmesser in cm oder mm,  
 $E$  Achsentfernung in cm oder m,



- $e$  Basis der natürlichen Logarithmen,  
 $F_k$  Kranzquerschnitt in  $\text{cm}^2$ ,  
 $f$  Querschnitt, insbesondere Drahtquerschnitt des Seils in  $\text{cm}^2$ ,  
 $f_e$  Armquerschnitt am Kranz,  $f_m$  in der Mitte,  $f_n$  an der Nabe in  $\text{cm}^2$ ,  
 $G$  Scheibengewicht in  $\text{kg}$ ,  
 $g$  Fallbeschleunigung in  $\text{m}/\text{sek}^2$ , in den Festigkeitsrechnungen in  $\text{cm}/\text{sek}^2$ ,  
 $g_0$  Gewicht des Seiles in  $\text{kg}/\text{m}$ ,  
 $J_A$  Trägheitsmoment des mittleren Armquerschnitts in  $\text{cm}^4$ ,  
 $J_K$  Trägheitsmoment des Kranzquerschnitts in  $\text{cm}^4$ ,  
 $i$  Armzahl,  
 $i_0$  Armzahl eines Armsterns,  
 $k_b$  zulässige Beanspruchung auf Biegung,  $k_z$  auf Zug in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $k_n$  an Riemen: Belastungszahl, d. i. die auf 1 cm Riemenbreite zu übertragende Nutzkraft  $\frac{U}{b}$  in  $\text{kg}/\text{cm}$ ,  
 an Seilen: Nutztension in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $l$  Länge des Riemens oder Seiles, bzw. Armlänge in  $\text{cm}$ ,  
 $M_b$  Biegemoment in  $\text{cmkg}$ ,  
 $m = \frac{S'_1}{S'_2} = \frac{c'_1}{c'_2} = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2}$  Spannungsverhältnis,  
 $N$  Leistung in PS,  
 $n$  Drehzahl je Minute,  
 $p$  Flächendruck zwischen Riemen und Scheibe in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $R$  Scheibenhalmmesser, auch Abstand von der Drehachse in  $\text{cm}$ ,  
 $R_n$  Nabenhalmmesser in  $\text{cm}$ ,  
 $R_s$  Halmmesser des Schwerpunktkreises des Kranzes in  $\text{cm}$ ,  
 $S_1$  Spannkraft des Riemens im ziehenden,  $S_2$  im gezogenen Trum in  $\text{kg}$ ,  
 $S'_1$  freie Spannkraft im Riemen im ziehenden,  $S'_2$  im gezogenen Trum in  $\text{kg}$ ,  
 $S_v$  freie Spannkraft während des Stillstandes in  $\text{kg}$ ,  
 $s$  Riemenstärke in  $\text{cm}$ ,  
 $s_k$  Kranzstärke in  $\text{cm}$ ,  
 $U$  Umfangskraft in  $\text{kg}$ ,  
 $u = u_0(1 - \psi)$  Übersetzung unter Berücksichtigung des Schlupfes,  
 $u_0 = \frac{D_1 + s}{D_2 + s}$  theoretische Übersetzung,  
 $v$  Riemen- oder Seilgeschwindigkeit in  $\text{m}/\text{sek}$ , Umfangsgeschwindigkeit von Scheiben in  $\text{m}/\text{sek}$  oder  $\text{cm}/\text{sek}$ ,  
 $v_g$  Gleitgeschwindigkeit in  $\text{m}/\text{sek}$  oder  $\text{cm}/\text{sek}$ ,  
 $v_k$  Kranzgeschwindigkeit längs des Schwerpunktkreises in  $\text{m}/\text{sek}$  oder  $\text{cm}/\text{sek}$ ,  
 $W$  Widerstandsmoment in  $\text{cm}^3$ ,  
 $X_A$  Längskraft in den Armen in  $\text{kg}$ ,  
 $y_a, y'_a$  der Spannweite  $a$  entsprechende Durchhänge des Riemens oder Seils in  $\text{cm}$ ,  
 $Z_A$  Fliehkraft eines Arms in  $\text{kg}$ ,  
 $z$  Drahtzahl,  
 $\alpha$  Dehnungszahl in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ,  
 $\alpha'$  Dehnungszahl an Drahtseilen in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ,  
 $\alpha_k$  Dehnungszahl des Armwerkstoffes,  $\alpha_k$  des Kranzwerkstoffes in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ,  
 $\beta$  Berichtigungszahl,  
 $\gamma$  Einheitsgewicht des Leders oder des Seiles in  $\text{kg}/\text{dm}^3$ , des Werkstoffes von Scheiben in  $\text{kg}/\text{cm}^3$ ,  
 $\delta$  Drahtstärke in  $\text{cm}$  oder  $\text{mm}$ ,  
 $\delta_k$  radiale Verschiebung des Kranzes durch  $X_A$  an der Ansatzstelle der Arme in  $\text{mm}$ ,  
 $\epsilon = \frac{\lambda}{l} \cdot 100$  Dehnung in %,   
 $\eta$  Wirkungsgrad,  
 $\zeta$  Ausdehnungszahl des Stahles,  
 $\lambda$  elastische Verlängerung in  $\text{cm}$ ,  
 $\lambda_A$  Verlängerung der Arme durch die Eigenfliehkraft,  $\lambda_z$  durch  $X_A$  in  $\text{cm}$ ,  
 $\mu$  Reibungszahl,  
 $\xi$  Berichtigungszahl, auch Schwerpunktabstand in  $\text{cm}$ ,  
 $\varrho_k$  radiale Erweiterung des Kranzes, wenn derselbe als freilaufender Ring betrachtet wird, in  $\text{cm}$ ,  
 $\sigma$  Spannung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_a = \frac{c_a}{s}$  durch den Achsdruck hervorgerufene Spannung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_b$  Biegespannung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_f = \frac{c_f}{s}$  Fliehschpannung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_n = \frac{c_n}{s}$  Nutztension in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_v = \frac{c_v}{s}$  Vorspannung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_z$  Zugspannung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma'_0$  freie Spannung in beiden Trümmern beim Leerlauf in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_1$  Gesamtspannung im ziehenden,  $\sigma_2$  im gezogenen Trum in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma'_1$  freie Spannung im ziehenden,  $\sigma'_2$  im gezogenen Trum in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\varphi = \frac{360^\circ}{i_0}$  oder  $\frac{2\pi}{i_0}$  Winkel zwischen zwei Armen einer Riemen- oder Seilscheibe,  
 $\psi$  Gleitschlupf,  
 $\omega$  Umspannungswinkel, bzw. Winkelgeschwindigkeit in  $1/\text{sek}$ .

## Siebenundzwanzigster Abschnitt: Kettentriebe.

- $d$  Teilkreisdurchmesser in  $\text{cm}$  oder  $\text{mm}$ ,  
 $t$  Teilung in  $\text{cm}$  oder  $\text{mm}$ ,  
 $z$  Zahnzahl.

## Achtundzwanzigster Abschnitt: Schwungräder.

- $A_1, A_2$  Arbeitsvermögen oder Wucht in  $\text{mkg}$ ,  
 $A_s$  aufzuspeichernde Arbeit in  $\text{mkg}$ ,  
 $b$  Breite in  $\text{m}$  bei Bestimmung des Trägheitsmoments,



- $C, C_1, C', C'_1, c, c_0$  Festwerte,  
 $D$  Trägheitsdurchmesser, an Speichenschwungrädern mittlerer Schwungringdurchmesser in m,  
 $D_a$  Kranzaußendurchmesser in mm oder cm,  
 $F_k$  Kranzquerschnitt in  $\text{cm}^2$ ,  
 $f_e$  Endquerschnitt eines Armes am Kranz,  $f_m$  mittlerer Querschnitt,  $f_n$  Querschnitt an der Nabe in  $\text{cm}^2$ ,  
 $G$  das auf den Trägheitshalbmesser, bzw. mittleren Schwungringhalbmesser bezogene Gewicht des Rades in kg,  
 $G_k$  Kranzgewicht in kg,  
 $G_s$  Gewicht des ganzen Rades in kg,  
 $g$  Fallbeschleunigung in  $\text{m/sek}^2$  oder  $\text{cm/sek}^2$ ,  
 $J$  Trägheitsmoment des ganzen Rades in  $\text{mkg} \cdot \text{sek}^2$ ,  
 $J_k$  Trägheitsmoment des Kranzquerschnitts in  $\text{cm}^4$ ,  
 $i$  Armzahl,  
 $i_0$  Armzahl in einem Armstern,  
 $l$  Armlänge in cm,  
 $M = \frac{G_s}{g}$  Masse des gesamten Schwungrades in  $\frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot \text{sek}^2$ ,  
 $M_b$  Biegemoment in  $\text{kpcm}$ ,  
 $N$  Leistung in PS,  
 $n$  Drehzahl je Minute,  
 $n_1, n_2$  Grenzdrehzahlen in der Minute, zwischen denen die Wucht des Schwungrades ausgenutzt wird,  
 $n_m$  mittlere Drehzahl je Minute,  
 $R$  Kurbelhalbmesser in cm,  
 $R_a$  Kranzaußen-,  $R_i$  Kranzinnenhalbmesser in cm,  
 $R_s$  Trägheitshalbmesser, an Speichenschwungrädern  $r$  und Halbmesser des Schwerpunktkreises des Kranzes in cm,

- $r, r_1, r_2$  Halbmesser in m bei Bestimmung des Trägheitsmoments,  
 $T_u$  Tangentialüberdruck in kg,  
 $U$  Umfangskraft in kg,  
 $v$  Umfangsgeschwindigkeit in  $\text{m/sek}$ ,  
 $v_1$  und  $v_2$  die am Trägheitshalbmesser oder Kranzschwerpunktkreise gemessenen Laufgeschwindigkeiten in  $\text{m/sek}$ ,  
 $v_k$  Kranzgeschwindigkeit längs des Schwerpunktkreises des Kranzes in  $\text{m/sek}$  oder  $\text{cm/sek}$ ,  
 $v_m$  mittlere Betriebsgeschwindigkeit in  $\text{m/sek}$ ,  
 $W$  Widerstandsmoment in  $\text{cm}^3$ ,  
 $X_A$  Längskraft in den Armen in kg,  
 $\alpha_A$  Dehnungszahl des Werkstoffs der Arme,  $\alpha_x$  des Kranzes in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ,  
 $\gamma$  Einheitsgewicht in  $\text{kg/dm}^3$  oder  $\text{kg/cm}^3$ ,  
 $\delta_s$  Ungleichförmigkeitsgrad,  
 $\varepsilon$  Dehnung der mittleren,  $\varepsilon_i$  der inneren,  $\varepsilon_a$  der äußeren Kranzfaser,  
 $\lambda_A$  Verlängerung der Arme infolge der Eigenfliehkraft in cm,  
 $\lambda_x$  Verlängerung der Arme durch  $X_A$  in cm,  
 $\varrho_k$  radiale Erweiterung des Kranzes, wenn er als freilaufender Ring betrachtet wird, in cm,  
 $\sigma_z$  Zugspannung,  $\sigma_{zi}$  der inneren,  $\sigma_{za}$  der äußeren Kranzfaser in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $\varphi = \frac{360^\circ}{i_0}$  oder  $\frac{2\pi}{i_0}$  Zentriwinkel zwischen zwei Armen,  
 $\psi = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ ,  
 $\omega_1, \omega_2$  Winkelgeschwindigkeiten, insbesondere Grenzwinkelgeschwindigkeiten, zwischen denen die Wucht des Schwungrades ausgenutzt wird, in  $1/\text{sek}$ ,  
 $\omega_m$  mittlere Winkelgeschwindigkeit in  $1/\text{sek}$ .

Neunundzwanzigster Abschnitt: Schaufeln, Trommeln, Scheiben und Räder an rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen.

- $A = \alpha \cdot \frac{m^2 - 1}{m^2} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2$ ,  
 $a$  Hebelarm in cm,  
 $b_k$  Kranzbreite in cm,  
 $b_n$  Nabenbreite in cm,  
 $C_1, C_2$  Festwerte,  
 $c$  Hebelarm in cm,  
 $e$  Basis der natürlichen Logarithmen,  
 $e_1, e_2, e'$  Abstände von Fasern von der Nulllinie in cm,  
 $F, f$  Querschnitte in  $\text{cm}^2$ ,  
 $f_k$  Kehl-,  $f_s$  Schaufelquerschnitt in  $\text{cm}^2$ ,  
 $G_f$  Gewicht eines Füllstücks,  $G_s$  einer Schaufel in kg,  
 $g$  Fallbeschleunigung in  $\text{cm/sek}^2$ ,  
 $J_k$  Trägheitsmoment des Kehlquerschnitts,  $J_s$  des Schaufelquerschnitts in  $\text{cm}^4$ ,  
 $K$  Flankendruck an Schwalbenschwänzen in kg,  
 $K_{1\text{cm}}$  Flankendruck, bezogen auf 1 cm Länge in  $\text{kg/cm}$ ,  
 $k = \frac{r}{R_1}$ ,

- $l$  Länge des Pols in axialer Richtung in cm,  
 $l_s$  Schaufellänge in cm,  
 $M_b$  Biegemoment in  $\text{kpcm}$ ,  
 $m$  Querdehnungszahl,  
 $n$  Drehzahl je Minute,  
 $P$  Druck des Treibmittels auf eine Schaufel in kg,  
 $p$  Flächendruck in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $p_0$  Pressung zwischen Welle und Nabe in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $p_s$  Belastung durch die Beschaukelung in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $Q$  Resultierende der Flankendrucke in kg,  
 $R_1$  Außenhalbmesser der Trommel oder der eigentlichen Scheibe, dann gleich Innenhalbmesser des Kranzes in cm,  
 $R_2$  Innenhalbmesser der Trommel oder der eigentlichen Scheibe, dann gleich Außenhalbmesser der Nabe in cm,  
 $R_0$  Halbmesser der Nabenbohrung in cm,  
 $R_a$  Außenhalbmesser des Kranzes von Scheiben in cm,



$R_k$  mittlerer Kranzhalmesser in cm,  
 $R_n$  mittlerer Halbmesser der Nabenwandung in cm,  
 $R_s$  Halbmesser des Schaufelkreises bzw. Abstand des Schaufelschwerpunkts von der Drehachse in cm,  
 $R_t$  mittlerer Halbmesser der Trommelwandung in cm,  
 $r$  Halbmesser in cm,  
 $s$  Breite der Anlagefläche des Polfußes in cm,  
 $s_k$  mittlere Kranz-,  $s_t$  mittlere Trommelstärke in cm,  
 $s_n$  Nabenwandstärke in cm,  
 $t_i$  Abstand oder Teilung der Schaufelreihen längs einer Trommel in cm,  
 $v_k$  mittlere Kranzgeschwindigkeit in m/sek oder cm/sek,  
 $v_t$  Laufgeschwindigkeit von Trommeln, gemessen am mittleren Wandungshalbmesser in cm/sek,  
 $W$  Widerstandsmoment in  $\text{cm}^3$ ,  
 $x$  Scheibenstärke im Abstände  $r$  in cm,  
 $x_1$  Scheibenstärke am Halbmesser  $R_1$ ,  $x_2$  an  $R_2$  in cm,

$Z, Z_1, Z_2, Z_3$  Fliehkräfte,  $Z_f$  eines Füllstücks,  $Z_p$  eines Pols,  $Z_s$  einer Schaufel in kg,  
 $Z_{1\text{cm}}$  die auf 1 cm Länge entfallende Fliehkraft in kg/cm,  
 $z$  Schaufelzahl auf den Umfang,  
 $\alpha$  Dehnungszahl in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ,  
 $\gamma$  Einheitsgewicht in  $\text{kg}/\text{cm}^3$ ,  
 $\epsilon_r$  Radialdehnung,  
 $\epsilon_t$  Tangentialdehnung,  
 $\varrho$  Reibungswinkel, in den Festigkeitsrechnungen radiale Erweiterung in cm,  
 $\sigma$  Spannung, insbesondere Radial- und Tangentialspannung in der Scheibe gleicher Festigkeit in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_b, \sigma'_b$  Biegebeanspruchung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_i$  Anstrengung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_k$  mittlere Tangentialspannung im Kranz,  $\sigma_n$  in der Nabe in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_r$  Radial-,  $\sigma_t$  Tangentialspannung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\sigma_z$  Zugspannung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  
 $\varphi$  Polwinkel,  
 $\psi$  Neigungswinkel der Schwalbenschwanzflächen gegenüber dem Grund,  
 $\omega$  Winkelgeschwindigkeit in 1/sek.

## Ergänzungen und Berichtigungen.

### Erster Band.

- S. 124 Z. 21 von unten: Der untere Schmelzpunkt von Legierungen mit größeren Mengen Blei und Antimon liegt bei  $181^\circ$ .  
 „ 162 „ 3 von unten: lies Werkzeichnungen statt Werkstattzeichnungen.  
 „ 337 „ 19 von unten: lies mm statt m.

### Zweiter Band.

- „ 605 „ 18 von unten: Vor geringere Werte ist einzufügen im Durchschnitt.  
 „ 608 „ 19 von oben: hinter so daß einfügen bei Einsetzen des halben Schubstangengewichts.  
 „ 709 „ 1 von oben: hinter  $f \text{ cm}^2$  einfügen Kurve  $I$ .  
 „ 719 „ 3 von oben: hinter Zapfen einfügen: an Kraftmaschinen, hinter Abb. 1238 an Arbeitsmaschinen nach außen.  
 „ 722 in Formel 397 und 398 lies  $-\frac{b_0^2}{3}$  statt  $+\frac{b_0^2}{3}$ .  
 „ 727 Z. 13 von unten: streiche sorgfältig eingepaßte.  
 „ 728 Formel 401 berichtigen:  $\frac{P}{2} \left( \frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right) / W = \frac{P}{8} \cdot \frac{2l - b_0}{W}$ .  
 „ 734 Z. 11 von unten:  $f$  durch  $F$  ersetzen.  
 „ 738 „ 4 von unten: lies  $-\frac{b_0^2}{3}$  statt  $+\frac{b_0^2}{3}$ .  
 „ 3 von unten:  $\frac{12^2}{3}$  ist negativ, dadurch wird  $M_1 = 3160 \text{ cmkg}$ .  
 „ 1 von unten: lies  $2 \cdot 23,8$  statt  $223,8$ .  
 „ 739 „ 3 von oben:  $M_2$  wird bei Berichtigung von  $M_1$   $2865 \text{ cmkg}$ .  
 „ 4 von oben:  $\sigma = 153 + 347 = 500 \text{ kg}/\text{cm}^2$ .  
 „ 9 von oben:  $\sigma' = 130 + 395 = 525 \text{ kg}/\text{cm}^2$ .  
 „ 740 „ 6 von oben: statt Flußstahl lies geschmiedeter Stahl.  
 „ 756 „ 6 von oben: streiche bei.  
 „ 763 „ 6 von oben: lies ungünstigste statt ungünstiger.  
 „ 763 „ 20 von oben: lies durch die statt mit der.  
 „ 786 „ 8 von oben: lies den statt dem.



- S. 789 Z. 1 von oben: lies den Kurbelzapfen aber statt und den Kurbelzapfen.  
 „ 790 „ 15 von unten: hinter sich einfügen  $\delta$ .  
 „ 799 „ 12 von oben: statt wenn rechtsdrehend lies wenn sie in den unteren Fasern der Welle Zugspannungen erzeugen.  
 „ 14 von oben: hinter seien ist zu ergänzen:  $P$ .  
 „ 10 von unten: setze  $\text{tg } \delta_m = -\text{tg } \gamma_n$  statt  $\delta_n = -\gamma$ , lies Größe statt Größen.  
 „ 800 „ 3 von oben: füge positiven vor Stützen- ein.  
 „ 9 von oben: lies Ersatzgrößen statt Ersatzgröße.  
 „ 17—19 von oben: Der Maxwellsche Satz läßt sich nur auf glatte Wellen anwenden. Liegt eine gekröpfte oder eine Formwelle vor, so wiederholt man die Untersuchung unter der Annahme, daß das Moment  $M$  am linken Ende des Feldes wirkt. Die dabei gefundenen Neigungen  $\text{tg } \gamma_n^{IV}$  und  $\text{tg } \delta_n^{IV}$  gehen

in  $\text{tg } \gamma_n^{IV} \cdot \frac{M_n}{M}$  und  $\text{tg } \delta_n^{IV} \cdot \frac{M_n}{M}$  über, wenn an Stelle von  $M$  das wirkliche Stützenmoment  $M_n$  wirkt.

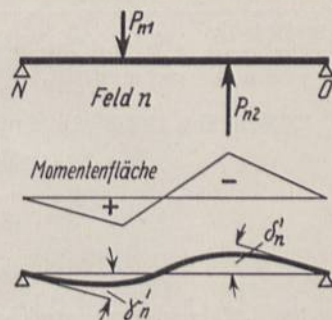
Die Gleichungen (432) und (433) müssen lauten:

$$\text{tg } \gamma_n = \pm \text{tg } \gamma'_n + \text{tg } \gamma''_n \cdot \frac{M_0}{M} + \text{tg } \gamma_n^{IV} \cdot \frac{M_n}{M}. \quad (432)$$

$$\text{tg } \delta_n = \pm \text{tg } \delta'_n + \text{tg } \delta''_n \cdot \frac{M_0}{M} + \text{tg } \delta_n^{IV} \cdot \frac{M_n}{M}. \quad (433)$$

Das Vorzeichen der durch die äußeren Kräfte bedingten Neigungen  $\text{tg } \gamma'_n$  und  $\text{tg } \delta'_n$  ist in Übereinstimmung mit den Biegemomenten in der Nähe der betreffenden Stelle zu wählen.

Das positive ist einzuführen, wenn positive Momente wirken, daran kenntlich, daß sie in den unteren Fasern der Welle Zugspannungen bedingen. Im Falle obenstehender Abbildung ist  $\text{tg } \gamma'_n$  positiv,  $\text{tg } \delta'_n$  negativ einzusetzen.



- „ 816 „ 8 von oben: lies das Laufen statt Drehung.  
 „ 819 „ 19 von unten: streiche auch.  
 „ 838 „ 3 und 4 von oben: lies das gefährliche Umlaufen derselben statt die gefährlichen Laufgeschwindigkeiten ganz.  
 „ 840 „ 13 von unten: lies Kettenräder statt ein Kettenrad.  
 „ 844 „ 20 von unten: lies Ausgusses statt Eingusses.  
 „ 898 „ 20 von oben: lies Norma-Lager.  
 „ 913 Abb. 1643 ist um  $90^\circ$  zu drehen.  
 „ 924 Z. 5 und 4 von unten: lies Wellenmittellinie statt Maschinenachse.  
 „ 983 „ 4 von unten: lies Laufzylinders statt Laufmantels.  
 „ 997 in der Unterschrift von Abb. 1768 lies Viertaktgroßmaschinenzylinder.  
 „ 999 Z. 3 von unten: lies  $\text{kg/cm}^2$ .  
 „ 1010 „ 21 von unten: lies versteifte statt vertiefte.  
 „ 1041 „ 23 von oben: lies Kanten  $R$ ,  $S$  und  $S'$ .  
 „ 1042 „ 13 von oben: streiche auf.  
 „ 1047 „ 16 von oben: lies unterschneidungsfri.  
 „ 9 von unten: lies Zahn statt Zähnen.  
 „ 3 von unten: streiche Grenze.  
 „ 1052 „ 10 von oben: hinter  $h''$  einschalten nach Formel (538).  
 „ 1066 „ 6 von unten: hinter  $M_d$  ergänzen in  $\text{cmkg}$ .  
 „ 5 von unten: hinter  $N$  ergänzen in Pferdestärken.

- „ 1071 unten. Aus der in Zeile 4 von unten angeführten Beziehung folgt  $\xi_1 = \frac{0,07 k_b}{k_0} = \frac{k_b}{15 k_0}$ . Führt man

$k_b = \frac{K_b}{\mathcal{C}}$  ein, wenn  $K_b$  die Biegefestigkeit des Werkstoffs der Zähne und  $\mathcal{C}$  die Bruchsicherheit derselben bei schwellonder Belastung bedeutet, so wird

$$\xi_1 = \frac{K_b}{15 \mathcal{C} \cdot k_0}.$$

Mit der Belastungsgrundzahl  $k_0 = 30$ , die für normrechtes Gußeisen Ge 18.91 der DIN 1691 mit  $K_b = 3060 \text{ kg/cm}^2$  Biegefestigkeit bei rechteckigem Querschnitt gilt, folgt

$$\xi_1 = \frac{K_b}{450 \mathcal{C}}.$$

Für die übrigen Werkstoffe darf  $K_b = K_e$  gesetzt werden. Auf Grund der Gleichung gibt Prof. Nieten die folgenden Zahlen an, die sich insbesondere auf normrechte Werkstoffe beziehen:



Werkstoff		$K_z \geq$	$K_b \geq$	$\zeta$	$\xi_1$
Gußeisen	Ge 18.91	1800	3060	6,8	1
	Ge 14.91	1400	2380	6,8	0,8
	Ge 12.91	1200	2040	6,8	0,7
Stahlguß	Stg 45.81	4500	(4500)	5,4	1,9
	Stg 52.81	5200	(5200)	5,4	2,1
	Stg 60.81	6000	(6000)	5,4	2,5
Geschmiedeter Stahl	St 42.11	4200	(4200)	4,2	2,2
	St 50.11	5000	(5000)	4,3	2,6
	St 60.11	6000	(6000)	4,5	3,0
Spezialstahle. . . . .	7000—9000	(7000—9000)	4,0	4—5	
Sonderbronze, z. B. Deltametall, Legierung I, geschmiedet. . . . .	6000	(6000)	5	2,7	

S. 1075 zu Abb. 1895 b. Auf Grund neuerer Untersuchungen gibt Prof. Nieten für  $\xi_3$  die folgenden Werte an:

bei leichtem Betrieb und	Handantrieb	1,2
	motorischem Antrieb	1
bei mittlerem Betrieb und	Handantrieb	1,05
	motorischem Antrieb	0,8
bei schwerem Betrieb und	Handantrieb	0,9
	motorischem Antrieb	0,6

„ 1108 Z. 23 von oben: streiche Komma und die.

„ 1121 „ 25 von unten: lies Gerade statt gerade.

„ 1134 „ 20 von unten: lies radiale statt radikale.

„ 1161 in Abb. 2024 ist der Aufriß etwas nach links verschoben.

„ 1165 Z. 10 von unten: lies  $\gamma^2$  statt  $\gamma$ .

„ 1183—1187. Berechnung der Riemenabmessungen.

Während des Reindrucks des Abschnitts erschien die im Auftrag des Ausschusses für wirtschaftliche Fertigung von Prof. Dr.-Ing. Skutsch bearbeitete Berechnung offener Lederriementriebe (Blatt AWF 150, Beuth-Verlag Berlin S 14). Dieselbe geht von einer höchsten zulässigen Gesamtspannung  $\sigma_{\max} = 33 \text{ kg/cm}^2$  in besten Riemen aus und berücksichtigt bei der Wahl der Nutzspannung  $\sigma_n$  die Riemenlänge, die Laufgeschwindigkeit, den Umschlingungswinkel der kleinen Scheibe, die Riemenreibungszahl und die Inanspruchnahme des Riemens auf Biegung beim Laufen über die kleine Scheibe. Aus der Nutzspannung wird der Riemenquerschnitt oder bei gegebener Stärke die Riemenbreite ermittelt. Für die Riemenlänge sind die Lieferbedingungen des Reichsausschusses für Lieferbedingungen, RAL Nr. 066 A maßgebend, die vom oben angeführten Verlag zu beziehen sind und nach denen drei Treibriemenklassen unterschieden werden:

- Klasse I gewöhnliche Treibriemen,
- „ II gute Treibriemen,
- „ III erstklassige Treibriemen.

„ 1211 Z. 13 von oben: der Buchstabe  $\sigma$  steht auf dem Kopf.

„ 1245 „ 4 von unten: lies Rundseile.

„ 1248 „ 2 von unten: hinter eingestampft einschalten (3).

„ 1 von unten: lies (5) statt (3).











und  $\frac{\sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi}$  am geraden Kurbeltrieb.

90 270	100 260	110 250	120 240	130 230	140 220	150 210	160 200	170 190	180°
-0,200 1,000	-0,362 0,950	-0,495 0,874	-0,600 0,779	-0,678 0,666	-0,731 0,542	-0,766 0,413	-0,785 0,278	-0,796 0,139	-0,800 0
-0,222 1,000	-0,382 0,946	-0,512 0,867	-0,611 0,768	-0,681 0,655	-0,727 0,532	-0,755 0,403	-0,769 0,271	-0,776 0,136	-0,778 0
-0,250 1,000	-0,409 0,941	-0,534 0,857	-0,625 0,755	-0,686 0,641	-0,723 0,518	-0,741 0,391	-0,748 0,261	-0,750 0,131	-0,750 0

oder in erster Annäherung, nämlich bei Vernachlässigung der Strecke  $\overline{GF}$  gegenüber  $2L$ :

$$\overline{GF} \approx \frac{CF^2}{2L} = \frac{R^2 \sin^2 \varphi}{2L},$$

$$x = R(1 - \cos \varphi) \pm \frac{R^2 \sin^2 \varphi}{2L}. \tag{286}$$

Der Winkel  $\psi$  nimmt um so kleinere Werte an, je größer die Schubstangenlänge  $L$  im Verhältnis zum Kurbelhalbmesser  $R$  ist. Im Grenzfall  $L = \infty$  wird  $\psi = 0$  und der Kolbenweg:

$$x' = R(1 - \cos \varphi). \tag{287}$$

Dann ist er also durch die Projektion der Kurbelzapfenmitte auf die Kolbenweglinie gegeben, wobei noch die Wege für den Hin- und Rückgang bei gleichen Kurbelwinkeln  $\varphi$  gleich groß werden.

### 2. Geschwindigkeitsverhältnisse am geraden Kurbeltrieb.

Für den Hingang gibt eine gleichförmige Kurbelgeschwindigkeit  $v$  bei ihrer Zerlegung in der Richtung der Schubstange und senkrecht dazu nach Abb. 1048 die Stangengeschwindigkeit  $v_t = v \sin(\varphi + \psi)$  und die Kolbengeschwindigkeit:

$$c = \frac{v_t}{\cos \psi} = \frac{v \sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi}, \tag{288a}$$

da  $v_t$  als Komponente von  $c$  betrachtet werden kann. Für den Rückweg gilt:

$$c_1 = \frac{v \sin(\varphi - \psi)}{\cos \psi}. \tag{288b}$$

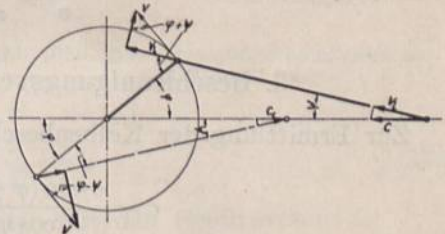


Abb. 1048. Geschwindigkeitsverhältnisse am geraden Kurbeltrieb.

Die Kolbengeschwindigkeit ist demnach von  $\varphi$  und  $\psi$  und damit von dem Verhältnis  $\frac{R}{L}$  abhängig, das bei liegenden Maschinen zu  $\frac{1}{5}$ , bei stehenden bis zu  $\frac{1}{4,5}$  und  $\frac{1}{4}$  gewählt zu werden pflegt. Zusammenstellung 112 enthält die Werte von  $\frac{\sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi}$  für Kurbelwinkel von 10 zu 10°.

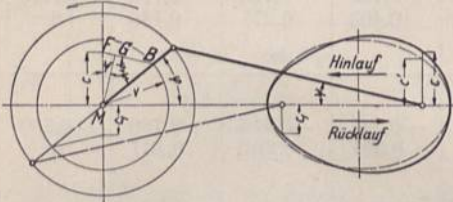
Bei der zeichnerischen Ermittlung trägt man  $v$  polar auf, erhält bei gleichförmiger Geschwindigkeit einen Kreis mit dem Halbmesser  $v$ , Abb. 1049, und findet die Kolben-



geschwindigkeit  $c = \overline{MF}$  auf der Mittelsenkrechten, wenn man durch den Endpunkt von  $v$  bei einer beliebigen, durch den Winkel  $\varphi$  gegebenen Kurbelstellung die Parallele  $BF$  zur Schubstangenrichtung zieht. Fällt man nämlich das Lot  $\overline{MG}$  auf  $\overline{FB}$ , so liegt dasselbe in dem Dreieck  $MGB$  dem Winkel  $\varphi + \psi$  gegenüber, während es mit der senkrechten Mittellinie  $\psi$  einschließt. Daraus folgt:

$$\overline{MG} = v \sin(\varphi + \psi) \quad \text{und} \quad \overline{MF} = \frac{\overline{MG}}{\cos \psi} = \frac{v \cdot \sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi} = c.$$

Wird  $c$  über der zugehörigen Kreuzkopf- oder Kolbenstellung senkrecht zur Kolbenweglinie aufgetragen, so zeigt sich, daß die Kolbengeschwindigkeit ihren größten Wert  $c_{\max}$  beim Hinlauf vor der Hubmitte, beim Rücklauf hinter derselben erreicht. Die Abweichung der Kurbelgeschwindigkeit ist um so bedeutender, je größer das Verhältnis  $R:L$  ist; bei:



$$\frac{R}{L} = \frac{1}{5} \quad \frac{1}{4,5} \quad \frac{1}{4}$$

Abb. 1049. Zeichnerische Ermittlung der Geschwindigkeit am geraden Kurbeltrieb.

beträgt:  $c_{\max} = 1,02 v \quad 1,025 v \quad 1,031 v.$

Für den Rücklauf wird die Geschwindigkeitskurve

das Spiegelbild derjenigen des Hinlaufes, bezogen auf die Pleuellagerweglinie.

Annähernd tritt der Größtwert der Kolbengeschwindigkeit in der Lage ein, wo die Schubstange senkrecht zum Kurbelarm steht.

Setzt man  $\psi = 0$ , vernachlässigt also die endliche Länge der Schubstange, so wird  $c' = v \cdot \sin \varphi.$  (289)

Die Kolbengeschwindigkeit ist dann durch die Ordinaten der gestrichelt gezeichneten Ellipse mit dem Größtwert  $v$ , Abb. 1049, dargestellt.

Als mittlere Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  bezeichnet man diejenige, mit der der Kolbenhub  $s$  in der gleichen Zeit zurückgelegt würde, wenn die Geschwindigkeit gleichförmig und nicht wechselnd wäre. Bei  $n$  Umdrehungen der Welle in der Minute wird:

$$c_m = \frac{2 \cdot n \cdot s}{60}. \quad (290)$$

Im Vergleich mit der Kurbelzapfengeschwindigkeit ist:

$$\frac{c_m}{v} = \frac{2}{\pi} = 0,6366 = \frac{1}{1,5708}.$$

### 3. Beschleunigungsverhältnisse am geraden Kurbeltriebe.

Zur Ermittlung der Kolbenbeschleunigung  $b = \frac{dc}{dt}$  setze man in:

$$c = \frac{v \cdot \sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi} = v \left( \sin \varphi \pm \frac{\cos \varphi \cdot \sin \psi}{\cos \psi} \right)$$

$$\sin \psi = \frac{R \cdot \sin \varphi}{L}$$

ein, während:

$$\cos \psi = \sqrt{1 - \sin^2 \psi} = \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi}$$

für  $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$  im äußersten Falle  $\sqrt{1 - \frac{1}{25}} \approx 0,98$  wird und deshalb rund gleich 1 genommen werden darf. Damit wird:

$$c = v \left( \sin \varphi \pm \cos \varphi \frac{R}{L} \sin \varphi \right) = v \left( \sin \varphi \pm \frac{1}{2} \frac{R}{L} \sin 2 \varphi \right),$$







4. Die im Kurbeltrieb wirkenden Kräfte.

a) Ermittlung des Kolbendruckverlaufs, erläutert an einer Betriebsdampfmaschine.

Die in den Zylindern wirksamen Kräfte sind durch den Spannungsverlauf, beispielweise für die Maschine Tafel I durch die Schaulinien Abb. 1051 bis 1053 gegeben. Als Ordinaten sind die Dampf- und Pumpendrucke zu den Kolbenwegen als Abszissen auf-

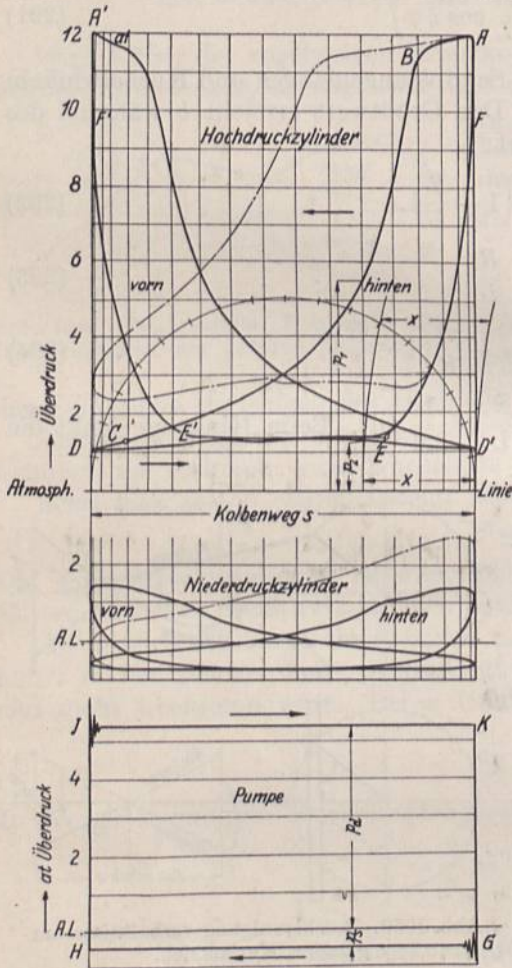


Abb. 1051 bis 1053. Druckverlauf in den Dampfzylindern und der Pumpe der Wasserwerkmaschine Tafel I.

getragen, Linien, wie sie bei der Untersuchung der Anlage mittels des Indikators gefunden werden. Zur Erläuterung sei zunächst nur die Wirkung des Dampfes verfolgt, die Maschine also als Betriebsmaschine einer Fabrik gedacht und die auf der Hinterseite des Hochdruckzylinders aufgenommene Schaulinie, Abb. 1051 rechts, betrachtet. Von *A* bis *B* strömt Frischdampf in den Zylinder und schiebt den Kolben im Sinne des oberen Pfeiles nach vorn — Einströmzeit. Im Punkte *B* wird das Einlaßventil geschlossen; der im Zylinder vorhandene Dampf dehnt sich aus und wirkt mit sinkendem Druck auf den Kolben — Expansions- oder Ausdehnungsvorgang —, bis im Vorausströmpunkt *C*, kurz vor der vorderen Totlage des Kolbens, das Auslaßventil gehoben wird und der Dampf in die Verbindungsleitung zum Niederdruckzylinder strömt. Im Totpunkt *D* beginnt der Kolben seinen Rücklauf; er schiebt den Dampf während der Ausströmzeit aus dem Zylinder, bis in *E* das Auslaßventil geschlossen und der im Zylinder noch vorhandene Dampf durch den Kolben annähernd auf die Einströmspannung verdichtet wird — Kompressions- oder Verdichtungszeit. Nahe dem hinteren Totpunkt, im Voreinströmpunkt *F*, tritt durch Öffnen des Einströmventils neuer Frischdampf ein; der Kreislauf beginnt in *A* von neuem.

Der Inhalt der Schaulinie *ABCDEF* stellt die vom Dampf hinter den Hochdruckkolben geleistete „indizierte“ Arbeit dar.

Die auf den Kolben tatsächlich wirkenden Kräfte ergeben sich ohne Schwierigkeit, wenn man beachtet, daß auf seiner Vorderseite der Auspuff- und Verdichtungsabschnitt durchlaufen wird, während der Dampf auf der Rückseite einströmt und sich ausdehnt und umgekehrt, daß also zum Linienzug *ABCD*, Abb. 1051 und 1054, der Schaulinie auf der Rückseite der Druckverlauf *D'E'F'A'* auf der Vorderseite des Kolbens gehört. In einer beliebigen, durch die Abszisse *x* gekennzeichneten Kolbenstellung ist dann der Überdruck, mit dem der Kolben verschoben wird, durch:

$$P = p_1 \cdot F' - p_2 \cdot F'' \tag{296}$$

gegeben, wenn  $p_1$  und  $p_2$  die Drucke,  $F'$  und  $F''$  die wirksamen Kolbenflächen auf der Rück- und Vorderseite sind, die durch die Stangenquerschnitte oder durch das Fehlen der Stange auf der Rückseite des Kolbens verschieden sein können.  $P$ , für alle Stellungen



ermittelt, führt zu der auf den Hub  $s$  bezogenen Kolbenüberdrucklinie, Abb. 1055, für die Deckelseite des Hochdruckzylinders der Maschine Tafel I, an der:

$$F' = \frac{\pi}{4} (45^2 - 7,5^2) = 1546,3 \text{ cm}^2$$

und

$$F'' = \frac{\pi}{4} (45^2 - 10^2) = 1511,9 \text{ cm}^2$$

ist. Annähernd kann man für die Kolbenfläche den Mittelwert:

$$F = \frac{F' + F''}{2}$$

setzen und dann die Kolbenkraft aus:

$$P = F(p_1 - p_2) = F \cdot p_u \tag{297}$$

berechnen, wobei  $p_u$  der aus Abb. 1054 oder 1051 zu entnehmende Überdruck ist.

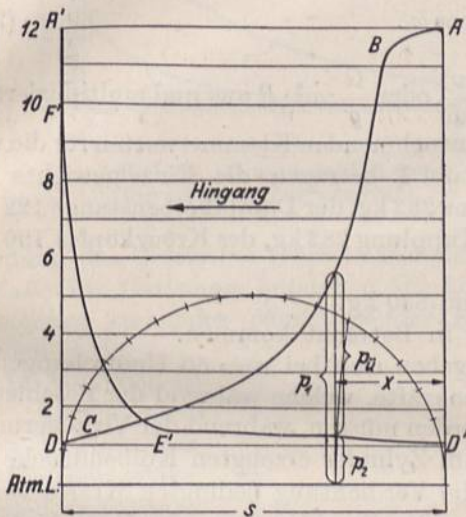


Abb. 1054. Ermittlung des auf den Hochdruckkolben wirkenden spezifischen Überdruckes  $p_u$  beim Hingang.

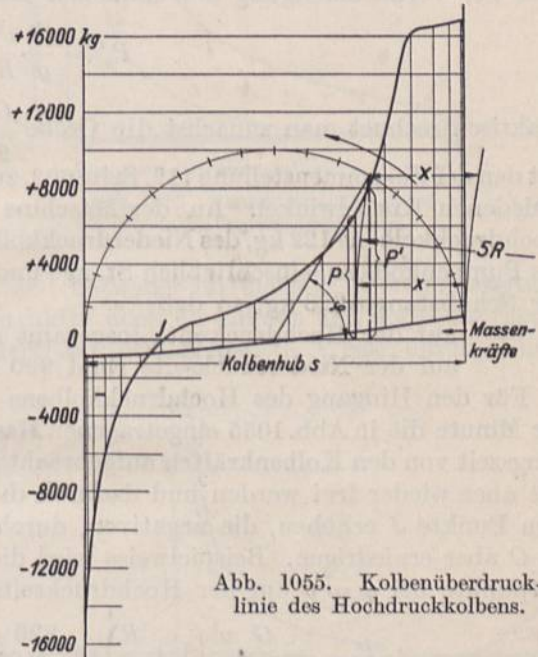


Abb. 1055. Kolbenüberdrucklinie des Hochdruckkolbens.

In Rücksicht auf die weitere Untersuchung empfiehlt es sich, die Kolbendrucke zu bestimmten Kurbelstellungen zu suchen. Man teilt zu diesem Zwecke einen über dem Kolbenhub  $s$  in Abb. 1051 oder 1054 geschlagenen Halbkreis in eine Anzahl gleicher Teile, vorteilhafterweise in 9 oder 18 Teile, je 20 oder 10° Kurbelwinkel entsprechend, ermittelt die Kolbenwege  $x$  zu den Teilpunkten auf der Kolbenweglinie durch Kreisbögen mit der Schubstangenlänge als Halbmesser und an Hand der in ihnen errichteten Ordinaten die Kolbendrucke. Will man die endliche Länge der Schubstange nicht berücksichtigen, so sind die Ordinaten durch die Teilpunkte auf dem Kreise selbst zu legen.

Im Punkte  $J$  der Linie, Abb. 1055, wird die Kolbenkraft Null und zwischen  $J$  und  $O$  negativ; in  $J$  tritt also Druckwechsel ein. Die unterhalb der wagrechten Grundlinie liegenden, zur Verdichtung des Dampfes nötigen Kräfte müssen von der Welle durch den Kurbeltrieb hergegeben werden. Sie werden zum Teil von der im anderen Dampfcylinder erzeugten Energie, zum Teil von der Wucht des Schwungrades bestritten.

### b) Einfluß der Massenkräfte.

Während der Kurbelzapfen einer Kolbenmaschine annähernd gleichförmige Umlaufgeschwindigkeit hat, ist, wie oben gezeigt, die Geschwindigkeit der hin- und hergehenden



Teile bei jedem Hube sehr wechselnd. Von Null in der Totlage steigt sie auf einen Höchstwert und sinkt dann wieder auf Null in der anderen Totlage. Dementsprechend müssen die Massen im ersten Teil des Hubes beschleunigt, im zweiten verzögert werden. Die dazu nötigen Massenkräfte können bei hohen Betriebsgeschwindigkeiten den Verlauf der freien, zum Antrieb der Maschine zur Verfügung stehenden Kolbenkräfte erheblich beeinflussen. Ihre Größe  $P_b$  ergibt sich durch Multiplikation der Beschleunigung  $b$  mit der Masse  $\frac{G}{g}$  der hin- und hergehenden Teile, wobei sich  $G$  aus den Gewichten des Kolbens, der Kolbenstange und des Kreuzkopfes, sowie  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{2}{3}$  desjenigen der Schubstange zusammensetzt, da deren Kurbelzapfenende ja im wesentlichen eine umlaufende Bewegung macht [XIV, 3]:

$$P_b = \frac{G}{g} \frac{v^2}{R} \left( \cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right) \quad (298)$$

oder bei Vernachlässigung der endlichen Länge der Schubstange:

$$P_b' = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \cos \varphi. \quad (299)$$

Praktisch rechnet man zunächst die Größe  $\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$  oder  $\frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R$  aus und multipliziert sie mit den der Zusammenstellung 112, Seite 602, zu entnehmenden Klammerwerten für die verschiedenen Kurbelwinkel. An der Maschine Tafel I betragen die Einzelgewichte des Hochdruckkolbens 122 kg, des Niederdruckkolbens 282 kg, der Dampfkolbenstange 122 kg, des Pumpenkolbens, einschließlich Stange und Kupplung 282 kg, des Kreuzkopfes 190 kg, der Schubstange 220 kg, so daß

auf der Hochdruckseite insgesamt rund 830 kg,

auf der Niederdruckseite rund 990 kg in Betracht kommen.

Für den Hingang des Hochdruckkolbens ergeben sich bei  $n = 50$  Umdrehungen in der Minute die in Abb. 1055 eingetragenen Massenkräfte, welche während der Beschleunigungszeit von den Kolbenkräften aufgebracht werden müssen, während der Verzögerungszeit aber wieder frei werden und dadurch die im Zylinder erzeugten Kolbendrucke bis zum Punkte  $J$  erhöhen, die negativen, durch die Verdichtung bedingten Kräfte von  $J$  bis  $O$  aber erniedrigen. Beispielweise wird die größte Beschleunigungskraft im hinteren Totpunkte bei  $\varphi = 0$  auf der Hochdruckseite:

$$P_{b\max} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \left( 1 + \frac{R}{L} \right) = \frac{830}{9,81} \cdot \frac{2,095^2}{0,4} \left( 1 + \frac{0,4}{2,0} \right) = 1115 \text{ kg,}$$

auf der Niederdruckseite 1330 kg. Da die Massen die gesamte Wucht, die sie während der Beschleunigungszeit aufspeicherten, während der Verzögerung wieder abgeben, muß die oberhalb der Kolbenweglinie liegende, die Beschleunigungskräfte umfassende Fläche der unterhalb liegenden Verzögerungsfläche inhaltgleich sein. Zum Antrieb der Maschine und der unmittelbar gekuppelten Pumpe stehen die durch senkrechte Strichelung hervorgerufenen freien Kräfte zur Verfügung.

Der Einfluß der Massenkräfte ist um so bedeutender, je größer die Massen und Geschwindigkeiten sind und je größer das Verhältnis  $\frac{R}{L}$  ist. Bis zu einer gewissen Geschwindigkeit lassen die Massenwirkungen den Verlauf der freien Kräfte gleichmäßiger werden, weil die großen Kräfte während der Einström- und Verdichtungszeit an den Enden des Hubes durch die Beschleunigung bzw. Verzögerung der Massen vermindert werden. Bei der Festigkeitsrechnung ist aber zu beachten, daß die Teile auch den größten auftretenden Kräften, also den vollen Kolbenkräften, genügen müssen, die beim Anlaufen oder bei geringen Geschwindigkeiten vorkommen, weil dann die Massenkräfte noch unbedeutend sind.



Bei sehr raschem Lauf und großen Massen kann es andererseits vorkommen, daß die Massenkkräfte die statischen Kolbendrucke übersteigen und der Berechnung zugrunde zu legen sind.

c) Die Kraftwirkungen in Verbrennungsmaschinen.

Die zweite Hauptart der Kolbenkraftmaschinen, die Verbrennungsmaschinen, arbeiten nach verschiedenen Verfahren: 1. mit fremder Zündung unter Verpuffung, 2. mit Selbst-

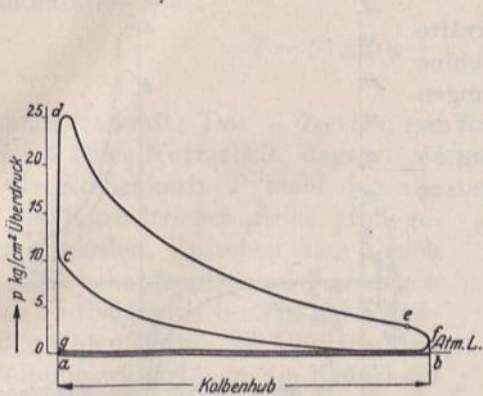


Abb. 1056. Druckverlauf in einer Viertaktverpuffungsmaschine.

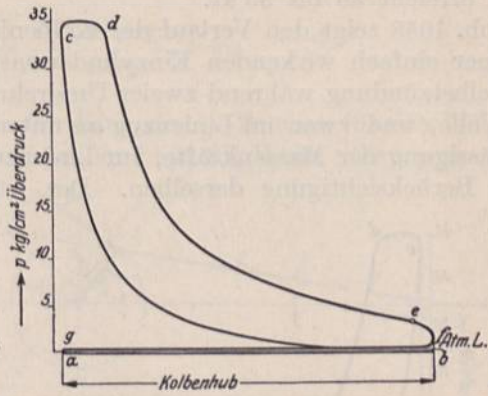


Abb. 1057. Druckverlauf in einer Viertaktselbstzündmaschine.

zündung des Gemisches (Dieselmaschinen) und entweder im Viertakt oder im Zweitakt, so daß vier Gattungen entstehen, die konstruktiv noch als einfach und doppelwirkende Maschinen stehender oder liegender Bauart auf verschiedenste Weise durchgebildet werden.

In Abb. 1056 ist der Druckverlauf einer Viertakt-Verpuffungsmaschine wiedergegeben. Beim ersten Hinlauf saugt der Kolben das Gasluftgemisch unter geringem Unterdruck, der Linie *ab* entsprechend, an (Saughub) und verdichtet es beim Rücklauf nach *bc* (Verdichtungshub). Im Punkt *c* wird das Gemisch entzündet, verbrannt unter rascher Steigerung des Druckes und treibt

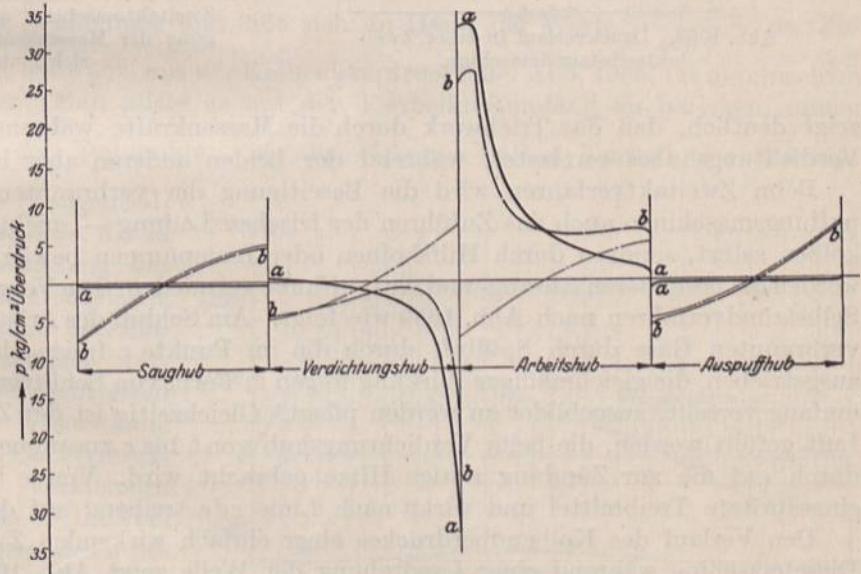


Abb. 1058. Kolbenüberdrucklinie für eine Viertaktmaschine mit Selbstzündung *a—a* unter Vernachlässigung der Massenkkräfte, *b—b* unter Berücksichtigung derselben.

den Kolben während des dritten, des Arbeitshubes, dem Druckverlauf *cdef* gemäß an. In *e* wurde die Auslaßöffnung freigegeben, durch welche die verbrannten Gase während des vierten, des Auspuffhubes, von *f* bis *g* vom Kolben hinausgeschoben werden; in *a* beginnt das Spiel von neuem. Der höchste Druck, den man zur Berechnung des größten Kolbendruckes benutzt, pflegt bei 25 at zu liegen.



Beim Viertaktverfahren mit Selbstzündung, Abb. 1057, wird während des ersten Hubes von  $a$  bis  $b$  nur Luft angesaugt, die während des zweiten, von  $b$  bis  $c$  so stark verdichtet wird, daß ihre Temperatur den Zündpunkt des Brennstoffes überschreitet. Während des dritten, des Arbeitshubes, wird das Treibmittel bis zum Punkte  $d$  eingespritzt, durch die hoch erhitzte Luft entzündet und verbrannt. Von  $d$  bis  $e$  dehnen sich die Gase unter weiterer Abgabe der Nutzarbeit aus und entweichen während des Auspuffhubes von  $f$  bis  $g$ , nachdem im Punkte  $e$  das Auspuffventil geöffnet worden ist. Der Verbrennungsdruck erreicht 30 bis 35 at.

Abb. 1058 zeigt den Verlauf der Kolbenkräfte an einer einfach wirkenden Einzylindermaschine mit Selbstzündung während zweier Umdrehungen der Welle, und zwar im Linienzug  $aa$  unter Vernachlässigung der Massenkräfte, im Linienzug  $bb$  unter Berücksichtigung derselben. Der letztere

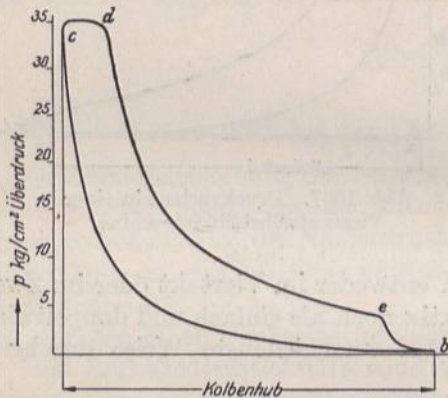


Abb. 1059. Druckverlauf in einer Zweitaktselfstzündmaschine.

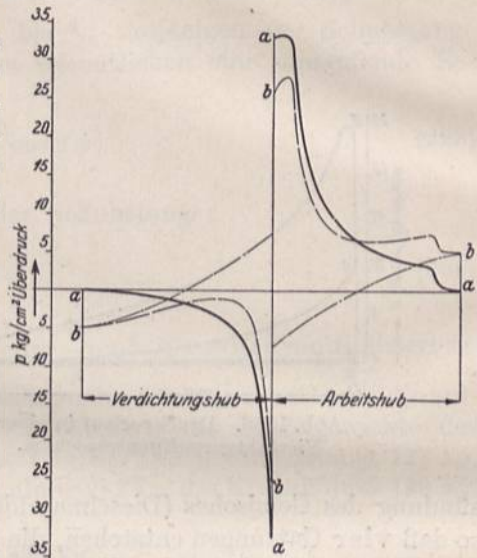


Abb. 1060. Kolbenüberdrucklinie an einer Zweitaktmaschine,  $a-a$  unter Vernachlässigung der Massenkräfte,  $b-b$  unter Berücksichtigung derselben.

zeigt deutlich, daß das Triebwerk durch die Massenkräfte während des Arbeits- und Verdichtungshubes entlastet, während der beiden anderen aber belastet wird.

Beim Zweitaktverfahren wird die Beseitigung der verbrannten Gase — bei Verpuffungsmaschinen auch das Zuführen der frischen Ladung —, nicht durch den Arbeitskolben selbst, sondern durch Hilfskolben oder Ladepumpen bewirkt. Auf diese Weise werden die besonderen Ansaug- und Auspuffhübe vermieden. Die Vorgänge verlaufen beim Selbstzündverfahren nach Abb. 1059 wie folgt. Am Schluß des Arbeitshubes werden die verbrannten Gase durch Spülluft durch die im Punkte  $e$  freigegebene Auspufföffnung ausgetrieben, die gleichmäßiger Wirkung wegen in Form von Schlitzfen, auf dem Zylinderumfang verteilt, ausgebildet zu werden pflegt. Gleichzeitig ist der Zylinder mit frischer Luft gefüllt worden, die beim Verdichtungshub von  $b$  bis  $c$  zusammengedrückt und hierdurch auf die zur Zündung nötige Hitze gebracht wird. Von  $c$  bis  $d$  verbrennt das eingespritzte Treibmittel und wirkt nach Linie  $cde$  treibend auf den Kolben.

Den Verlauf des Kolbenüberdruckes einer einfach wirkenden Zweitakt-Einzylinder-Dieselmachine während einer Umdrehung der Welle zeigt Abb. 1060.

#### d) Ermittlung der Kräfte in den Teilen des Kurbeltriebes.

Beträgt an einer Betriebsmaschine, welche die erzeugte Energie durch ihre Welle abgibt, die Kolbenkraft in irgendeinem Augenblick  $P$  kg, Abb. 1061, so wirken in der unter dem Winkel  $\psi$  geneigten Schubstange:

$$S = \frac{P}{\cos \psi} \text{ kg,} \quad (300)$$



auf die Gleitfläche des Kreuzkopfes :

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \psi \text{ kg} \quad (301)$$

und an dem unter dem Winkel  $\varphi$  stehenden Kurbelarm:

$$D' = S \cdot \cos(\varphi \pm \psi) = \frac{P \cdot \cos(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi} \text{ kg} \quad (302)$$

als Radialkraft und:

$$T = S \cdot \sin(\varphi \pm \psi) = \frac{P \cdot \sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi} \text{ kg} \quad (303)$$

als Tangentialkraft. Das + Zeichen gilt für den Hin-, das - Zeichen für den Rücklauf.  $D'$  leistet keine Nutzarbeit, dagegen wirkt  $T$  treibend auf die Welle. Strenggenommen darf die Kolbenkraft  $P$  nicht für alle Teile des Kurbeltriebes gleich groß genommen werden. Zwischen dem Druck auf den Kreuzkopfszapfen und demjenigen auf den Kurbelzapfen besteht ein Unterschied um den Betrag zur Überwindung der Reibungswiderstände am Kreuzkopf und um die Massenkkräfte zur Geschwindigkeitsänderung der Schubstange. Bei stehenden Maschinen können die Gewichte der hin- und hergehenden Teile, die beim Abwärtsgang treibend mitwirken, beim Aufwärtsgang aber zu heben sind, Beachtung verlangen.

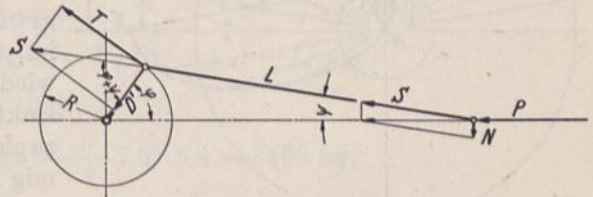


Abb. 1061. Kräfte in den Teilen des geraden Kurbeltriebes.

$T$  ist in ähnlicher Weise wie die Kolbengeschwindigkeit von  $\varphi$  und  $\psi$ , also auch von dem Verhältnis  $\frac{R}{L}$  abhängig und läßt sich an Hand der Werte  $\frac{\sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi}$  der Zusammenstellung 112, Seite 602, aus der Kolbenüberdrucklinie, Abb. 1055, für die einzelnen Stellungen berechnen. Man pflegt es auf den Kurbelkreisumfang zu beziehen, indem man es über  $\frac{\pi \cdot s}{2}$  in den Teilpunkten des abgewickelten halben Kurbelkreises aufträgt

und erhält so die Tangentialdruck- oder Drehkraftlinie, die in Abb. 1062 unter Beachtung der Massenkkräfte für die Deckelseite des Hochdruckzylinders der Maschine Tafel I aufgezeichnet wurde. Daß ein Teil der indizierten Leistung durch die Widerstände in der Maschine selbst verlorengeht, wird durch Verkleinern aller Tangentialkräfte  $T$  im Verhältnis des Wirkungsgrades  $\eta$  berücksichtigt, der bei gewöhnlichen Kolbenmaschinen zu 85 bis 92% angenommen werden kann (gestrichelte Linie, Abb. 1062).

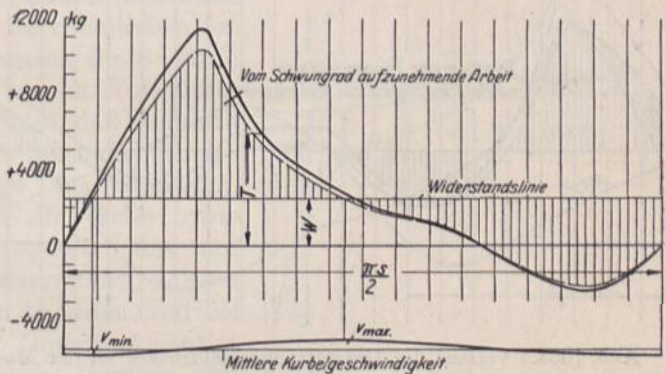


Abb. 1062. Tangentialdrucklinie (Hochdruckseite der Maschine Tafel I, Hingang).

Zeichnerisch läßt sich  $T$  an der polaren Darstellung der Überdrucke, Abb. 1063, finden, die man durch radiales Auftragen der Kräfte  $P$  aus der Überdrucklinie, Abb. 1055, auf den zugehörigen Kurbelstellungen erhält, wie am Winkel  $\varphi$  gezeigt ist. Sucht man an dem verkleinert eingezeichneten Kurbelkreise die Lage der Schubstange, indem man  $CE$  im vorliegenden Falle gleich  $5 \cdot \overline{MC}$  macht, so schneidet die Parallele zu dieser Linie







beiden doppeltwirkenden Pumpen, angetrieben, so wird ein Teil der erzeugten Kräfte unmittelbar zur Überwindung des Widerstandes verwendet; nur der Rest muß durch das Kurbelgetriebe in das Schwungrad oder auf die andere Maschinenseite geleitet werden.

Der Druckverlauf in einer Kolbenpumpe ist durch ein Rechteck, Abb. 1053, gegeben, wenn man von den stoßartigen Druckschwankungen in den Totpunkten  $G$  und  $J$  absieht. Der Kolben saugt beim Lauf im Sinne des unteren Pfeils von  $G$  bis  $H$  das Wasser mit einem der Saughöhe entsprechenden Unterdruck  $p_s$  durch das Saugventil an. Bei der Umkehr der Kolbenbewegung in  $H$  schließt sich das Saugventil. Der Kolben setzt das im Pumpenraume eingeschlossene Wasser unter den Druck von  $p_a$  at und fördert es auf dem Wege  $JK$  durch das Druckventil in den Druckraum. Bei einer doppeltwirkenden Pumpe herrscht während eines Hubes auf der einen Seite des Kolbens die Saugspannung  $p_s$ , auf der anderen die Druckspannung  $p_a$ , Abb. 1002. Bezeichnet  $F_p$  den Kolbenquerschnitt,  $f_s$  den Querschnitt der am vorderen Ende sitzenden Kolbenstange, so wird die Kolbenkraft während des Vorwärtsganges:

$$P_{p1} = F_p \cdot p_s + (F_p - f_s) p_a = F_p (p_s + p_a) - f_s \cdot p_a,$$

im Falle der Maschine Tafel I und Abb. 1053:

$$P_{p1} = \frac{\pi}{4} \cdot 28,5^2 (0,45 + 5,4) - \frac{\pi}{4} \cdot 7,5^2 \cdot 5,4 = 3490 \text{ kg},$$

beim Rücklauf:

$$P_{p2} = F_p (p_s + p_a) - f_s \cdot p_s = \frac{\pi}{4} 28,5^2 (0,45 + 5,4) - \frac{\pi}{4} \cdot 7,5^2 \cdot 0,45 = 3710 \text{ kg}.$$

Da diese Drucke während der einzelnen Hübe unverändert bleiben, ist auch der Kraftverlauf durch ein Rechteck dargestellt.

Legt man dieses Rechteck über die im Verhältnis des Wirkungsgrades verkleinerte Dampfüberdruckfläche, Abb. 1065, so zeigt sich, daß während des Einströmens und eines Teils der Ausdehnungszeit die Dampfkolbenkräfte größer, im weiteren Verlauf aber kleiner als der durch die Pumpenkraft gegebene Widerstand sind. Trägt man schließlich die bei normalem Lauf auftretenden Massenkkräfte ein, so werden nur die durch senkrechte Strichelung hervorgehobenen Kräfte durch den Kurbeltrieb geleitet. Besonders hervorzuheben ist aber, daß während der Verdichtungszeit die Summe der Dampf- und Pumpenkräfte, im Totpunkte also  $P_p + P_d$  überwunden werden muß, daß demnach auch die vor dem Dampfkolben liegenden Triebwerkteile, die vordere Kolbenstange, der Kreuzkopf, die Schubstange, die Kurbel und die Welle sowie das Lager dieser Drucksumme ausgesetzt und auf sie zu berechnen sind. Wie oben ausgeführt, müssen dabei die Massendrucke, die beim Anlaufen und bei niedrigen Drehzahlen klein sind, unberücksichtigt bleiben. Die Stange zwischen dem Dampf- und Pumpenkolben hat nur den Pumpendruck zu überwinden, vgl. dazu auch Abb. 1066, die die Kräftewirkung in der vorderen Totlage anschaulich zeigt.

Die Ermittlung der Drehkraftlinie kann unter Einsetzen der senkrecht gestrichelten Restkräfte, im übrigen wie oben beschrieben, erfolgen. Ein anderer Weg ist, die Widerstandslinie der Arbeitsmaschine getrennt abzuleiten und sie mit der Drehkraftlinie der Kraftmaschine zu vergleichen, wie in Abb. 1067 geschehen ist. Die recht-

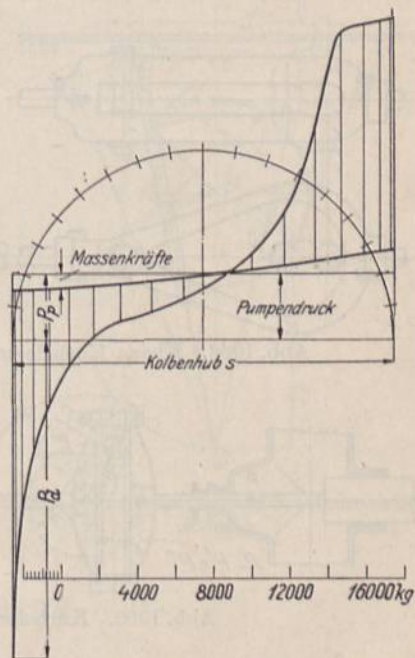


Abb. 1065. Kolbendruck unter Berücksichtigung des Pumpendrucks (Wasserpumpenmaschine Tafel I).



eckigen Pumpenschaulinien liefern dabei Sinuslinien ähnliche Kurven. In sinngemäßer Weise können auch die Widerstände, die durch den Antrieb von Kondensatoren, Ladepumpen an Gasmaschinen usw. entstehen, berücksichtigt werden.

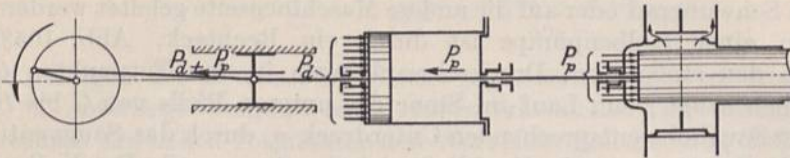


Abb. 1066. Summierung des Dampf- und Pumpendrucks in der Totlage.

bei unveränderlichem Stangenverhältnis stets die gleichen Massendruckdrehkraftlinien benutzen kann, deren Ordinaten nur dem Grundwerte  $\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$  entsprechend abgeändert zu werden brauchen.

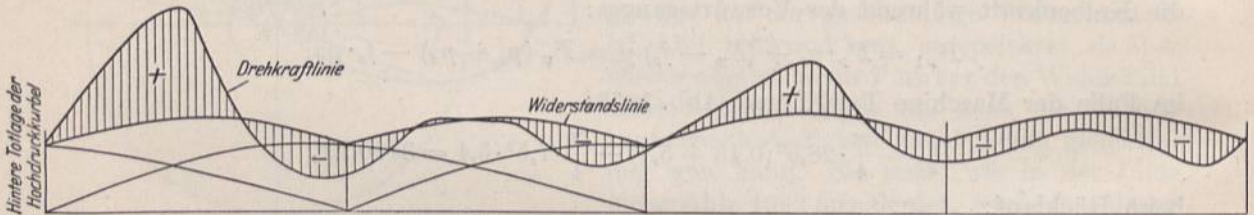


Abb. 1067. Drehkraftlinie der Wasserwerkmaschine Tafel I.

### C. Sonderformen des Kurbeltriebes.

#### 1. Kleins Kurbelgetriebe.

An Dampfpumpen vermeiden Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal u. a. die Kreuzkopfführung dadurch, daß sie die Dampf- und Pumpenkolbenstange durch einen verschränkten Bügel aus Stahlguß nach Abb. 1068 verbinden, in welchem die Schubstange schwingen und die Pleuelstange sich drehen kann. Zu beachten ist, daß hierbei die Pleuelstange, durch den Seitendruck der Schubstange auf Biegung beansprucht, kräftig gehalten werden muß.

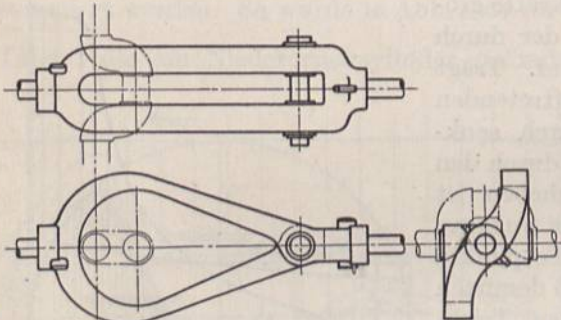


Abb. 1068. Kleins Kurbelgetriebe.

#### 2. Die Kurbelschleife.

Bei ihr bewegt sich der Pleuelzapfen nach Abb. 1069 mittels eines Gleitstückes in einer senkrecht zur Pleuelstange angeordneten Führung, so daß die Pleuelstange ganz vermieden und eine sehr geringe Baulänge des Triebes erreicht wird. Die Kurbelschleife wird an gedrängt gebauten Dampfpumpen, an Stanzen usw. angewendet. Im Falle von

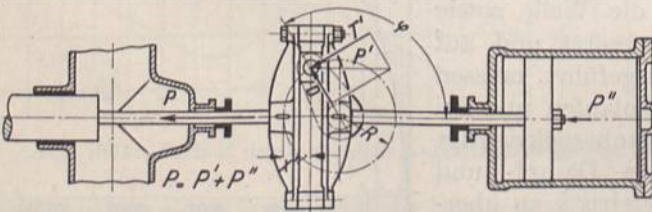


Abb. 1069. Kurbelschleife.

Abb. 1069 haben der Dampf- und der Pumpenkolben eine gemeinsame Mittellinie; die Kurbelschleife dient dazu, ein Schwungrad anzutreiben, das die Kraftwirkungen am Dampf- und Pumpenkolben ausgleicht und die Totlagen überwindet. Gelegentlich findet man die Pleuelstangen aus einem Stück mit den Führungswangen hergestellt, kommt dadurch freilich zu teuren Schmiedeteilen. Die hohen Beanspruchungen auf Biegung,



sowohl der Führung durch die Kolbenkraft, wie der Kolbenstange und der Verbindungsstellen beider durch den Zapfendruck, beschränken die Anwendung auf mäßige Kräfte und kleine Kurbelhalbmesser; die großen Massen lassen nur geringe Geschwindigkeiten und Umlaufzahlen zu. Die Reibungs- und Schmierungsverhältnisse sind ungünstig.

Der Kolbenweg an der Kurbelschleife, Abb. 1069:

$$x' = R (1 - \cos \varphi),$$

die Kolbengeschwindigkeit:

$$c' = v \cdot \sin \varphi$$

und die Beschleunigung:

$$b' = \frac{v^2}{R} \cos \varphi$$

entsprechen denjenigen an einem geraden Kurbeltriebe mit unendlich großer Schubstangenlänge nach den Formeln (287), (289) und (295).

Eine Kurbelschleife einfachster Form in einer Schere oder einer Lochmaschine zeigt Abb. 1070. Am Ende der Welle *W* sitzt exzentrisch ein Zapfen *Z*, der vermittels eines Gleitklotzes den senkrecht geführten Schlitten *S* antreibt. Für die Flächendrucke an derartigen Zapfen läßt man bis zu 200 kg/cm<sup>2</sup> zu.

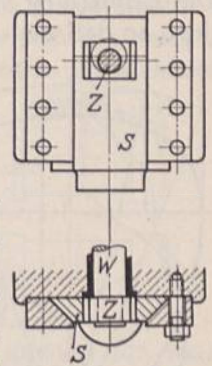


Abb. 1070. Kurbelschleife an einer Lochstanze.

### 3. Die schwingende Kurbelschleife.

Sie wird in erster Linie an Werkzeugmaschinen benutzt, um dem Werkzeug oder dem Arbeitsstück einen beschleunigten Rücklauf zu erteilen. Der Kurbelzapfen *C*, Abb. 1071, gleitet in dem geschlitzten Hebel *DE* und treibt in *E* unmittelbar oder durch eine kurze Schubstange den Tisch oder Schlitten *S* an. *E* schwingt auf dem Kreisbogen *AB*. Während des Arbeitsganges durchläuft der Kurbelarm den Winkel  $2\alpha$ , während des Rücklaufes  $2\beta$ , Winkel, die man durch Fällen der Lote von *M* auf die äußersten Lagen des Hebels, *DA* und *DB*, erhält. Die mittleren Geschwindigkeiten der beiden Bewegungen  $v_a$  und  $v_r$  verhalten sich umgekehrt, wie die zum Durchlaufen von  $\alpha$  und  $\beta$  aufgewandten Zeiten oder wie die Winkel selbst:

$$\frac{v_a}{v_r} = \frac{\beta}{\alpha}.$$

In einer beliebigen Lage ergibt sich die Tischgeschwindigkeit *c* aus der gleichförmigen Kurbelzapfengeschwindigkeit *v* wie folgt:

Geschwindigkeit des Punktes *C* senkrecht zum Hebel *DE*, wenn *F* der Fußpunkt des Lotes von *M* auf *DC* ist:

$$v_1 = v \frac{\overline{FC}}{\overline{CM}} = v \cdot \frac{\overline{FC}}{r};$$

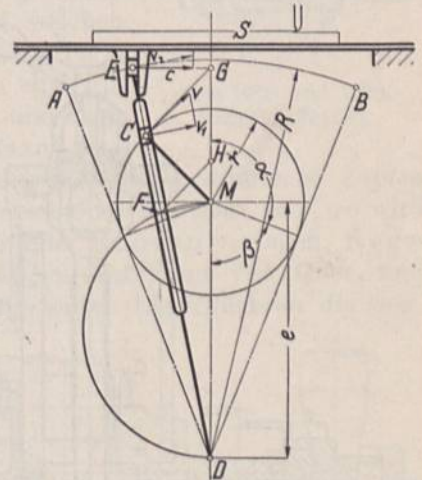
Abb. 1071. Schwingende Kurbelschleife, Schema.

Geschwindigkeit des Punktes *E* senkrecht zum Hebel *DE*:

$$v_2 = v_1 \frac{\overline{ED}}{\overline{CD}} = \frac{v \overline{FC}}{r \overline{CD}} \cdot \overline{ED};$$

Tischgeschwindigkeit:

$$c = v_2 \frac{\overline{GD}}{\overline{ED}} = \frac{v \overline{GD} \cdot \overline{FC}}{r \overline{CD}}.$$

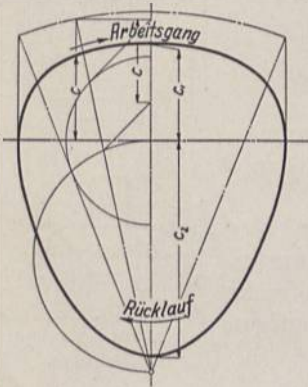




Verbindet man  $C$  mit  $G$  und zieht durch  $F$  eine Parallele zu  $CG$ , die  $DG$  in  $H$  schneidet, so folgt:

$$\frac{\overline{GH}}{\overline{FC}} = \frac{\overline{GD}}{\overline{CD}} \quad \text{oder} \quad \overline{GH} = \frac{\overline{GD} \cdot \overline{FC}}{\overline{CD}} \quad \text{oder} \quad c = \frac{v}{r} \cdot \overline{GH}.$$

Die Ermittlung von  $c$  wird noch dadurch erleichtert, daß  $F$  auf einem Kreis über  $MD$  liegt, so daß man für eine beliebige Lage des Schwinghebels  $DE$  nur die Schnittpunkte  $C$  und  $F$  mit den Kreisen um  $M$  und über  $MD$  zu suchen und die Parallele zu  $CG$  durch  $F$  zu ziehen braucht. Die Arbeitsgeschwindigkeit erreicht ihren größten Wert, wenn  $C$  im höchsten Punkte des Kurbelkreises steht; er beträgt mit den Bezeichnungen der Abb. 1071 und des Geschwindigkeitsrisses der schwingenden Kurbelschleife Abb. 1072:



$$c_1 = v \cdot \frac{R}{e + r}. \tag{304}$$

Die größte Rücklaufgeschwindigkeit tritt ein, wenn  $C$  den untersten Punkt des Kurbelkreises durchläuft:

$$c_2 = v \cdot \frac{R}{e - r}. \tag{305}$$

Abb. 1072. Geschwindigkeitsriß der schwingenden Kurbelschleife Abb. 1071.

Die Anwendung einer Kurbelschleife zum Antrieb einer Feilmaschine zeigt Abb. 1073. Der Kurbelzapfen  $C$  sitzt auf dem Zahnrade  $Z_1$ , das durch das Ritzel  $Z_2$  auf der Welle  $W_2$  von der Stufenscheibe  $S$  in Umdrehung versetzt wird. Die Kurbelschleife schwingt um die Führungsbüchse  $D$ , in der die Welle  $W_2$  läuft und treibt durch ihren Kopf  $E$  und die Klaue  $K$  den Stößel  $T$  mit dem Hobelstahl  $U$  an. Der Stößel ist gegenüber der Klaue  $K$

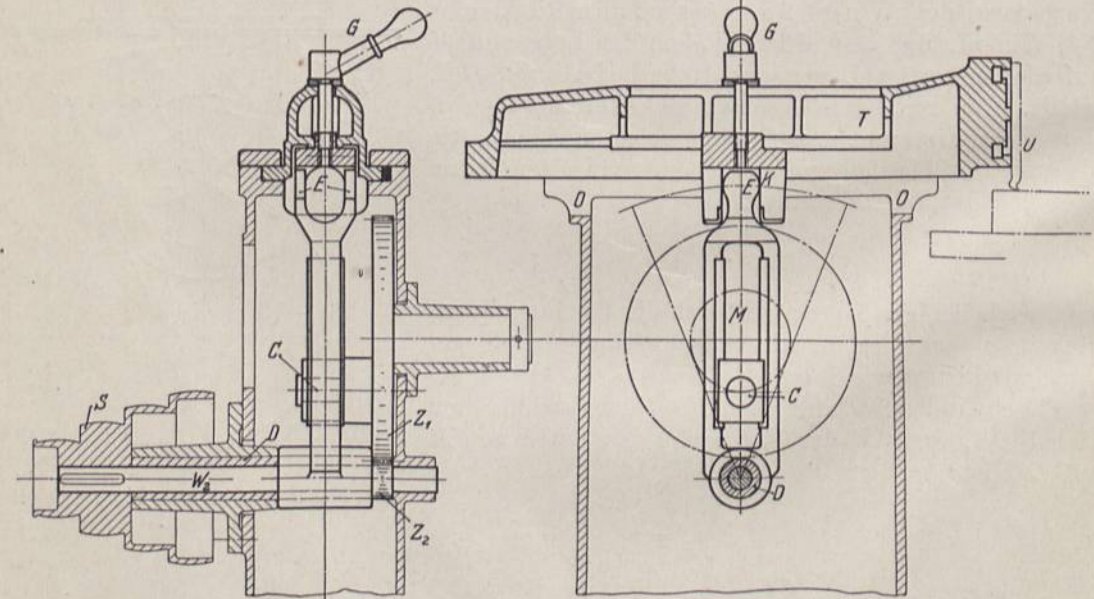


Abb. 1073. Antrieb einer Feilmaschine durch eine schwingende Kurbelschleife.

durch die Schraube und den Handgriff  $G$  verstellbar. Daß der Kopf  $E$  gabelförmig ausgebildet ist, hat den Zweck, dünne Wellen, die genutet werden sollen, durch die Öffnung  $O$  im Kopf der Maschine durchstecken zu können.



Fünftehnter Abschnitt.

# Zapfen.

## I. Zweck und Hauptformen.

Zapfen vermitteln das gegenseitige Schwingen oder Drehen zweier Maschinenteile. Es sind Drehkörper, die von Hohlkörpern, den Büchsen, Lagern oder Naben, in denen sie laufen oder welche sich um die Zapfen drehen, ganz oder teilweise umschlossen

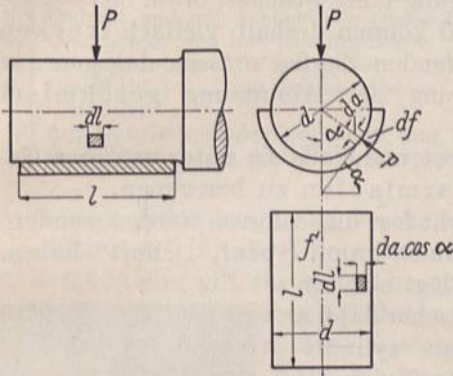


Abb. 1074. Tragzapfen.

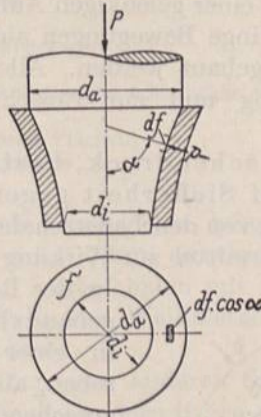


Abb. 1075. Stützzapfen.

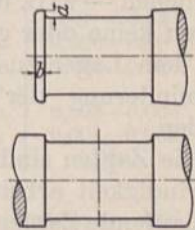


Abb. 1076 und 1077. Stirnzapfen und Halszapfen.

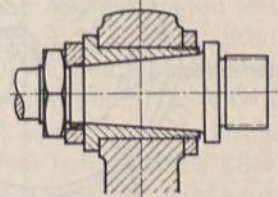
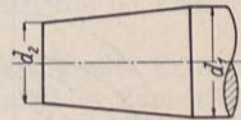


Abb. 1078 und 1079. Kegelige Zapfen.

werden. Je nach der Richtung der angreifenden Kräfte unterscheidet man: Tragzapfen, bei denen die gesamte Belastung oder deren größter Teil senkrecht zur Zapfenachse gerichtet ist, Abb. 1074 und Stütz- oder Spurzapfen, bei welchen die Kraft vorwiegend in Richtung der Achse wirkt, Abb. 1075.

Die wichtigsten Formen der Trag- und Spurzapfen sind folgende: Abb. 1076 und 1077 zylindrische Tragzapfen, und zwar als Stirnzapfen, Abb. 1076, am Ende, als Halszapfen, Abb. 1077, inmitten einer Achse oder Welle sitzend. Soll der zylindrische Zapfen geringe Längsdrucke aufnehmen oder gegen axiales Verschieben gesichert sein, so wird er an einer oder an beiden Seiten mit Anlaufflächen oder Bunden versehen. Kegelige Zapfen, Abb. 1078 und 1079, sind zur gleichzeitigen Aufnahme von Quer- und Längskräften geeignet und bieten beim Laufen in ungeteilten Lagerbüchsen die Möglichkeit einfacher Nachstellung.

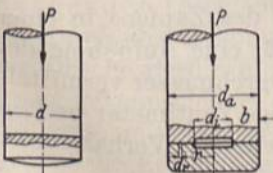


Abb. 1080 und 1081. Voller und ringförmiger Stützzapfen.

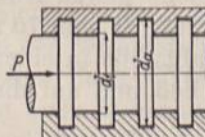


Abb. 1082. Kammzapfen.

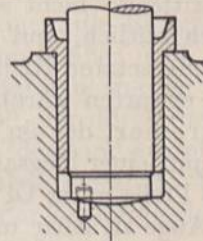


Abb. 1083. Stützzapfen mit Halslager.

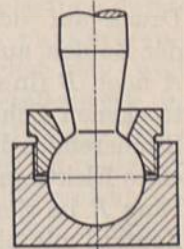


Abb. 1084. Kugelzapfen.

Abb. 1080 zeigt einen ebenen vollen, Abb. 1081 einen ringförmigen Stütz- oder Spurzapfen, Abb. 1082 einen Kammzapfen mit mehreren parallelen Tragringen. Zur Führung oder zur Aufnahme seitlicher Kräfte werden einfache Spurlager mit einem Halslager nach Abb. 1083 verbunden.



Während die bisher erwähnten Zapfenarten die Drehung nur um ihre eigene Längsachse ermöglichen, gestattet der Kugelpapfen, Abb. 1084, auch ein seitliches Ausschwenken, also eine Bewegung im Raume. Er wird sowohl als Trag- wie als Stützzapfen verwendet.

## II. Allgemeine Gesichtspunkte.

Man unterscheidet ruhende und laufende Zapfen. Erstere haben lediglich den Zweck, die Einstellung der Teile, an denen sie sitzen, den Kräften entsprechend, zu ermöglichen — z. B. im Falle einer gelenkigen Aufhängung eines Stückes, Abb. 895 —; sie führen keine oder ganz geringe Bewegungen aus und können deshalb vielfach trocken mit dem Lager zusammengebaut werden. Alle laufenden Zapfen müssen dagegen zur Verminderung der Reibung und zur Einschränkung der Abnutzung geschmiert werden.

Die Zapfen sind auf Flächendruck, Festigkeit und, falls sie unter größerer Geschwindigkeit arbeiten, auf Sicherheit gegen Warmlaufen zu berechnen.

Laufende Zapfen dürfen von den Lagerschalen nicht fest umschlossen werden, sondern müssen, damit das Schmiermittel zur Wirkung kommen kann, Spiel, „Ölluft“ haben.

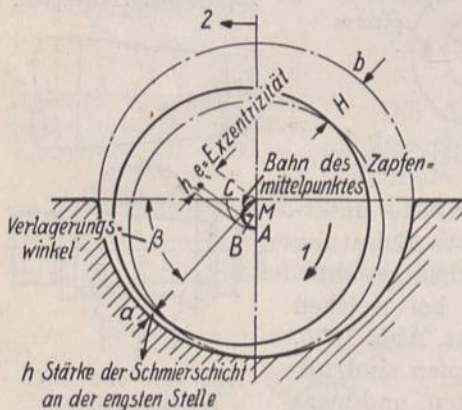


Abb. 1085. Stellung eines Zapfens in einer ihn halb umschließenden Lagerschale.

In der Ruhe legt sich ein genau zylindrischer Zapfen in einer genau zylindrischen, aber dem Spiel entsprechend weiteren Schale längs der unteren Scheitellinie an, wie in Abb. 1085 strichpunktiiert angedeutet ist. Wird er im Sinne des Pfeiles 1 in Drehung versetzt, so nimmt er das anhaftende Schmiermittel mit, bringt es in die Laufbahn, wird aber dabei angehoben, weil die mitgenommene Schmiermittel-

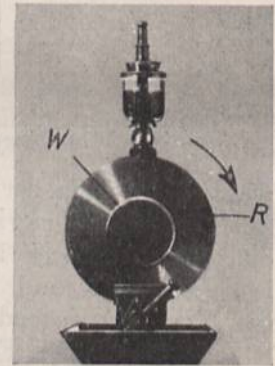


Abb. 1086. Zylindrischer Zapfen während des Laufens.

menge durch den Scheitelquerschnitt fließen muß. Dieses Anheben würde längs der senkrechten Mittellinie unter symmetrischer Ausbildung der Schmierschicht und der Druckverteilung beiderseits der genannten Linie erfolgen, wenn die Strömung in der Schmierschicht verlustfrei wäre. Durch die unvermeidlichen Verluste kann aber der Druck auf der Austrittseite nicht so groß sein wie auf der anderen; mithin muß sich der Zapfen auch noch seitlich, und zwar im Sinne des Pfeiles 2 verschieben, z. B. von A nach B (in entgegengesetzter Richtung also, wie beim Laufen des Zapfens in einer trockenen Schale zu erwarten wäre). Vergleiche hierzu Abb. 1086, eine Aufnahme des Studierenden Buchkremer, der ein Stück Welle W von 70 mm Durchmesser mittels eines Elektromotors und einer biegsamen Drahtwelle in einem einige Zentimeter breiten Ring R im Sinne des Pfeils unter Öl laufen ließ und auf diese Weise das Verhalten des Zapfens mit bloßem Auge sichtbar machte.

Am stillstehenden Zapfen ist, da das Schmiermittel Zeit gehabt hat, auszuweichen, metallische Berührung mit der Schale vorhanden, beim Anlaufen also im ersten Augenblick die beträchtliche ruhende Reibung fester Körper zu überwinden. Wären die Oberflächen völlig glatt, so würden schon äußerst dünne Ölschichten von schätzungsweise  $\frac{1}{10000}$  mm Stärke genügen, um die sehr niedrige flüssige Reibung herbeizuführen, bei der eine am Zapfen haftende Ölhaut mit der Laufgeschwindigkeit des Zapfens  $v$  auf einer in der Lagerschale ruhenden Schicht gleitet. Bei größerer Stärke bilden sich zahl-



reiche Schichten mit verschiedener, von 0 —  $v$  m/sek steigender Geschwindigkeit unter gegenseitigem Gleiten aufeinander.

Völlig glatte Oberflächen aber lassen sich praktisch nicht herstellen. Nach Messungen von Prof. Berndt muß man mit den folgenden Unebenheiten an bearbeitetem, ungehärtetem Siemens-Martinstahl rechnen.

Zusammenstellung 113. Höhe der Unebenheiten bearbeiteter Oberflächen bei ungehärtetem Siemens-Martinstahl.

1.	Gedreht . . . . .	0,03 — 0,04 mm
2.	Gedreht und mit Halbschlichtfeile geschlichtet . . . . .	0,02 — 0,03 „
3.	Gedreht und mit Schlichtfeile geschlichtet . . . . .	0,01 — 0,02 „
4.	Geschlichtet und mit Schmirgelleinen Nr. 1 abgezogen . . . . .	0,006 — 0,007 „
5.	Mit Schmirgelscheibe geschliffen . . . . .	0,004 — 0,005 „
6.	Geschlichtet und mit Schmirgelleinen Nr. 00 abgezogen oder gehärtet und geschliffen . . . . .	0,003 — 0,004 „
7.	Auf Gußplatte sauber abgezogen (nur für ebene Flächen) . . . . .	0,001 — 0,003 „
8.	Gehärtet und bes. sauber auf Gußplatte abgezogen . . . . . rd.	0,0001 „

Zapfen sollen sorgfältig, wie unter 4 bis 6 angegeben, hergestellt werden, so daß man als Mittelwert für die Unebenheiten  $\delta_1 = 0,005$  mm annehmen darf. Die gleiche Zahl  $\delta_2 = 0,005$  mm gilt für genau bearbeitete Lagerschalen mit verdichteter Oberfläche, während man bei sauber gebohrten im Falle von Weißmetall etwa 0,015, im Falle von Bronze sogar 0,02 mm wird ansetzen müssen.

Da nun während der Ruhe an der einen oder anderen Stelle eine größte Erhöhung des einen Teils in einer größten Vertiefung des andern liegen wird, muß der Zapfen beim Laufen, wenn flüssige Reibung eintreten und metallische Berührung ausgeschlossen sein soll, an der engsten Stelle  $a$ , Abb. 1085, mindestens um die Summe der Unebenheiten, z. B. unter sorgfältiger Bearbeitung beider Teile um 0,01 mm angehoben werden. Wenn die Unebenheiten verschieden groß, etwa im Falle eines geschliffenen Zapfens in einer sauber ausgebohrten Bronzeschale  $\delta_1 = 0,005$  und  $\delta_2 = 0,02$  mm sind, würde das gegenseitige Ineinanderdringen während der Ruhe und das Anheben beim Laufen allerdings nur  $2 \delta_1$  betragen, wohl aber müßte die Schmierschicht im Ausklinkzustand, in dem die Unebenheiten gerade übereinander hinweggleiten, die Mindeststärke:

$$h = \delta_1 + \delta_2$$

haben. Die Menge des vom Zapfen mitgenommenen Öls und damit die Stärke der Schmierschicht an der engsten Stelle, durch die ja jene Menge hindurchgepreßt werden muß, nimmt mit der Umfangsgeschwindigkeit zu; es wird also an einem gegebenen, unter bestimmten Betriebsverhältnissen laufenden Zapfen eine ganz bestimmte Drehzahl geben, bei der jene Schmierschichtstärke erreicht wird und damit flüssige Reibung einsetzt. Arbeitet der Zapfen mit geringerer Geschwindigkeit, so wird ein Teil der Belastung durch das in die Vertiefungen eingedrungene Öl aufgenommen, die Bildung einer zusammenhängenden Ölschicht, auf der der Zapfen schwimmt, aber noch unmöglich sein, weil sie durch die Erhöhungen zerrissen wird. Die letzteren werden noch stellenweise in metallische Berührung kommen; ein Betriebszustand, der durch die halbflüssige Reibung gekennzeichnet ist, bei der der entstehende Widerstand zwischen dem bei ruhender Reibung und dem bei flüssiger liegt. Wird die oben erwähnte Drehzahl erreicht, so greifen die Erhöhungen nicht mehr ineinander ein; der Zapfen beginnt auf dem Schmiermittel unter Vermeidung jeglicher Abnutzung zu schwimmen.

Zusammenfassend sei hervorgehoben, daß also beim Inbetriebsetzen die im ersten Augenblick auftretende Reibung fester Körper zunächst in die halbflüssige übergeht, weil das Schmiermittel, das sich auch während der Ruhe noch in dem Spielraum zwischen Zapfen und Schale gehalten hat, oder das dem Zapfen zugeführt wird, infolge seiner Haftfähigkeit zwischen die bewegten Flächen gebracht wird. Mit steigender Drehzahl nimmt die Stärke der Schmierschicht an der Lauffläche unter rascher Abnahme des Reibungswiderstandes zu, bis bei einer bestimmten Drehzahl die Schicht so dick



wird, daß die Unebenheiten ausklinken, also übereinander hinweggleiten und eine zusammenhängende Ölschicht zustande kommt. Damit setzt der für den Betrieb vorteilhafte Zustand der flüssigen Reibung ein, in welchem der Zapfen unter sehr geringem Widerstand auf der Schmierschicht schwimmt. Wird die erwähnte Drehzahl nicht erreicht, so ist dauernd mit halbflüssiger Reibung und mit Verschleiß zu rechnen.

Die vorstehenden Betrachtungen gelten für ständig in einer Richtung belastete und laufende Zapfen, wie sie vorwiegend bei Triebwerken, Wasser- und Dampfturbinen, Elektromotoren usw. vorkommen. Wesentlich ist dabei die Entstehung einer keiligen Schmierschicht, deren Stärke auf der Eintrittseite des Schmiermittels von  $H$  an der Stelle  $b$  in Abb. 1085 stetig auf  $h$  an der engsten Stelle  $a$  abnimmt.

Anders liegen die Verhältnisse, wenn die Zapfen zwar ständig im selben Sinne umlaufen, aber der Richtung nach wechselnden Kräften ausgesetzt sind oder häufig wechselnder Drehrichtung unterliegen oder nur schwingende Bewegungen ausführen. Der erste Fall findet sich z. B. bei doppeltwirkenden Kolbenmaschinen, an den Kurbel- und den Wellenzapfen, die durch die Triebkräfte bald an der einen, bald an der anderen Schale zum Anliegen gebracht werden. Zur dritten Gruppe gehören die Kreuzkopfzapfen. Unter den genannten Umständen ist die Ausbildung zusammenhängender, keiliger, tragfähiger Schichten nicht nur schwierig, sondern vielfach überhaupt nicht möglich; das Schmiermittel hat insbesondere im ersten Falle eine völlig andere Aufgabe, nämlich die Stöße, die an einem ungeschmierten Zapfen beim Wechsel der Krafttrichtung durch das Zapfenspiel gegeben wären, zu dämpfen. Beim Laufen führt der Zapfen das an ihm haftende Öl der unbelasteten Schale zu; das Öl fängt bei dem genannten Wechsel den Stoß auf, wird dabei aber weggequetscht. Ist es nun möglich, die Schmierschicht so dick zu halten, daß die Unebenheiten der Oberflächen nicht in metallische Berührung kommen — und das kann durch Zufuhr frischen Öls unter genügendem Druck, durch Preßschmierung, ganz wesentlich unterstützt werden —, so tritt auch in diesem Falle kein Verschleiß ein. Meistens wird man aber mit halbflüssiger Reibung, also auch mit Abnutzung rechnen müssen. Das trifft auch für die meisten schwingenden Zapfen zu, bei denen es naturgemäß noch schwieriger ist, größere Ölmengen an die Auflagestelle durch die Zapfen selbst zu führen.

Sollen an Stützzapfen die Vorteile der flüssigen Reibung: geringer Laufwiderstand und Vermeidung des Verschleißes, ausgenutzt werden, so gilt es wiederum, keilige und dadurch tragfähige Schmierschichten zu erzeugen, wie es Michell zuerst gelungen ist.

### III. Grundlagen der Berechnung der Zapfen.

#### A. Verteilung des Flächendruckes.

Bezeichnet  $df$  ein Element der Zapfenoberfläche, Abb. 1074 und 1075, das unter dem Winkel  $\alpha$  gegen die senkrechte Ebene bzw. Achse geneigt ist und  $p$  den Flächendruck, der dort herrscht, so ist die Kraft, der dieses Element ausgesetzt ist,  $p \cdot df$ . Die Gleichgewichtsbedingung in Richtung der Zapfenbelastung  $P$  fordert:

$$P = \int p \cdot df \cdot \cos \alpha,$$

nämlich daß  $P$  gleich der Summe der parallel zu  $P$  gerichteten Komponenten von sämtlichen Elementarkräften ist.

Das Integral läßt sich ohne weitere Annahmen über die Größe und Verteilung von  $p$  nicht lösen. Am einfachsten ist es,  $p$  für alle Elemente gleich groß anzunehmen, eine zwar nicht zutreffende Voraussetzung, die aber doch den Vergleich und damit die Berechnung neuer Zapfen ähnlicher Form gestattet. Mit diesem „mittleren Flächendruck“ geht die Gleichung über in:

$$P = p \int df \cdot \cos \alpha.$$



Da aber  $df \cdot \cos \alpha$  die Projektion des Flächenelementes auf eine zur Krafrichtung senkrechte Ebene, also das Integral von  $df \cdot \cos \alpha$  die Projektion  $f'$  der gesamten Auflagefläche auf diese Ebene ist, so wird:

$$P = p \cdot f',$$

oder

$$p = \frac{P}{f'}. \quad (306)$$

Nimmt man nämlich nach Abb. 1074 als Flächenelement  $df$  ein Rechteck mit den Seitenlängen  $dl$  längs des Zapfens und  $da$  tangential zu demselben an, so bleibt bei der Projektion senkrecht zur Kraft  $P$ , d. h. im Grundriß,  $dl$  unverändert, während sich  $da$  in  $da \cdot \cos \alpha$  verkürzt. Die Projektion von  $df = dl \cdot da$  wird also  $dl \cdot da \cdot \cos \alpha = df \cdot \cos \alpha$ .

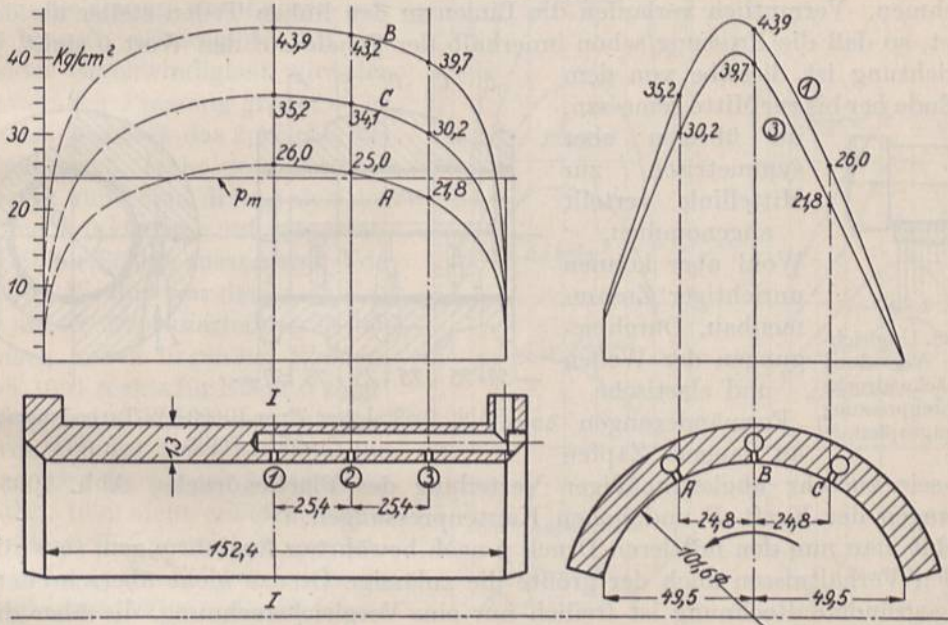


Abb. 1087. Verteilung des Auflagedrucks an einem Tragzapfen nach B. Tower. M. 1:2,5.

Im Falle des zylindrischen Tragzapfens der Abb. 1074 ist  $f' = d \cdot l$ , mithin:

$$p = \frac{P}{d \cdot l}, \quad (307)$$

am Stützzapfen, Abb. 1075,  $f' = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)$  oder:

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)}. \quad (308)$$

Die tatsächliche Verteilung des Flächendruckes wird eine andere sein, je nachdem, ob der Zapfen geschmiert ist oder nicht. Denn im ersten Falle ist die Schmier-schicht durch die die Kraft hindurch übertragen werden muß, maßgebend, die aber an den Schalenrändern leicht nachgibt, so daß sich dort ein geringerer Druck als in der Mitte einstellen wird, wie es zuerst die Untersuchungen von B. Tower an einem laufenden geschmierten Tragzapfen nach Abb. 1087 [XV, 2] bestätigten. Die Lagerschale war mit drei Bohrungen  $A B C$ , gleichlaufend zur Zapfenachse versehen. Durch radiale Löcher, 1, 2, 3, nach der Lauffläche zu, die einzeln angeschlossen wurden, konnten die Ölpres-sungen manometrisch an neun verschiedenen Punkten der Schale gemessen werden. Diese umfaßte den Zapfen unter einem Zentriwinkel von  $154^\circ$ ; ihre Projektion senk-



recht zur Krafrichtung war  $f' = 9,9 \cdot 15,2 = 149,5\text{-cm}^2$  groß. Bei der eingezeichneten Laufrichtung, 150 minutlichen Umdrehungen und einer Belastung von  $P = 3632\text{ kg}$  oder  $p = \frac{P}{f'} = \frac{3632}{149,5} = 24,3\text{ kg/cm}^2$  mittlerem Flächendruck, wurden die in Abb. 1087 durch Punkte hervorgehobenen Drucke gefunden, nach denen Tower auf eine Verteilung entsprechend den eingezeichneten Linien schloß. Die Pressung ist, wie oben ausgeführt, im mittleren Teile am größten und nimmt nach dem Umfange hin ab. Der Höchstwert der Kurve 1 in Abb. 1087 rechts oben ist  $45,1\text{ kg/cm}^2$ . Er ist 1,85mal so groß, wie der mittlere und liegt, auf die Drehrichtung bezogen, hinter der Mittelebene des Zapfens. Daß die Mittelkraft  $P$  der Lagerpressungen, wie es nach Abb. 1087 rechts oben den Anschein hat, im gleichen Sinne verschoben ist, da die Schwerpunkte der von den Kurven 1 und 3 umschlossenen Flächen links der Mittellinie liegen, ist allerdings nicht anzunehmen. Vermutlich verlaufen die Linien in den linken Teilen steiler als dort gezeichnet, so daß die Pressung schon innerhalb der Schale auf den Wert 0 sinkt. In der Längsrichtung ist dieselbe von dem einen Ende her bis zur Mitte gemessen,

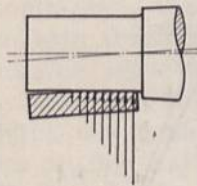


Abb. 1088. Ungleichmäßige Verteilung des Flächendrucks und Kantenpressung an Tragzapfen.

im übrigen aber symmetrisch zur Mittellinie verteilt angenommen. Wohl aber können unrichtiger Zusammenbau, Durchbiegungen der Wellen und elastische Formänderungen an langen Zapfen

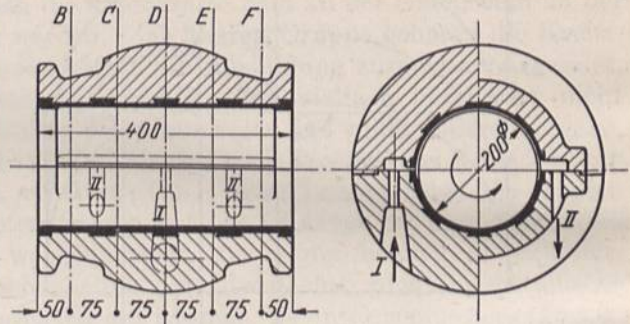


Abb. 1089. Lager einer 10000-kW-Turbodynamo, AEG Berlin.

Anlaß sein zu sehr ungleichmäßiger Verteilung des Flächendrucks, Abb. 1088, Verschiebungen der Kraft  $P$  und hohen Kantenpressungen.

Wählt man nun den mittleren Druck  $p$  nach bewährten Ausführungen, so wird unter normalen Verhältnissen auch der größte die zulässige Grenze nicht überschreiten. Die auf  $p$  gegründete Rechnung ist freilich nur eine Vergleichsrechnung, die über die tatsächlich vorhandenen Pressungen keinen Aufschluß gibt. Es darf nicht übersehen werden, daß die üblichen Werte sicher nicht für außergewöhnliche Zapfenformen gelten, daß es z. B. bedenklich ist, sie auf sehr kurze Zapfen anzuwenden, an denen das Schmiermittel seitlich leicht entweichen kann.

An einem Lager von 200 mm Durchmesser und 400 mm Länge einer 10000 kW-Turbodynamo der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft, Berlin, Abb. 1089, ermittelte Lasche [XV, 11] bei 30 m/sek Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens oder rund 3000 Umdrehungen in der Minute in der Mittelebene  $D$  die durch die Kurven, Abb. 1090, links dargestellte Druckverteilung in der unteren Lagerschale bei den an den Linien angeschriebenen mittleren Flächendrücken  $p$ . Die Höchstwerte sind, wie die folgenden Zahlen zeigen, 6 bis 2,4mal größer als die mittleren.

$p$	1	6,5	10	15	20	kg/cm <sup>2</sup> ,
$p_{\max}$	6	18	25,5	36,6	49,5	kg/cm <sup>2</sup> ,
$\frac{p_{\max}}{p}$	6	2,8	2,6	2,4	2,5	

In der Ebene  $B$ , 50 mm vom Schalenrande, waren die tatsächlichen Öldrucke auf die in Abb. 1090 rechts dargestellten Beträge gesunken. Die Lauffläche der Schale war genau zylindrisch mit 0,34 mm größerem Durchmesser als der Zapfen ausgebohrt. Das Öl floß durch die Öffnung  $I$ , Abb. 1089, und durch die Schalenfuge in einem keilförmigen, sich dem Zapfen ganz allmählich anschmiegenden, breiten Streifen zu, durch die beiden Öffnungen  $II$  aber ab. Die sonst üblichen Schmiernuten waren, damit der Zusammen-



hang der Schmierschichten nicht unterbrochen oder gestört wurde, ganz weggelassen. Die obere Schale hatte auf ihrem mittleren Teile reichlich Spiel gegenüber dem Zapfen, um diesen durch eine große Ölmenge, die beim vorliegenden Versuche 20 kg/min betrug, zu umspülen, zu dem Zwecke, die beim Laufen entstehende Wärme abzuführen.

Erheblichen Einfluß auf die Größe und Verteilung des Flächendrucks hatte die Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens, wie Abb. 1091 nachweist, die links die in der Mittelebene *D* gefundenen Drucke bei der normalen Belastung des Lagers mit  $p = 6,5 \text{ kg/cm}^2$ , wiedergibt. Mit zunehmender Geschwindigkeit wird der Höchstwert der Pressung größer — er beträgt bei 20 m/sek das 2,5fache, bei 60 m/sek das 3,7fache des mittleren Druckes  $p$ ; außerdem drängt sich der Druck mehr und mehr auf dem mittleren Teil der Schale zusammen. Von geringerem Einfluß war die Geschwindigkeit auf die Druckverteilung in den mehr nach außen liegenden Ebenen, wie Abb. 1091 rechts für Ebene *C* zeigt.

Eine Verminderung der Schalengänge von 400 auf 300 mm erhöht die örtlichen Drucke in der Mittelebene nach Abb. 1092 nicht unbeträchtlich. Es ist dort die gestrichelt gezeichnete Verteilung des Flächendrucks an dem Lager von 200 mm Durchmesser und 400 mm Länge bei 12000 kg Belastung oder  $p = 15 \text{ kg/cm}^2$  Flächendruck mit den ausgezogenen Linien für 15 und 20  $\text{kg/cm}^2$  Flächendruck am schmalern Lager in Vergleich gestellt, wobei dem letzten Werte die gleiche Gesamtbelastung von 12000 kg entspricht.

Zahlreiche weitere Aufschlüsse über die Wirkung der Temperatur des eintretenden Öles, der Art der Ölzuführung, der Ölmenge, des Lagerspiels und des Verhältnisses der Lagerschalengänge zur Bohrung bringt das Buch von Lasche [XV, 11].

Rückschlüsse auf die Druckverteilung an ungeschmierten Zapfen, also bei unmittelbarer, metallischer Berührung zwischen Zapfen und Lager dürfen aus den angeführten Versuchen nicht gezogen werden. Wahrscheinlich ist an ihnen die Druckverteilung, sorgfältige Bearbeitung und Anpassung des Zapfens und Lagers vorausgesetzt, wesentlich gleichmäßiger.

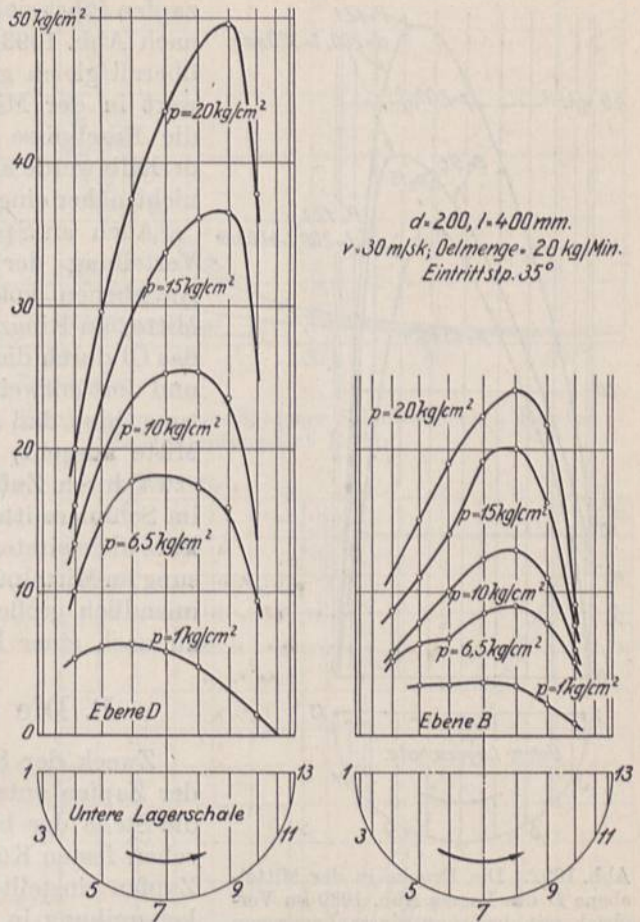


Abb. 1090. Druckverteilung im Lager Abb. 1089 in Abhängigkeit vom mittleren Flächendruck. Nach Lasche.

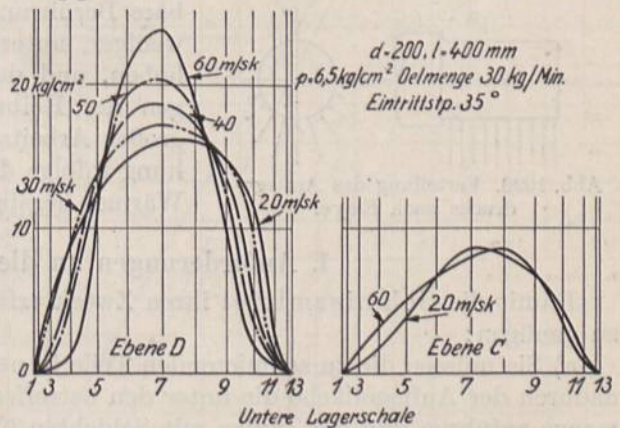


Abb. 1091. Druckverteilung im Lager Abb. 1089 bei verschiedenen Zapfengeschwindigkeiten und  $p = 6,5 \text{ kg/cm}^2$  mittlerem Flächendruck. Nach Lasche.



Die Reyesche Zapfenreibungstheorie [XV, 1], auf Grund der Bedingung abgeleitet, daß Zapfen und Lager sich so abnutzen, daß sie dauernd zueinander passen, ist durch die weiter unten behandelte hydrodynamische überholt. An einem zylindrischen Tragzapfen führt sie zu einer Verteilung des Flächendrucks nach Abb. 1093: in der Längsrichtung wäre der Druck überall gleich groß, quer dazu hätte er einen Höchstwert in der Mittelebene. Wie ersichtlich, stimmen die Ergebnisse mit den Versuchen nicht überein, deshalb werde auf die genannte Theorie bei Tragzapfen nicht näher eingegangen.

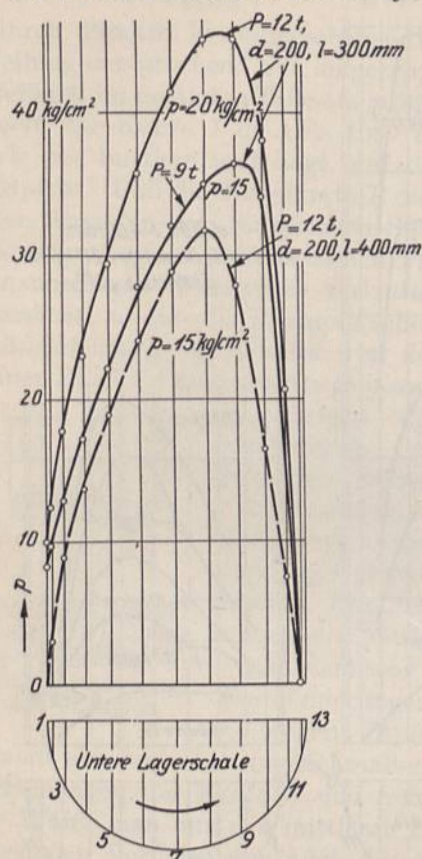


Abb. 1092. Die Drücke in der Mittelebene  $D$  des Lagers Abb. 1089 im Vergleich mit denen an einem Lager von 300 mm Länge. Nach Lasche.

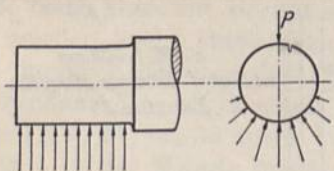


Abb. 1093. Verteilung des Auflage-drucks nach Reye.

Auch an Spurzapfen ist auf eine gleichmäßige Verteilung der Auflagepressung nicht zu rechnen. An ebenen vollen wird die größte Pressung in der Mitte, an Ringzapfen am inneren Rande auftreten, da das Öl durch die Fliehkraft nach außen befördert wird und dort entweicht. Darauf deutet auch die Beobachtung hin, daß das Fressen an Spurzapfen von der Mitte ausgeht, wenn es durch das Laufen und nicht etwa durch Zufälligkeiten oder durch Unreinigkeiten im Schmiermittel hervorgerufen wird. Nach der später kurz abgeleiteten Reyeschen Theorie erreicht die Pressung im Mittelpunkt eines ebenen, vollen Zapfens einen unendlich großen Wert und nimmt nach dem Rande zu nach einer Hyperbel ab.

## B. Die Schmierung der Zapfen.

Zweck der Schmierung ist, die bei der Bewegung der Zapfen entstehende Reibung zu vermindern. An die Stelle der beträchtlichen, gleitenden Reibung zwischen festen Körpern, wie sie sich an ungeschmierten Zapfen einstellt, tritt die bedeutend geringere Flüssigkeitsreibung in der Schmierschicht, die sich zwischen dem Zapfen und der Lagerschale bildet. Die unmittelbare Berührung der festen Baustoffe ist mehr oder weniger, unter bestimmten Umständen ganz aufgehoben, und damit werden auch die Folgeerscheinungen der Reibung fester Körper: große Abnutzung, großer Arbeitsverbrauch und starke Temperaturerhöhung infolge der Umwandlung der Reibungsarbeit in Wärme, herabgesetzt.

### 1. Anforderungen an die Schmiermittel.

Damit die Schmiermittel ihren Zweck erfüllen, haben sie mehreren Bedingungen zu genügen:

a) Sie müssen die zu schmierenden Teile benetzen und an ihnen gut haften, sollen dadurch der Auflagefläche die unter den betreffenden Umständen nötige Schmiermittelmenge zuführen und die Zapfen mit Schichten überziehen, die aufeinander gleiten. Der Zapfen nimmt die auf seiner Oberfläche liegende mit der vollen Geschwindigkeit mit, sie gleitet auf den weiter außen befindlichen und diese schließlich auf der in der Lagerschale ruhenden. Dazu muß die Haftfähigkeit des Schmiermittels größer als die innere Reibung sein. Stoffe, die diese Eigenschaft besitzen, bezeichnet man als schlüpfrig. So sind Fette und Öle auf Grund ihrer Schlüpfrigkeit zur Schmierung geeignet; Wasser



ist es dagegen im Falle der Bewegung metallener Teile aufeinander trotz geringer innerer Reibung nicht, weil es jene nicht genügend benetzt. Wohl aber haftet es an den Hartholzstützflächen der Unterwasserzapfen von Turbinen, die nur in Wasser liegend, hinreichend geschmiert sind.

b) Die Schmiermittel müssen geringe innere Reibung besitzen, also wenig Widerstand bei der gegenseitigen Verschiebung der einzelnen Teilchen bieten. Die innere Reibung ist im wesentlichen für die Größe des am Zapfen entstehenden Reibungswiderstandes maßgebend, solange genügende Schmiermittelmengen zwischen den aufeinander gleitenden Flächen vorhanden sind. Annähernd zutreffende Vergleichswerte liefert das Englersche Viskosimeter zur Bestimmung der Viskosität oder des Zähigkeitsgrades. Es dient dazu, die Zeit in Sekunden zu ermitteln, die für den Durchfluß von 200 cm<sup>3</sup> Flüssigkeit durch ein senkrechtes Röhrchen von 20 mm Länge benötigt wird, das oben 2,9, unten 2,8 mm weit ist. Als Grundwert und Einheit gilt die Zeit (50 bis 52''), die Wasser von 20° braucht. Ein Öl, das 300'' zum Ausfließen benötigt, hat den Englergrad 6, wenn der Grundwert des benutzten Viskosimeters 50'' ist. Abb. 1094 gibt den in starkem Maße von der Art und der Temperatur abhängigen Zähigkeitsgrad für vier verschiedene Sorten Öl nach Ermittlungen des Materialprüfungsamtes in Berlin-Lichterfelde wieder. Alle diese Öle werden mit steigender Temperatur leichtflüssiger; bei hoher Wärme haben sie nahezu den gleichen Flüssigkeitsgrad.

Für Rechnungen in den üblichen Maßeinheiten geht man auf die absolute Zähigkeit  $\eta$  der Schmiermittel in  $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$  zurück, die nach Ubbelohde mit der Viskosität in Englergraden in folgender

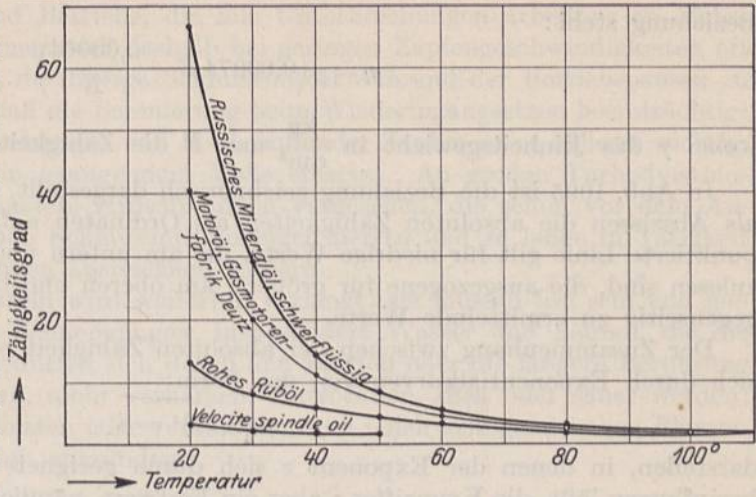


Abb. 1094. Zähigkeitsgrade verschiedener Schmieröle nach Engler. (Materialprüfungsamt Berlin.)

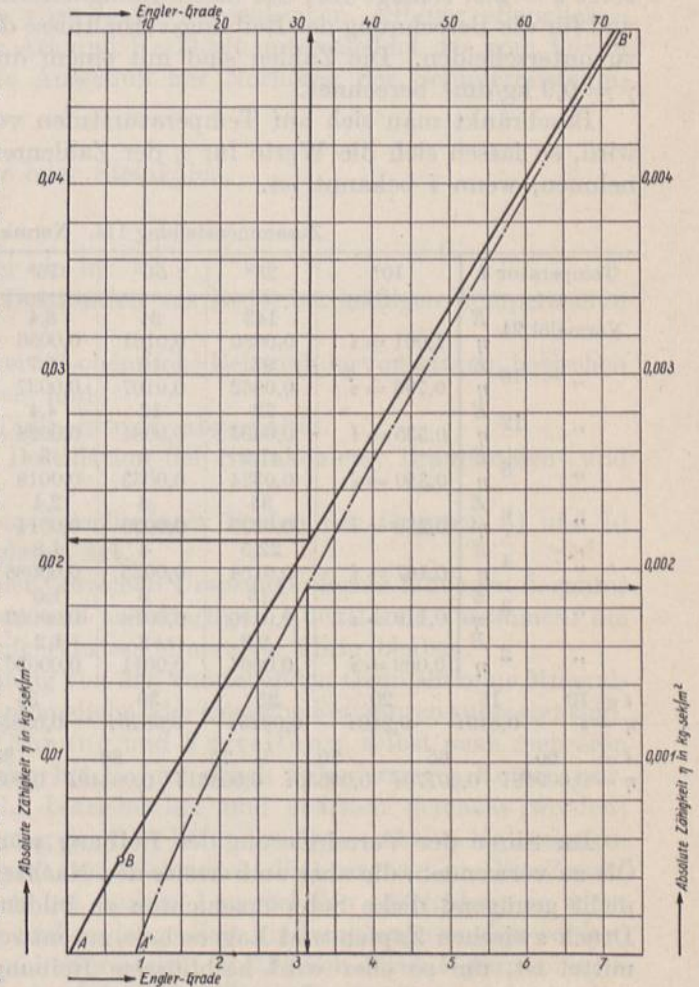


Abb. 1095. Zusammenhang zwischen der Zähigkeit in Englergraden und der absoluten Zähigkeit.



Beziehung steht:

$$\eta = \gamma \left( 0,00074 E - \frac{0,00064}{E} \right), \tag{309}$$

wobei  $\gamma$  das Einheitsgewicht in  $\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$  und  $E$  die Zähigkeit in Englergraden bedeutet.

In Abb. 1095 ist die Beziehung zeichnerisch dargestellt, indem zu den Englergraden als Abszissen die absoluten Zähigkeiten als Ordinaten aufgetragen sind. Die strichpunktierte Linie gilt für niedrige Werte, die am untern und rechten Randmaßstab abzulesen sind, die ausgezogene für größere, am oberen und linken Rande der Abbildung gegenseitig zu ermittelnde Werte.

Der Zusammenhang zwischen der absoluten Zähigkeit  $\eta$  und der Temperatur  $t$  läßt sich durch Exponentialkurven von der Form:

$$\eta \cdot (0,1 t)^z = i \tag{310}$$

darstellen, in denen der Exponent  $z$  sich durch geeignete Zusammensetzung der Öle beeinflussen läßt, die Kennziffer  $i$  aber ein Festwert, nämlich die Zähigkeit  $\eta$  bei  $t = 10^\circ$  ist.  $i$  deutet an, ob es sich um ein dünn- oder ein dickflüssiges Öl handelt. Falz [XV, 20] setzt  $z = 2,6$ , schlägt vor, Öle dieses Zähigkeitscharakters als Normalöle zu bezeichnen und für die Berechnung der Reibungsverhältnisse die 8 Sorten der Zusammenstellung 114 zu unterscheiden. Die Zahlen sind mit einem durchschnittlichen Einheitsgewicht von  $\gamma = 0,9 \text{ kg/dm}^3$  berechnet.

Beschränkt man sich auf Temperaturstufen von  $5^\circ$ , was praktisch stets ausreichen wird, so lassen sich die Werte für  $\eta$  der Zahlenreihe unter Zusammenstellung 114 entnehmen, wenn  $i$  bekannt ist.

Zusammenstellung 114. Normalöle nach Falz.

Temperatur $t$	10°	25°	50°	75°	100°												
Normalöl 24	$E$	143	24	8,4	3,9	Zylinderöl											
	$\eta$	1,061 = $i$	0,0980	0,0161	0,0056												
" 16	$E$	95	16	5,7	2,8	<table border="0"> <tr> <td rowspan="4">Schwere Maschinen- öle</td> <td rowspan="4">}</td> <td rowspan="4">Schwere Triebwerk- lager</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">Mittleres Maschinenöl</td> <td rowspan="2">}</td> <td rowspan="2">Triebwerk- lager</td> </tr> <tr> <td rowspan="4">Leichtes Maschinenöl Spindelöl</td> <td rowspan="4">}</td> <td rowspan="4">für Turbodynamos, leichte Triebwerke sehr rasch laufende, leicht belastete Zapfen</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">Leichtes Maschinenöl</td> <td rowspan="2">}</td> </tr> </table>	Schwere Maschinen- öle	}	Schwere Triebwerk- lager	Mittleres Maschinenöl	}	Triebwerk- lager	Leichtes Maschinenöl Spindelöl	}	für Turbodynamos, leichte Triebwerke sehr rasch laufende, leicht belastete Zapfen	Leichtes Maschinenöl	}
	Schwere Maschinen- öle	}	Schwere Triebwerk- lager														
Mittleres Maschinenöl				}	Triebwerk- lager												
										Leichtes Maschinenöl Spindelöl	}	für Turbodynamos, leichte Triebwerke sehr rasch laufende, leicht belastete Zapfen					
Leichtes Maschinenöl				}													
	$\eta$	0,706 = $i$	0,0652		0,0107		0,0037	0,0018									
" 12	$E$	72	12	4,4	2,25												
	$\eta$	0,535 = $i$	0,0494	0,0081	0,0028		0,0013										
" 8	$E$	47,2	8	3	1,7												
	$\eta$	0,350 = $i$	0,0324	0,0053	0,0018		0,00088										
" 6	$E$	35	6	2,4	1,5												
	$\eta$	0,259 = $i$	0,0239	0,0039	0,0014	0,00065											
" 4	$E$	22,5	4	1,8	1,25												
	$\eta$	0,167 = $i$	0,0154	0,0025	0,00088	0,00042											
" 3	$E$	16	3	1,5	1,15												
	$\eta$	0,119 = $i$	0,0110	0,0018	0,00063	0,00030											
" 2	$E$	9,3	2	1,2	1,05												
	$\eta$	0,069 = $i$	0,0064	0,0011	0,00036	0,00017											
$t = 10$	15	20	25	30	35	40	45	50	55°								
$\eta = i$	0,349 $i$	0,240 $i$	0,0923 $i$	0,0575 $i$	0,0385 $i$	0,0272 $i$	0,0215 $i$	0,0152 $i$	0,0119 $i$								
$t = 60$	65	70	75	80	85	90	95	100°									
$\eta = 0,00948 i$	0,00770 $i$	0,00635 $i$	0,00531 $i$	0,00449 $i$	0,00383 $i$	0,00330 $i$	0,00287 $i$	0,00251 $i$									

Im Sinne der Verminderung der Reibung wäre es günstig, möglichst dünnflüssige Öle zu verwenden, die aber andererseits den Nachteil haben, bei größeren Flächendrücken nicht genügend dicke Schmierschichten zu bilden und leichter und rascher durch den Druck zwischen Zapfen und Lagerschale zu entweichen. Je dünnflüssiger das Schmiermittel ist, um so eher wird halbflüssige Reibung und schließlich Trockenlaufen eintreten, wenn nämlich das Öl seitlich wegzufließen vermag, ehe der Zapfen in den Schmiernuten oder gar erst nach einer vollen Umdrehung an der Zufuhrstelle des Schmiermittels wieder neu benetzt wird. Deshalb müssen um so dickflüssigere und zähere Öle gewählt werden, je höher die spezifische Pressung und die Temperatur in den Lagern ist. Ähn-



liches gilt für Maschinen und Betriebe, die mit Unterbrechungen arbeiten; an Hebezeugen und Werkzeugmaschinen wird deshalb bei geringen Zapfengeschwindigkeiten oft Starrschmierung vorgezogen, da flüssige Schmiermittel während der Betriebspausen zu leicht verdrängt werden, so daß die Schmierung beim Wiedereingangssetzen beeinträchtigt ist. Beim Anfahren schwer belasteter und rasch laufender Zapfen ist es äußerst wichtig, daß die Schmierung sofort in genügendem Maße einsetzt. An großen Turbodynamos werden zu dem Zwecke besondere Hilfsölpumpen vorgesehen, die schon vor dem Anlassen der Turbinen genügende Schmiermittelmengen liefern und so lange in Tätigkeit bleiben, bis die Hauptölpumpen ausreichend fördern.

c) Von guten Schmiermitteln wird weiterhin verlangt: sie müssen frei sein von mechanischen und chemischen Beimengungen, insbesondere Wasser und Säuren, die die Maschinenteile angreifen; sie dürfen sich durch den Betrieb oder die längere Berührung mit der Luft nicht verändern, nicht verharzen, eintrocknen, dick oder sauer werden; endlich sollen sie nicht verdunsten oder verdampfen und einen genügend hohen Flammpunkt haben, bei dem sie sich entzünden.

## 2. Arten der Schmiermittel.

Die Schmiermittel sind heutzutage vorwiegend mineralischen, seltener pflanzlichen oder tierischen Ursprungs. Nach ihrer Art und Herkunft unterscheidet der vom Verein deutscher Eisenhüttenleute eingesetzte Ausschuß zur Normung der Schmiermittel in den „Richtlinien“ [XV, 19]:

- a) Schmieröle aus Erdöl,
- b) solche aus Braunkohle, Schiefer oder Steinkohle,
- c) Mischöle und
- d) Schmierfette.

Die erste Gruppe teilt man weiter ein in:

α) Destillate, durch stufenweise Destillation aus Erdöl bei mäßigen Temperaturen gewonnen,

β) Raffinate, durch Filtern oder weitere chemische Behandlung von sauren, basischen oder verharzenden Bestandteilen befreit und

γ) Rückstandöle, bei höheren Temperaturen abgespaltet.

Öle der Gruppe b) werden durch Destillation der Steinkohlen-, Braunkohlen- und Schiefertee gewonnen.

Mischöle entstehen durch Mischen verschiedener Sorten der Gruppen a) und b) untereinander oder durch Zusätze anderer Art.

Schmierfette sind pflanzlichen oder tierischen Ursprungs; ferner faßt man darunter die bei gewöhnlicher Temperatur festen und salbenartigen Rückstände zusammen, die bei der Gewinnung der vorstehend aufgeführten Mineralöle übrig bleiben.

Als Compoundöle werden unabhängig von den vorstehenden Gruppen reine Mineralöle bezeichnet, denen Fettöle oder auch pflanzliche oder tierische Fettsäuren zugesetzt sind.

Bei den flüssigen Ölen ist die Zuführung und Verteilung, selbst nach mehreren Stellen hin leicht; die Schmierung kann bei Lagern durch Schmierringe, Ketten usw. vollständig selbsttätig und damit sehr betriebsicher und sparsam gemacht werden; andererseits erfordert aber die Abführung des Öles besondere konstruktive Maßnahmen, um das Spritzen und Abschleudern zu verhüten oder unschädlich zu machen. Ein Zusatz von feinstem Flockengraphit kann sich bei rauen Lagerschalen empfehlen; er wirkt glättend, darf aber nicht im Übermaß und zu lange Zeit hindurch angewendet werden, damit sich die Zuleitungen und Nuten nicht versetzen. Öl läßt sich durch Filtern reinigen und dann wieder verwenden. Richtig durchgeführt ist die Ölschmierung bei rasch laufenden Teilen der Schmierung mit Fetten überlegen.

Fette, gelegentlich unter Zusatz von Graphit verwandt, haben den Vorzug, stark zu haften, nicht abzutropfen und den Zutritt von Staub zu den Lagern zu verhindern,



da sie alle Zwischenräume ausfüllen. Nachteilig ist, daß sie den Gleitflächen unter Druck zugeführt werden müssen und daß die entstehende Reibung größer ist. Sie eignen sich für schwer belastete, langsam oder mit Unterbrechungen laufende Zapfen, selbst in staubigen Betrieben. Lager und Schmiervorrichtungen können konstruktiv einfach und billig gehalten werden. Dagegen ist die Reinigung gebrauchter starrer Schmiermittel zwecks ihrer Wiederverwertung schwierig.

Von den in den Richtlinien unterschiedenen weiteren Untersorten kommen insbesondere für die Schmierung von Zapfen in Frage:

Für schnellaufende, leicht belastete Maschinenteile, Präzisionsmaschinen, Textil-, Papier- und Druckereimaschinen: Spindelschmieröl Nr. 12, Art: Raffinat.

Für Lager mit Umlauf- oder Ringschmierung, Elektromotoren, schwer belastete Lager an Werkzeugmaschinen und großen Antrieben bei Umlaufzahlen von mehr als 200 in der Minute: Elektromotoren- und Dynamoöl Nr. 16, Raffinat oder Destillat.

Für Lager und Regelvorrichtungen an Dampfturbinen: Dampfturbinenöl Nr. 3, Raffinat.

Für normale Lager aller Art und Gleitbahnen: Lagerschmieröl Nr. 18, Raffinat oder Destillat oder Mischöl.

Für Eisenbahnachsenlager: Achsenöl Nr. 19, Mischöl, Steinkohlen- oder Braunkohlenschmieröl oder Rückstandöl.

Für schwer belastete heißgehende Lager: hochschmelzende Maschinenfette Nr. 21.

An Stellen, wo Ölschmierung nicht möglich ist: Maschinenfett Nr. 22 (Staufferfett).

Für Achsen von Lastwagen, Fuhrwerken, landwirtschaftlichen Maschinen, Förderwagen mit offenen Lagern: Wagenfett Nr. 24.

Für Walzengerüste und -lager aller Art größerer Abmessung, Rollgänge: Kaltwalzenfett Nr. 30 und Kaltwalzenfettbriketts Nr. 31.

Für Walzengerüste, Lager und Zapfen der Feinblechstraßen: Heißwalzenfett Nr. 32 oder hochschmelzende Warmwalzenfettbriketts Nr. 33.

Näheres über die Eigenschaften, Anforderungen und die nötigen Untersuchungen siehe [XV, 19].

### C. Die Zapfenreibung.

Von den drei oben erwähnten Zuständen der trockenen, halbflüssigen und flüssigen Reibung, die beim Laufen der Zapfen in Betracht kommen, ist die trockene bedingt durch Formänderungen der Unebenheiten der aufeinandergleitenden Flächen und gekennzeichnet durch das Coulombsche Gesetz:

$$R = \mu \cdot P; \quad (311)$$

wenn  $R$  den Reibungswiderstand,  $P$  den Druck, unter dem die Flächen stehen und  $\mu$  die Reibungszahl bedeutet.  $\mu$  ist ein Festwert, wahrscheinlich solange die Formänderungen im wesentlichen elastischer Natur sind.

Das Gebiet der flüssigen Reibung ist durch hydrodynamische Untersuchungen in befriedigender Weise geklärt. Die ersten wurden von Petroff [XV, 3] angestellt; Reynolds [XV, 4], Sommerfeld [XV, 5] und Gümbel [XV, 6, 7], dessen Nachlaß durch Everling bearbeitet und herausgegeben wurde, erweiterten und vertieften sie. Theoretisch noch nicht erfaßt ist die halbflüssige Reibung.

Zur Untersuchung der Verhältnisse bei flüssiger Reibung behält Gümbel die einfache Form der für feste Körper gültigen Gleichung (311)  $R = \mu_1 \cdot P$  bei, in der  $R$  und  $P$  die oben erläuterte Bedeutung haben,  $\mu_1$  aber die veränderliche Zapfenreibungszahl ist. Bevor jedoch auf deren Größe näher eingegangen werden kann, muß die Lage, welche die Mitte eines Zapfens bei verschiedenen Drehzahlen in einer Schale einnimmt, näher betrachtet werden.



## 1. Lage des Zapfens in der Schale.

Sie ergibt sich nach G ü m b e l aus der annähernd halbkreisförmigen Bahn  $ABM$ , Abb. 1085, auf der die Zapfenmitte mit wachsender Umdrehzahl immer höher steigt, den Mittelpunkt  $M$  aber, der der zentrischen Lage beider Teile entspricht, erst bei  $n = \infty$  erreicht. Versuche von Vieweg haben dieses Verhalten des Zapfens dem Wesen nach bestätigt. Bezeichnet  $D$  den Durchmesser der Schale,  $d$  den des Zapfens, so ist das Lagerpiel  $s$ , das sich während der Ruhe im oberen Scheitel voll ausbildet und dort messen läßt, durch  $D - d$ , die Strecke  $\overline{AM}$  aber durch  $\frac{s}{2} = \frac{D-d}{2}$  gegeben. In der Stellung  $B$  der Zapfenmitte, gekennzeichnet durch den Verlagerungswinkel  $\beta$  und die Exzentrizität  $e$  entsteht an der engsten Stelle eine Schmierschichtstärke  $h$ .  $e$  und  $h$  lassen sich auch leicht an einem um  $M$  geschlagenen Viertelkreis  $AC$  finden. An Hand der in Abb. 1096 ver-

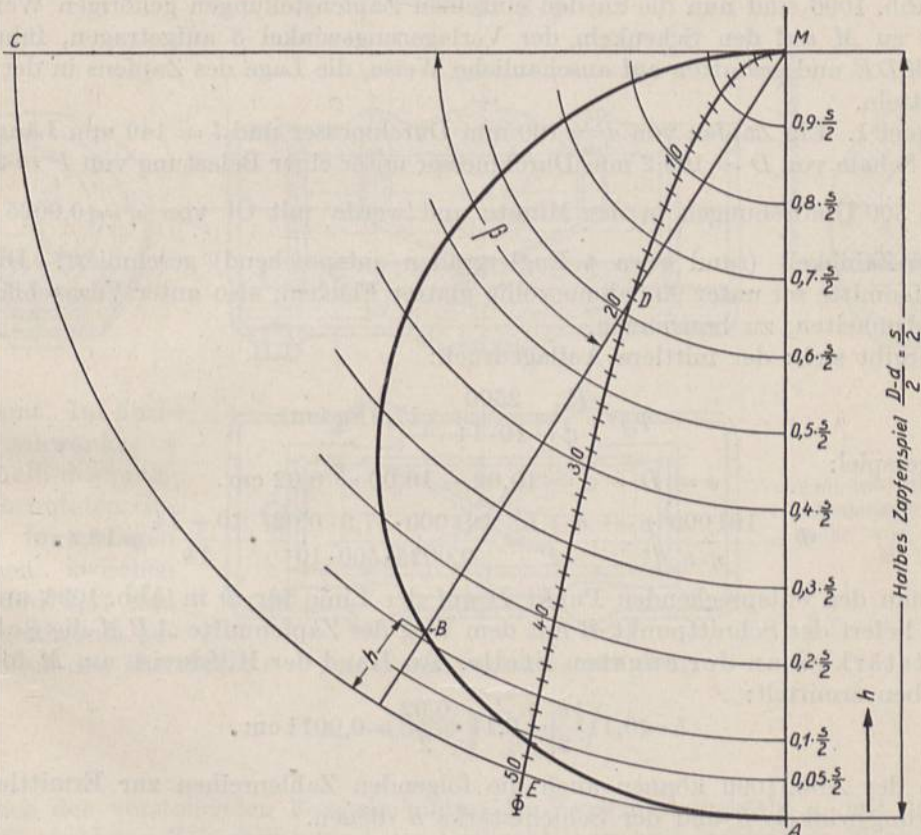


Abb. 1096. Zur Ermittlung der Lage zylindrischer Tragzapfen.

größert dargestellten Bahn  $ABM$  kann  $h$  mittels der um  $M$  geschlagenen Hilfskreise in Teilen des halben Lagerspiels  $\frac{s}{2} = MA = \frac{D-d}{2}$  ausgedrückt werden. (Dabei ist vorläufig angenommen, daß die Oberflächen des Zapfens und der Schale völlig glatt seien; welche Wirkung die unvermeidliche Rauigkeit derselben hat und wie sie berücksichtigt wird, ist später gezeigt.) Beispielweise entspricht  $B$  11 % von  $\frac{s}{2}$  oder  $\frac{D-d}{2}$ . Nach G ü m b e l bestimmt sich nun die Lage der Zapfenmitte in einer Schale, die den Zapfen halb umschließt, durch die Größe:

$$\Phi = \frac{191\,000 \cdot p \cdot s^2}{\eta \cdot n \cdot d^2} \cdot \frac{d+l}{l}, \quad (312)$$

wenn  $p$  den mittleren Flächendruck in  $\text{kg/cm}^2$ ,  $\eta$  die absolute Zähigkeit des Schmier-



mittels in  $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$ ,  $n$  die Drehzahl in der Minute,  $l$  die Schalen- oder Zapfenlänge in cm,  $d$  den Zapfendurchmesser in cm und  $s$  das Zapfenspiel in cm bedeuten. Das erste Glied in Formel (312) gilt für ein unendlich langes Lager; durch das zweite soll die endliche, wirkliche Länge der Schale berücksichtigt werden, die sicher eine tiefere Lage des Zapfens in der Schale bedingen wird. Die einfache Annahme, daß dies durch das Verhältnis  $\frac{d+l}{l}$  ausgedrückt werden kann, ist willkürlich, genügt aber den Grenzbedingungen, indem das Glied für  $l = \infty$  gleich 1 und damit  $\Phi$  gleich dem ersten Gliede ist, während für  $l = 0$ , also für ein schneidenförmiges Lager, in dem sich kein Öl halten kann,  $\Phi$  unendlich groß wird. Annähernd gilt die Formel auch für ganz von der Schale umschlossene Zapfen, die nach genauerer Untersuchung nur um ein geringes günstiger gestellt sind.

In Abb. 1096 sind nun die zu den einzelnen Zapfenstellungen gehörigen Werte von  $\Phi$  polar zu  $M$  auf den Schenkeln der Verlagerungswinkel  $\beta$  aufgetragen, führen zur Kurve  $MDE$  und gestatten auf anschauliche Weise, die Lage des Zapfens in der Schale zu ermitteln.

Beispiel 1. Ein Zapfen von  $d = 100$  mm Durchmesser und  $l = 140$  mm Länge laufe in einer Schale von  $D = 100,2$  mm Durchmesser unter einer Belastung von  $P = 2500$  kg bei  $n = 500$  Umdrehungen in der Minute und werde mit Öl von  $\eta = 0,0025 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$  mittlerer Zähigkeit (rund etwa 4 Englergraden entsprechend) geschmiert. Die Lage der Zapfenmitte sei unter Annahme völlig glatter Flächen, also unter Vernachlässigung der Unebenheiten, zu bestimmen.

Es ergibt sich: der mittlere Auflagedruck:

$$p = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{2500}{10 \cdot 14} = 17,9 \text{ kg/cm}^2,$$

das Lagerspiel:

$$s = D - d = 100,2 - 100,0 = 0,02 \text{ cm}.$$

und:

$$\Phi = \frac{191000 \cdot p \cdot s^2}{\eta \cdot n \cdot d^2} \cdot \frac{d+l}{l} = \frac{191000 \cdot 17,9 \cdot 0,02^2}{0,0025 \cdot 500 \cdot 10^2} \cdot \frac{10+14}{14} = 18,8.$$

Sucht man den entsprechenden Punkt  $D$  auf der Linie für  $\Phi$  in Abb. 1096 und zieht  $DM$ , so liefert der Schnittpunkt  $B$  mit dem Weg der Zapfenmitte  $ABM$  die Schmier-schichtstärke  $h$  an der engsten Stelle. An Hand der Hilfskreise um  $M$  folgt, wie schon oben ermittelt:

$$h = 0,11 \cdot \frac{s}{2} = 0,11 \cdot \frac{0,02}{2} = 0,0011 \text{ cm}.$$

Anstelle der Abb. 1096 können auch die folgenden Zahlenreihen zur Ermittlung des Verlagerungswinkels  $\beta$  und der Schichtstärke  $h$  dienen.

Zusammenstellung 115. Zusammenhang zwischen dem Verhältnis der Schmier-schichtstärke  $h$  an der engsten Stelle zum halben Zapfenspiel  $\frac{s}{2}$  und den Größen  $\Phi$ ,  $\beta$  und  $\alpha$ .

$\frac{h}{s/2}$ . .	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45
$\Phi$ . .	39,6	20,5	13,6	10,5	8,5	7,2	6,1	5,3	4,7
$\beta$ . .	67,4	59,7	53,8	49,0	45,2	41,8	38,3	35,5	32 <sup>o</sup>
$\alpha$ . .	2,67	2,61	2,41	2,31	2,23	2,17	2,13	2,09	2,06
$\frac{h}{s/2}$ . .	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8		
$\Phi$ . .	4,1	3,6	3,2	2,8	2,4	2,0	1,7		
$\beta$ . .	29,2	26,5	23,4	20,7	17,7	14,7	12,4 <sup>o</sup>		
$\alpha$ . .	2,05	2,06	2,08	2,12	2,19	2,28	2,47.		



## 2. Die Größe der Zapfenreibungszahl.

Von der Lage des Zapfens in der Schale und damit von der Größe  $\Phi$  hängt nun auch die Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  ab. Für eine den Zapfen halbumschließende Schale leitet Gumbel den Ausdruck:

$$\mu_1 = 0,0023 \cdot \kappa \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}} \sqrt{\frac{4d}{l} + 1} \quad (313)$$

ab, in welchem  $\kappa$  in Abhängigkeit von  $\Phi$  der vorstehenden Zusammenstellung zu entnehmen ist, die zweite Wurzel aber den Einfluß der endlichen Länge  $l$  des Lagers berücksichtigt. Aus der Zahlenreihe ist ersichtlich, daß  $\kappa$  und damit  $\mu_1$  für ein bestimmtes Lager den Kleinstwert bei  $\frac{h}{s/2} = 0,5$  oder  $s = 4h$  in Höhe von  $\kappa = 2,05$  oder:

$$\mu_{1\min} = 0,0047 \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}} \sqrt{\frac{4d}{l} + 1} \quad (314)$$

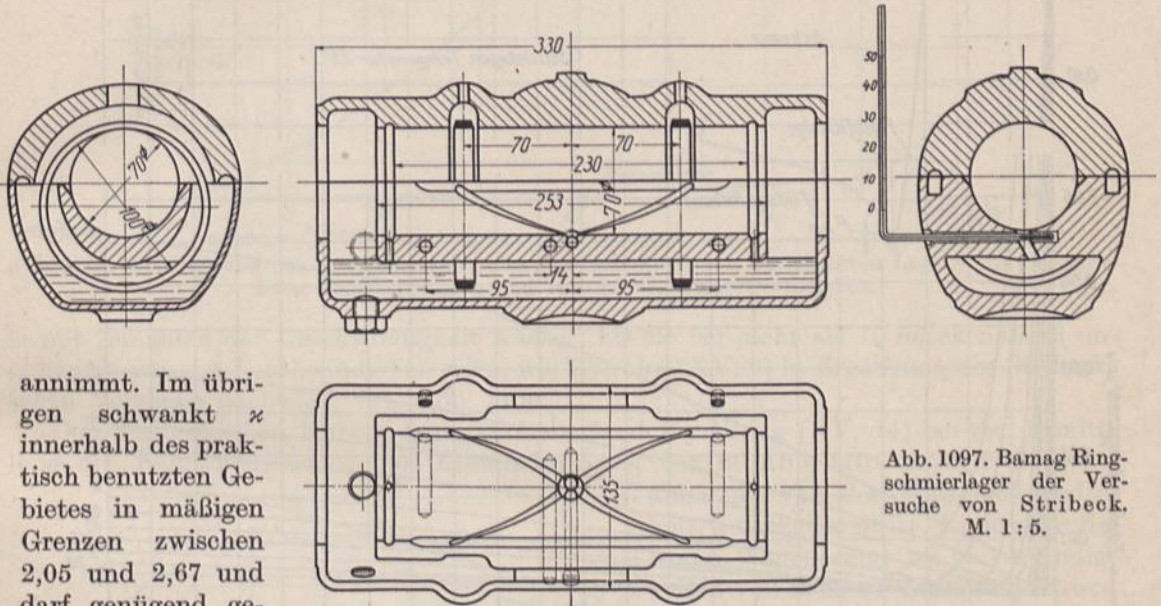


Abb. 1097. Bamag Ringschmierlager der Versuche von Stribeck. M. 1:5.

annimmt. Im übrigen schwankt  $\kappa$  innerhalb des praktisch benutzten Gebietes in mäßigen Grenzen zwischen 2,05 und 2,67 und darf genügend genau durch den Mittelwert  $\kappa = 2,4$  ersetzt werden, mit dem:

$$\mu_1 = 0,0055 \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}} \sqrt{\frac{4d}{l} + 1} \quad (315)$$

wird.

Nach den vorstehenden Formeln nimmt die Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  mit der Wurzel aus der absoluten Zähigkeit  $\eta$  und der Drehzahl  $n$  zu, mit steigendem Flächendruck  $p$  aber ab. Daß größere Zähigkeit bei sonst gleichen Betriebsverhältnissen die Reibung erhöht, ist ohne weiteres erklärlich. Den Einfluß der Drehzahl und der Flächenpressung, wie er im folgenden des näheren erläutert ist, hat auf Grund von Versuchen zuerst Stribeck 1899 [XV, 8] dargetan.

a) Einfluß der Belastung und der Umfangsgeschwindigkeit auf die Zapfenreibungszahl  $\mu_1$ .

Stribeck fand an einem Sellers-Lager mit Ringschmierung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau, Abb. 1097, bei Verwendung von Motorenöl der Gasmotorenfabrik Deutz die Kurven Abb. 1098. Als Abszissen sind die Drehzahlen und Umfangsgeschwindigkeiten, als Ordinaten die Zapfenreibungszahlen  $\mu_1$  aufgetragen. An den einzelnen Linien stehen die zugehörigen mittleren Flächendrucke  $p = \frac{P}{l \cdot d}$ . Es



zeigt sich, daß die Reibungszahl bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten von einem Anfangswert 0,14 zunächst auf einen kleinsten Wert fällt, und zwar um so langsamer, je höher die Auflagepressung ist; dann steigen die Kurven wieder.

Der Anfangswert, Punkt *A* im Schema, entspricht der trockenen Reibung fester, wenig gefetteter Körper, die beim Anlauf zu überwinden ist. Die Reibung sinkt aber rasch, da bei zunehmender Geschwindigkeit steigende Ölmengen zugeführt werden, die im Gebiete *AB* halbflüssige Reibung bedingen, bis bei einem für alle Drucke gleich hohen Kleinstwerte *B* die günstigsten Verhältnisse erreicht werden und unter Ausklinken der Unebenheiten die flüssige Reibung einsetzt. Dieser Übergang tritt bei um

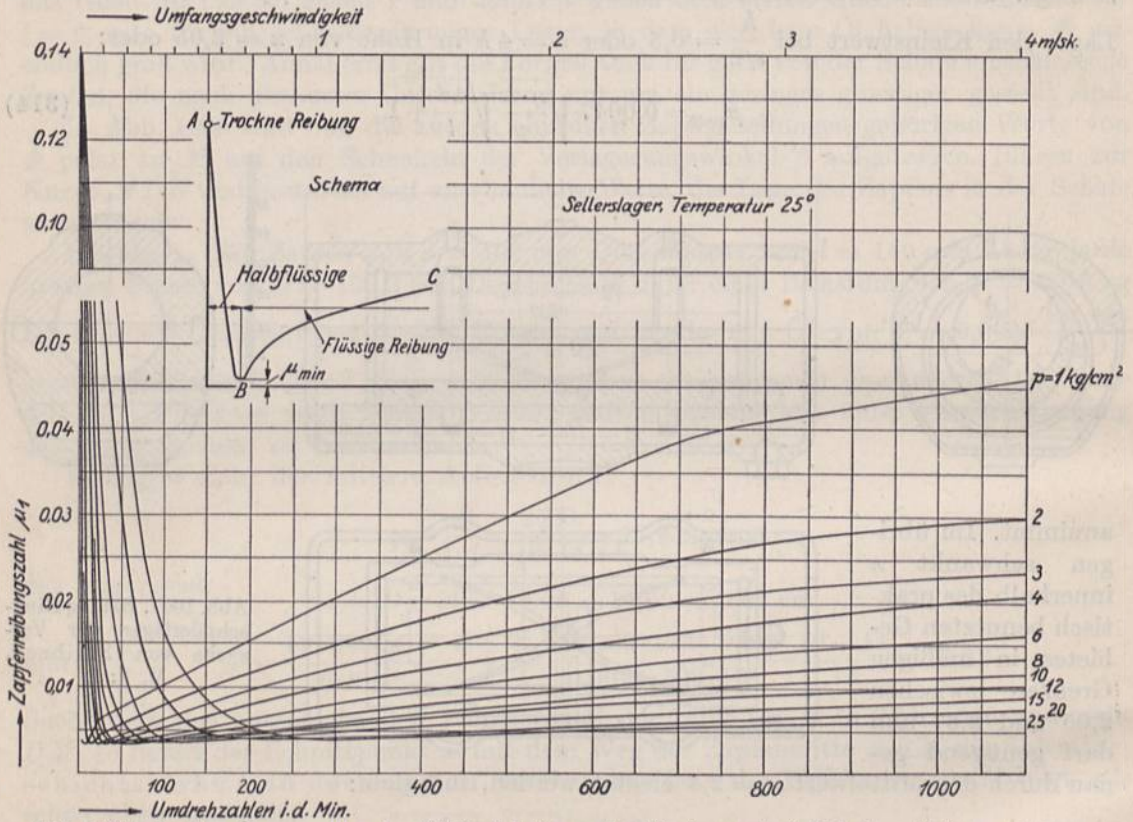


Abb. 1098. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Zapfengeschwindigkeit und dem mittleren Flächendruck an dem Sellerslager, Abb. 1097, nach Stribeck.

so höherer Geschwindigkeit ein, je größer die Belastung des Zapfens ist, vgl. Abb. 1099, wo als Abszissen die entsprechenden Pressungen, als Ordinaten die zugehörigen Geschwindigkeiten aufgetragen sind.

Die zunächst auffallende Erscheinung, daß die Kleinstwerte  $\mu_{1min}$  bei verschiedenem Auflagedruck sämtlich auf gleicher Höhe liegen, ist auch nach der hydrodynamischen Theorie zu erwarten. Ermittelt man nämlich die Größe  $\sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}}$  aus den Formeln (314) und (312) und setzt die Werte einander gleich, so folgt:

$$\frac{\mu_{1min} \cdot \sqrt{\frac{l}{4d+l}}}{0,0047} = \frac{s}{d} \sqrt{\frac{191\,000}{\Phi}} \sqrt{\frac{d}{l} + 1}.$$

Bei dem Verhältnis  $h : \frac{s}{2} = 0,5$ , bei dem sich  $\mu_{1min}$  ausbildet, ist aber nach der Zusammenstellung 115, Seite 630  $\Phi = 4,1$ , womit:

$$\mu_{1min} = \frac{1,02 \cdot s \sqrt{(4d+l)(d+l)}}{d \cdot l} \tag{316}$$



wird. Es ist lediglich vom Spiel  $s$  und den Maßen  $d$  und  $l$  des Zapfens abhängig, unabhängig dagegen vom mittleren Flächendruck  $p$ , der Drehzahl  $n$  und selbst der Zähigkeit  $\eta$  des Schmiermittels.

Das spätere Ansteigen der Kurven in Abb. 1098 erklärt sich aus den mit größeren Geschwindigkeiten wachsenden Widerständen in der Ölschicht selbst. Ganz allgemein gilt für dieses Gebiet, daß die Reibung 1. mit steigender Pressung abnimmt, dagegen

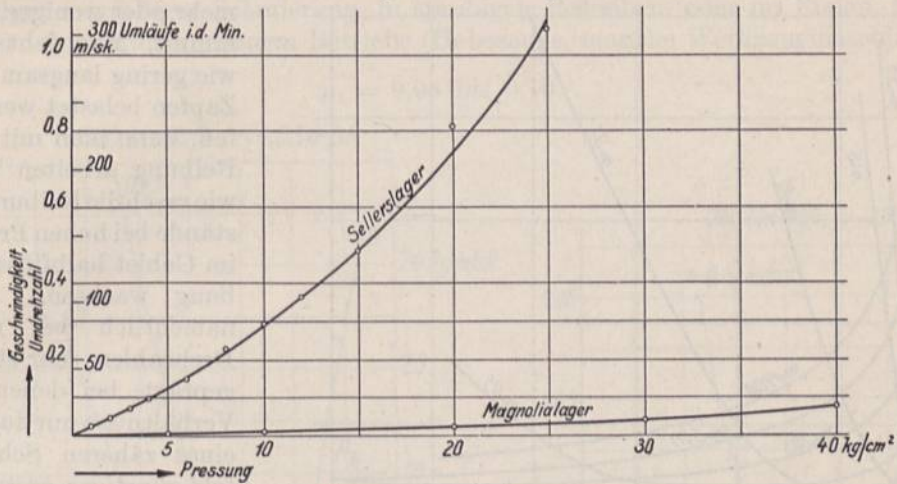


Abb. 1099. Abhängigkeit des Ausklinkzustands an den von Stribeck untersuchten Lagern von der mittleren Flächenpressung und von der Umlaufgeschwindigkeit.

2. mit Zunahme der Geschwindigkeit wächst, bis sie bei mehr als 10 m/sek nahezu unabhängig von der Geschwindigkeit wird, wie Lasche [XV, 9] in Ergänzung der Stribeckschen Versuche nachwies; vgl. Abb. 1100.

Den Stribeckschen Kurven ganz ähnliche fand Rydberg [XV, 14] bei der Ermittlung des Fahrwiderstandes von Eisenbahnzügen, der in Abb. 1101 in kg/t Gewicht, abhängig von der Fahrgeschwindigkeit, aufgezeichnet ist. Linie  $a$  für die leeren Wagen zeigt bei Geschwindigkeiten von mehr als 5 km/st durchweg höhere Werte als die Linie  $b$  für die

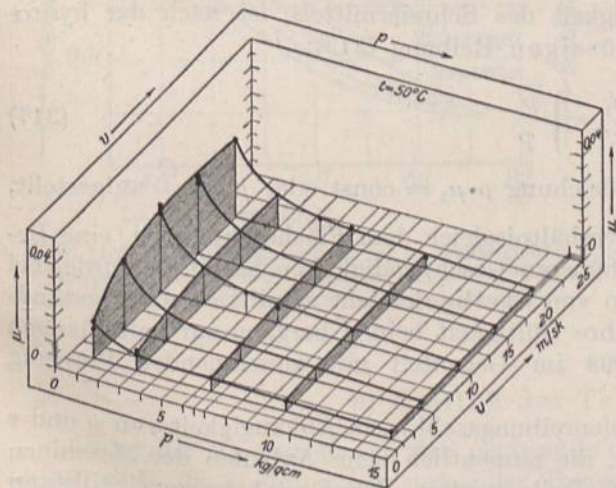


Abb. 1100. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Zapfengeschwindigkeit und dem mittleren Flächendruck nach Lasche.

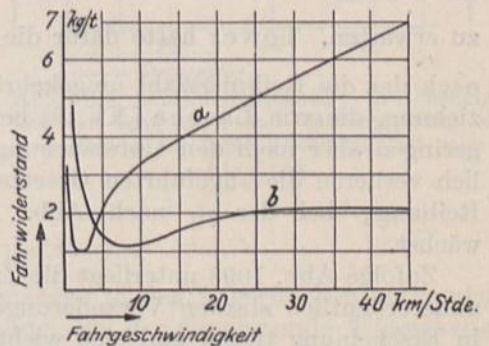


Abb. 1101. Fahrwiderstand an Eisenbahnwagen nach Rydberg.

beladenen, an denen die Zapfen rund viermal höher belastet waren. Der Fahrwiderstand setzt sich aus der Lagerreibung, der Radreibung und dem Luftwiderstand der Wagen zusammen. Da die im wesentlichen rollende Radreibung nur gering ist und der Luftwiderstand erst bei größeren Geschwindigkeiten starken Einfluß gewinnt, prägt die Zapfenreibung den Kurven die charakteristische Form auf.



Praktisch wertvolle Rückschlüsse gestattet die Darstellung der Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Pressung bei verschiedenen Drehzahlen, Abb. 1102, die gewissermaßen aus senkrechten Schnitten durch die Abb. 1098 hergeleitet werden kann. Die Kurven bestehen jeweilig aus einem fallenden, links von  $\mu_{1\min}$  gelegenen Teil, für den flüssige Reibung gilt und einem steigenden, in dem die Reibungszahl infolge

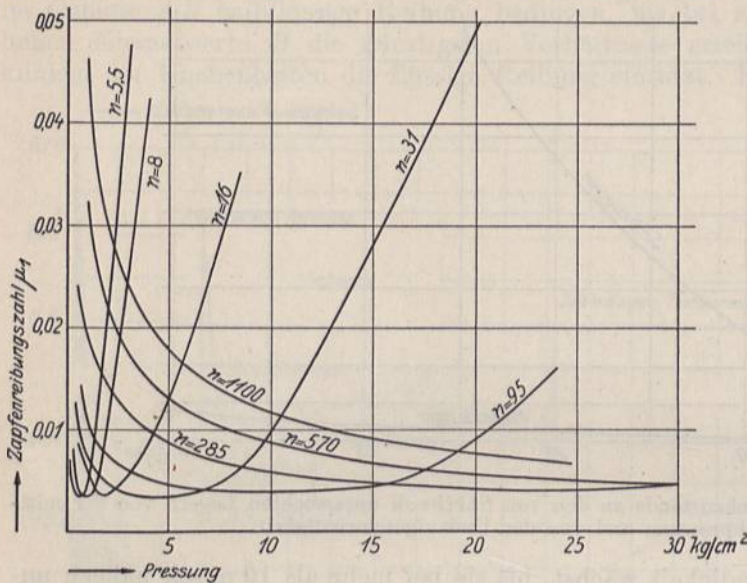


Abb. 1102. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  am Lager Abb. 1097 in Abhängigkeit von der Flächenpressung und der Umlaufzahl des Zapfens. (Nach Stribeck.)

halbflüssiger Reibung mehr oder weniger rasch zunimmt. Man sieht deutlich, wie gering langsam laufende Zapfen belastet werden dürfen, wenn man mit flüssiger Reibung arbeiten will, und wie rasch die Reibungswiderstände bei hohen Pressungen im Gebiet halbflüssiger Reibung wachsen. Das ist namentlich bei niedrigen Drehzahlen sehr stark ausgeprägt, bei denen sich die Verhältnisse nur durch Wahl eines zäheren Schmiermittels günstiger gestalten lassen, das eine Verschiebung des Kleinstwertes von  $\mu_1$  nach rechts und einen weniger steilen Verlauf der Kurve jenseits dieses Scheitelpunktes zur Folge hat.

Als Beziehung zwischen  $\mu_1$  und verschiedenen Pressungen  $p$  und  $p'$  bei gleicher Laufgeschwindigkeit, Temperatur und Zähigkeit des Schmiermittels, ist nach der hydrodynamischen Theorie im Gebiet der flüssigen Reibung (313):

$$\frac{\mu_1}{\mu'_1} = \sqrt{\frac{p'}{p}} \quad (317)$$

zu erwarten. Tower hatte dafür die Gleichung  $p \cdot \mu_1 = \text{const}$  oder  $\mu_1 = \frac{C}{p}$  aufgestellt, nach der die Reibungszahl umgekehrt verhältnismäßig dem Flächendruck sei, eine Beziehung, die von Lasche [XV, 9] bei höheren Geschwindigkeiten bestätigt wurde, bei geringen aber nach den Untersuchungen von Stribeck nicht zutrifft. Selbstverständlich verlieren die angeführten Gesetze ihre Gültigkeit beim Übergang zur halbflüssigen Reibung, bei der  $\mu_1$  nach Abb. 1098 im Gegenteil mit zunehmender Pressung wächst.

Zufolge Abb. 1098 unterliegt die Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von  $p$  und  $v$  außerordentlich starken Veränderungen, die namentlich beim Anlaufen der Maschinen in Erscheinung treten und eine wichtige Rolle spielen. Schon nach kurzem Stillstand ist zu Beginn der Bewegung die trockene Reibung der Ruhe zu überwinden und dazu ein großes Kraftmoment nötig. Nach Einleitung der Bewegung sinkt die Reibung, aber langsamer als nach den Linien der genannten Abbildungen zu erwarten ist, weil die Ölschicht beim Anlaufen dünner sein wird, als während des Beharrungszustandes, für welchen jene Kurven gelten.

Aber nicht allein beim Anfahren, sondern auch während des normalen Betriebes werden gewöhnliche Gleitlager nicht immer die günstigen Zahlen aufweisen, die sich bei dem mit großer Sorgfalt durchgeführten Laboratoriumsversuch fanden. Um sicher zu



gehen, pflegt man deshalb bei Überschlagrechnungen, sofern nicht bei höheren Drehzahlen auf flüssige Reibung zu rechnen und Formel (315) heranzuziehen ist, als durchschnittliche Werte die folgenden Zahlen zu benutzen:

bei guter Schmierung und Wartung

$$\mu_1 = 0,06, \checkmark$$

bei weniger sorgfältiger Schmierung, in staubigen Betrieben, oder im Freien, ferner für Maschinen mit unterbrochenem Betriebe (Hebezeuge, manche Werkzeugmaschinen usw.)

$$\mu_1 = 0,08 \text{ bis } 0,10.$$

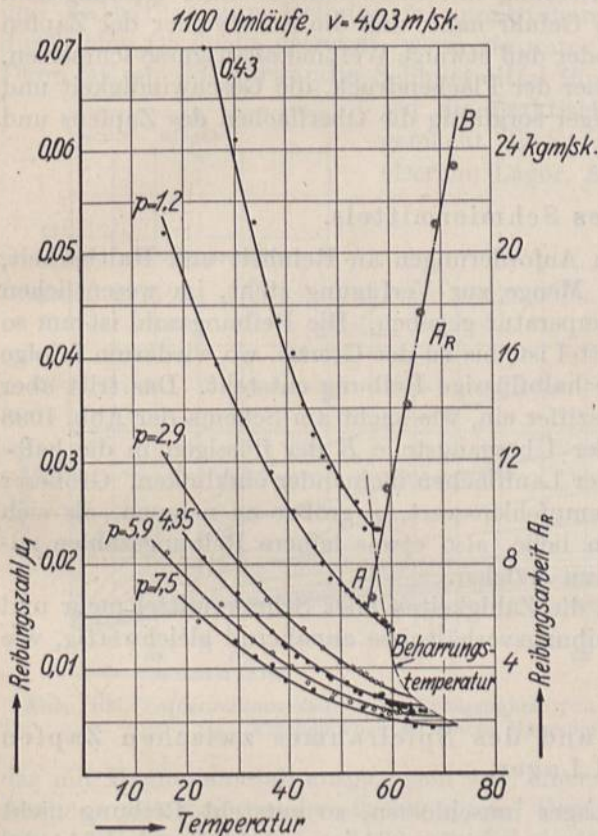


Abb. 1103. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von Temperatur und Flächenpressung bei  $v = 4,03 \text{ m/sk}$  Zapfengeschwindigkeit nach Stribeck.

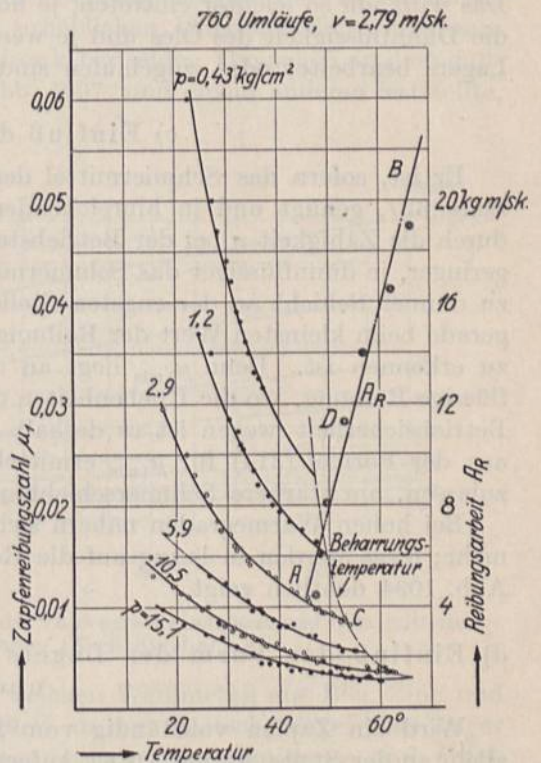


Abb. 1104. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von Temperatur und Flächenpressung bei  $v = 2,79 \text{ m/sk}$  Zapfengeschwindigkeit nach Stribeck.

### b) Einfluß der Temperatur.

Unter der Voraussetzung, daß genügende Ölmengen in den Lagerflächen vorhanden sind, sinkt die Reibung mit steigender Temperatur, wie der zunehmende Flüssigkeitsgrad erwarten läßt und wie die Abb. 1103 und 1104 nach den Versuchen Stribecks an dem Sellerslager, Abb. 1097, bei 1100 und 760 Umläufen in der Minute deutlich zeigen. Bei einer Temperaturerhöhung von 20 auf 50° fällt die Reibung bei allen Pressungen auf etwa  $\frac{1}{3}$ . Aus dem Verhältnis der Zähigkeiten des bei den Versuchen verwandten Deutzer Gasmotorenöls, die nach Abb. 1094 durch 40 und 7 Englergrade bei 20 und 50° C oder durch absolute Zähigkeiten  $\eta = 0,027$  und  $\eta' = 0,0046 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$



gekennzeichnet sind, wäre nach Formel (313) unter sonst gleichen Umständen ein Verhältnis:

$$\frac{\mu'_1}{\mu_1} = \sqrt{\frac{\eta'}{\eta}} = \sqrt{\frac{0,0046}{0,027}} = 2,42$$

zu erwarten. Der Unterschied dürfte sich zwanglos aus der Abnahme der Stärke der Ölschicht an der engsten Stelle bei höheren Temperaturen und der damit verbundenen Vergrößerung des Wertes  $\alpha$  erklären.

Wird die Ölschicht zu dünn, so kommen die Unebenheiten der Laufflächen wieder in metallische Berührung; halbflüssige Reibung mit rasch zunehmender Reibungszahl und Erwärmung setzt ein und rückt die Gefahr nahe, daß die Schale oder der Zapfen angegriffen werden, sogar festbrennen, oder daß etwaige Weißmetallausgüsse schmelzen. Das wird um so leichter eintreten, je höher der Flächendruck, die Geschwindigkeit und die Dünnschichtigkeit des Öles und je weniger sorgfältig die Oberflächen des Zapfens und Lagers bearbeitet oder eingelaufen sind.

#### c) Einfluß des Schmiermittels.

Er ist, sofern das Schmiermittel den Anforderungen an Reinheit und Haltbarkeit, Seite 627, genügt und in hinreichender Menge zur Verfügung steht, im wesentlichen durch die Zähigkeit  $\eta$  bei der Betriebstemperatur gegeben. Die Reibungszahl ist um so geringer, je dünnflüssiger das Schmiermittel ist, bis zu der Grenze, wo wiederum infolge zu dünner Schicht an der engsten Stelle halbflüssige Reibung entsteht. Das tritt aber gerade beim kleinsten Wert der Reibungsziffer ein, wie leicht am Schema der Abb. 1098 zu erkennen ist. Denn  $\mu_{1\min}$  liegt an der Übergangsstelle *B* der flüssigen in die halbflüssige Reibung, wo die Unebenheiten der Laufflächen ineinander einklinken. Größerer Betriebsicherheit wegen ist es deshalb empfehlenswert,  $\eta$  größer zu nehmen, als sich aus der Formel (314) für  $\mu_{1\min}$  ermitteln ließe, also etwas höhere Reibungszahlen zuzulassen, um stärkere Schmierschichten zu erzielen.

Bei hohen Wärmegraden nähern sich die Zähigkeiten aller Schmiermittel mehr und mehr; diese werden in bezug auf die Reibungsverhältnisse annähernd gleichwertig, wie Abb. 1094 deutlich zeigt.

#### d) Einfluß der Form des Lagers und des Spielraumes zwischen Zapfen und Lager.

Wird ein Zapfen vollständig vom Lager umschlossen, so entsteht Reibung nicht allein an der Stelle, wo der Druck aufgenommen wird, sondern auch in der Ölschicht der unbelasteten Schale, also auf dem ganzen Umfange des Zapfens. Die theoretische Untersuchung läßt sogar die Entstehung nicht unbeträchtlicher Pressungen im Öl der unbelasteten Schale erwarten, und das fand Lasche [XV, 11] bei seinen Messungen an Lagern tatsächlich bestätigt. Die Reibung wird um so größer sein, je dünner die Ölschicht und je geringer der Spielraum zwischen Lager und Zapfen ist, je genauer also die beiden ineinander passen. So bewirkte die Vergrößerung des Zapfenspiels von 0,12 auf 0,24 mm bei einem Versuch von Heimann [XV, 12] an einem Lager von 30 mm Durchmesser bei  $p = 3 \text{ kg/cm}^2$  und 1—3 m/sek Geschwindigkeit eine Abnahme der Reibung um 50%. Wählt man andererseits den Zapfen wesentlich kleiner, als die Bohrung des Lagers, so ist ungleichmäßigere Verteilung des Auflagedruckes in der immer dünner werdenden Schmierschicht und die Gefahr des Fressens gegeben. Bei mäßigen Flächenpressungen und unveränderlich in derselben Richtung wirkendem Druck wird im allgemeinen größeres Spiel als bei hohen Pressungen und Wechsel der Krafttrichtung oder bei Stößen zugelassen werden können.

Wenn der Druck seine Richtung nicht ändert, ist es vorteilhaft, der nichttragenden Schale reichliches Spiel zu geben, wodurch nach Abb. 1089 gleichzeitig ein Raum, in



dem sich das Öl sammelt, geschaffen werden kann. Oder es ist die genannte Schale schmaler zu halten oder endlich ganz wegzulassen. Vielfach beschränkt man sogar die tragende Schale auf einen Winkel von etwa 150 bis 120 Grad, wie z. B. an Eisenbahnwagenlagern. Denn die äußersten Schalteile erfahren nur geringe Pressungen und nehmen einen kleinen Betrag des Gesamtdruckes auf, erhöhen dagegen die Reibung in verhältnismäßig starkem Maße.

### e) Einfluß der Baustoffe und der Bearbeitung.

Wie oben ausgeführt, kommen Zapfen und Lagerschalen im Gebiet der trockenen und halbflüssigen Reibung in unmittelbare, metallische Berührung, sind dagegen durch eine Ölschicht getrennt, wenn sie unter flüssiger Reibung aufeinander laufen. Dann ist nur das verwandte Schmiermittel für die Reibung maßgebend. Immerhin sei auf die praktisch erheblichen Unterschiede aufmerksam gemacht, die Stribeck bei seinen Versuchen an dem gußeisernen Lager, Abb. 1097, und einem anderen feststellte,

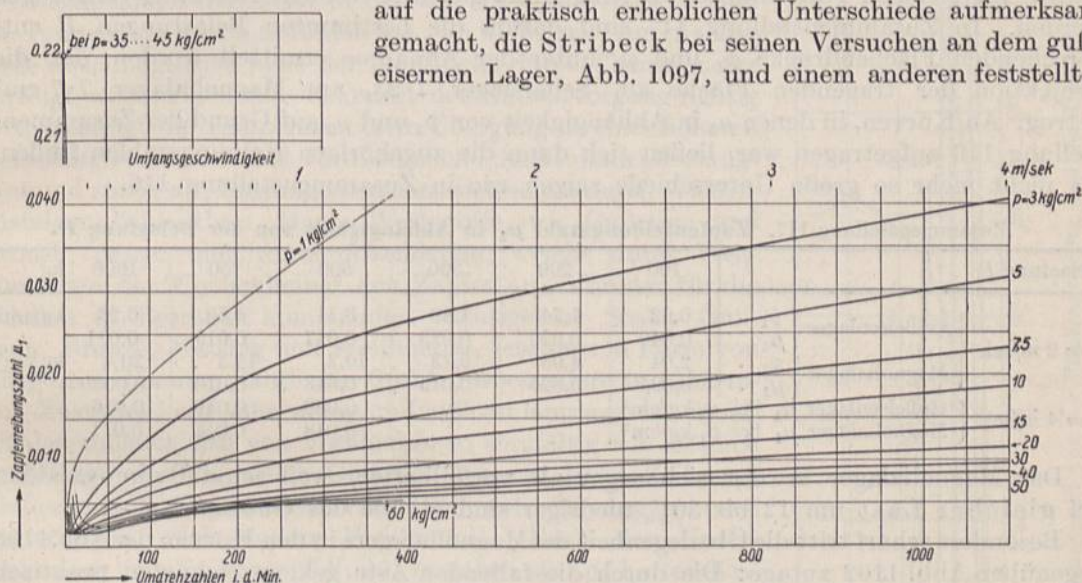


Abb. 1105. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Zapfengeschwindigkeit und dem mittleren Flächendruck an einem Magnolialager. (Nach Stribeck.)

das mit Magnoliametall ausgegossen war, einem weichen Weißmetall aus Blei, Zinn und Antimon mit wenig mehr als 200  $\text{kg/cm}^2$  Festigkeit an der Quetschgrenze. Das Lager hatte 70 mm Bohrung und 70 mm Schalenlänge, besaß Ringschmierung und ergab Reibungszahlen, die in Abb. 1105 in Abhängigkeit von den Umläufen in der Minute oder von der Umfangsgeschwindigkeit, in Abb. 1106 aber in Abhängigkeit von den mittleren Auflagepressungen aufgetragen sind. Beide Abbildungen sind zum leichteren Vergleich in demselben Maßstabe gehalten, wie die für das Sellerslager mit gußeisernen Schalen geltenden Abb. 1098 und 1102. Zunächst ist die Reibungsziffer  $\mu_0$  der trockenen Reibung, die beim Anlaufen in Frage kommt, beim Magnolialager nach der Zahlenreihe:

$p =$	2...35	35...45	45...55	60 $\text{kg/cm}^2$
$\mu_0 =$	0,21	0,22	0,23	0,24

in geringem Maße abhängig von der Pressung, aber wesentlich größer als am Sellerslager mit durchweg  $\mu_0 = 0,14$ . Beim Inbetriebsetzen sinkt jedoch die Reibungszahl  $\mu_1$  am Magnolialager viel rascher unter erheblicher Einschränkung der Gebiete halbflüssiger Reibung auf einen nur etwa halb so großen Wert von  $\mu_{1\text{min}} = 0,0017$  gegenüber 0,0035 in der gußeisernen Schale. Dagegen liegt  $\mu_1$  am Magnolialager nach Eintritt flüssiger Reibung durchweg höher, vgl. Abb. 1105 mit 1098. Auch die folgenden Zahlenreihen zeigen das deutlich, die für 2 und 4 m/sec Umfangsgeschwindigkeit bei verschiedenen Auflagedrücken gelten:



Zusammenstellung 116. Zapfenreibungszahlen  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  und dem Flächendruck  $p$ .

Flächenpressung $p =$		1	2	3	6	10	15	20 kg/cm <sup>2</sup>
$\mu_1$ am Magnolialager . . . .		0,051	0,0355	0,0299	0,0196	0,0138	0,0105	0,0090
$\mu_1$ am Gußeisenlager . . . .		0,032	0,0218	0,0172	0,0115	0,0086	0,0061	0,0055
$v = 4$ m/sek								
$\mu_1$ am Magnolialager . . . .				0,0406	0,0262	0,0185	0,0138	0,0114
$\mu_1$ am Gußeisenlager . . . .				0,0237	0,0160	0,0118	0,0090	0,0076

Im Durchschnitt ist das Verhältnis der Zapfenreibungszahlen beider Lager bei gleicher Flächenpressung 1,6 : 1.

Zur Beurteilung der Reibungsverluste an ganzen Lagern müssen freilich statt der Zahlen für gleichen Flächendruck diejenigen bei gleichen Gesamtlasten herangezogen werden. In Zusammenstellung 117 sind darum die bestimmten Belastungen  $P$  entsprechenden Flächendrücke  $p_1$  und  $p_2$  unter der Annahme ermittelt worden, daß die Projektion der tragenden Fläche am Sellerslager 7·23, am Magnolialager 7·7 cm<sup>2</sup> betrug. An Kurven, in denen  $\mu_1$  in Abhängigkeit von  $p_1$  und  $p_2$  auf Grund der Zusammenstellung 116 aufgetragen war, ließen sich dann die zugehörigen Reibungszahlen finden, die nicht mehr so große Unterschiede zeigen wie in Zusammenstellung 116.

Zusammenstellung 117. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  in Abhängigkeit von der Belastung  $P$ .

Belastung $P$		100	200	300	500	750	1000	kg	
$v = 2$ m/sek	Gußeisenlager	$p_1$ . . .	0,62	1,24	1,86	3,11	4,66	6,22	kg/cm <sup>2</sup>
		$\mu_1$ . . .	0,040	0,029	0,023	0,017	0,013	0,011	
	Magnolialager	$p_2$ . . .	2,04	4,08	6,13	10,2	15,3	20,4	kg/cm <sup>2</sup>
		$\mu_1$ . . .	0,035	0,025	0,019	0,013	0,010	0,0089	
$v = 4$ m/sek	Gußeisenlager $\mu_1$ bei $p_1$ kg/cm <sup>2</sup>				0,023	0,019	0,016		
	Magnolialager $\mu_1$ bei $p_2$ kg/cm <sup>2</sup>				0,018	0,014	0,011		

Das Magnolialager erweist sich sogar als vorteilhafter, weil seine Reibungszahlen bei gleicher Last um 12 bis 30% niedriger sind als die des Gußeisenlagers.

Besonders scharf tritt die Überlegenheit des Magnolialagers in den Kurven der Abb. 1106 gegenüber Abb. 1102 zutage: Die durch die fallenden Äste gekennzeichneten praktisch wertvollen Gebiete der flüssigen Reibung sind viel ausgedehnter und die Übergänge zur halbflüssigen viel allmählicher!

Die Unterschiede lassen sich hydrodynamisch durch verschieden große Lagerspiele erklären. Formel (316) würde aus den beiden Werten für  $\mu_{1\min}$  Spiele von:

$$s = \frac{\mu_{1\min} \cdot d \cdot l}{1,02 \cdot \sqrt{(4d + l)(d + l)}}$$

errechnen lassen, die sich im Falle des Magnolialagers zu:

$$s = \frac{0,0017 \cdot 7 \cdot 7}{1,02 \cdot \sqrt{(4 \cdot 7 + 7)(7 + 7)}} = 0,00365 \text{ cm} \quad \text{oder} \quad 0,037 \text{ mm},$$

im Falle des Sellerslagers mit gußeisernen Schalen zu:

$$s = \frac{0,0035 \cdot 7 \cdot 23}{1,02 \cdot \sqrt{(4 \cdot 7 + 23)(7 + 23)}} = 0,014 \text{ cm} \quad \text{oder} \quad 0,14 \text{ mm}$$

ergeben und die entweder durch die Herstellung oder durch das Einlaufen, bei dem sich wahrscheinlich das Weißmetall dem Zapfen viel weitgehender anschmiegt, entstanden sein können. Leider ist an Hand dieser Größen eine Nachprüfung der Theorie nicht möglich, da die Lagerspiele nicht ermittelt worden sind. Auch war die Voraussetzung bei der Ableitung der Formel, daß die Tragfläche genau halbzylindrisch und ununterbrochen sei, nicht erfüllt; denn beide Lager hatten Schmiernuten, die die Ausbildung zusammenhängender Schmierschichten erschwerten.



Hervorzuheben ist ferner noch, daß der höchste Flächen-  
druck, der an der gußeisernen Schale  $22,6 \text{ kg/cm}^2$  betrug, beim  
Magnolialager auf  $60 \text{ kg/cm}^2$  gesteigert werden konnte.

Beträchtlichen Einfluß hat der Werkstoff beim Einlaufen  
eines Lagers. Zapfen und Lager passen selbst bei genauester  
Bearbeitung und sorgfältigstem Zusammenbau infolge der  
Verbiegungen im Betriebe nie völlig zusammen; alle Zapfen  
müssen einlaufen. Mäßig belastete tun das von selbst wäh-  
rend des Arbeitens. Wichtige, hoch belastete nimmt man  
unter vorsichtiger Steigerung der Belastung und, sofern nicht  
flüssige Reibung in Betracht kommt, unter allmählicher Er-  
höhung der Geschwindigkeit bei ständiger Beobachtung des  
Wärmezustandes der Lager in Betrieb. Gewöhnlich stellt man  
die Temperatur durch Anfühlen fest; an wichtigen Lagern sollte  
diese aber möglichst nahe der Lauffläche durch Thermometer  
verfolgt werden können. Schreitet der Einlaufvorgang richtig  
fort, so steigt die Temperatur beim Übergang zu einer höheren  
Belastungsstufe zunächst vorübergehend, sinkt dann aber lang-  
sam und stetig ab; Störungen machen sich sofort durch Wieder-  
ansteigen bemerkbar. Harte Werkstoffe, wie Gußeisen und  
Bronze, passen sich durch Abschleifen, weiche durch Weg-  
quetschen der Unebenheiten den Zapfen an. Von den für die  
Schalen in Betracht kommenden wichtigeren: Stahl, Guß-  
eisen, Bronze, Messing und Weißmetall, letzteres in Form von  
Ausgüssen benutzt, läuft der Stahl, insbesondere in gehärte-  
tem Zustande, nur sehr wenig und äußerst langsam ein. Stahl-  
schalen müssen also von vornherein so sorgfältig wie möglich  
ausgeführt werden. Auch Gußeisen braucht lange Zeit zum  
Einlaufen. Viel günstiger verhalten sich die angegebenen  
Legierungen, insbesondere Weißmetall. Nach den Unter-  
suchungen von Charpy [XV, 13] bestehen sie aus harten Kri-  
stallen, die bei hoher örtlicher Flächenpressung in die weichere  
Grundmasse eingedrückt werden und ein rasches und anschei-  
nend sehr vollkommenes Anpassen der Schalen an den Zapfen  
bewirken, wie die niedrigen Kleinstwerte der Reibungszahlen  
in Abb. 1105 im Vergleich mit denjenigen in Abb. 1098 an-  
deuten. Zugleich werden die Zapfen nicht so leicht, wie bei  
den Schleifvorgängen an härteren Baustoffen angegriffen. Das  
geht so weit, daß die weiche Grundmasse der Weißmetallager  
im Falle des Warmlaufens im Betriebe ohne Beschädi-  
gung der Zapfen zum Teil schmelzen und ausfließen kann,  
während bei härteren Schalen unbedingt Fressen eint-  
reten würde. Sehr weiche Stoffe dagegen, wie reines Blei,  
sind als Lagermetalle ungeeignet, weil sie an den  
Zapfen haften und „schmie-  
ren“. Auch einander äh-  
nliche, zähe Baustoffe, wie  
weicher Flußstahl auf wei-  
chem Flußstahl oder auf  
Stahlguß müssen vermieden

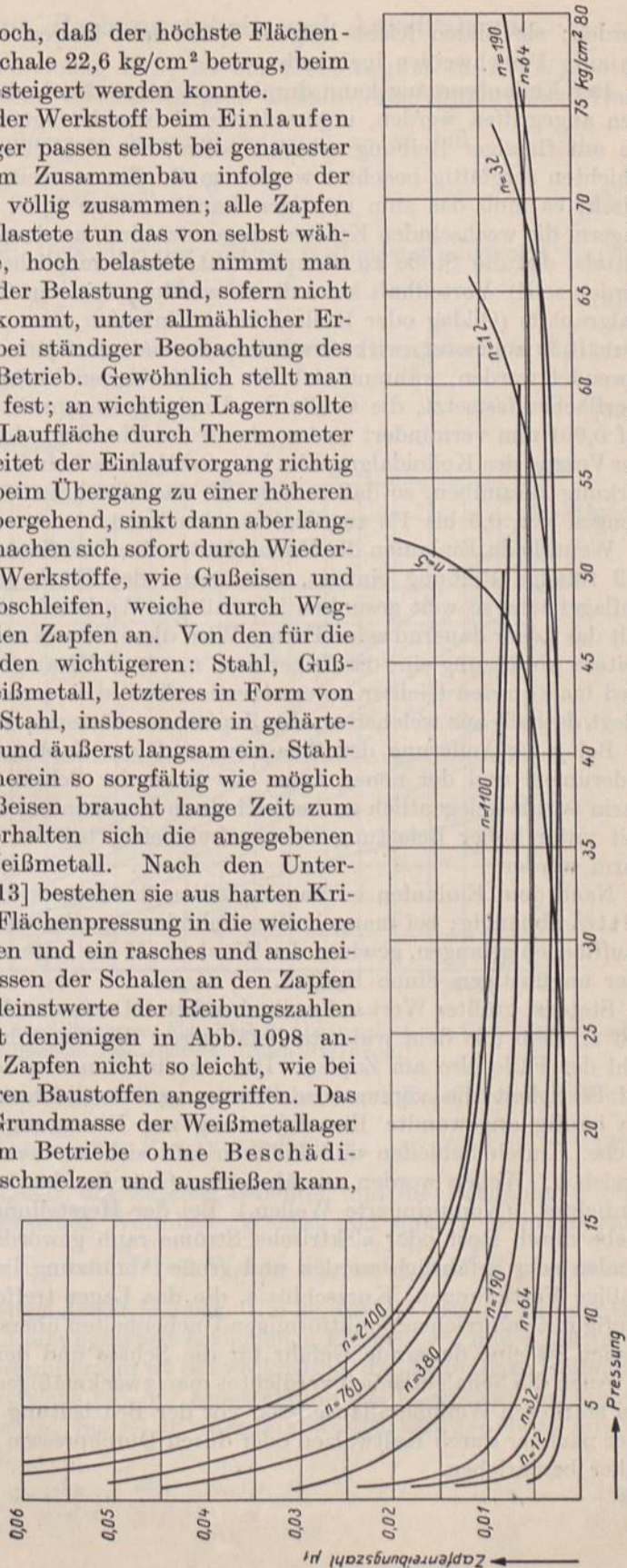


Abb. 1106. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  an einem Magnolialager in Abhängigkeit von der Flächenpressung und der Umlaufzahl des Zapfens. (Nach Striebeck.)



werden; sie bilden leicht längere Späne und fressen sich dann bald vollständig, oft bis zum Verschweißen ineinander ein.

Der Einlaufvorgang kann durch vorsichtiges Nachschaben der Stellen, die am stärksten angegriffen werden, unterstützt und beschleunigt werden, wobei aber an Lagern, die mit flüssiger Reibung arbeiten sollen, die Möglichkeit der Ausbildung keiliger Ölschichten sorgfältig beachtet werden muß. Ein zu weitgehendes sattes Einpassen wäre falsch; es muß das zum richtigen Laufen nötige Spiel gewahrt bleiben. (Anders bei Lagern, die wechselnden Kräften ausgesetzt sind, an denen das Entweichen des Schmiermittels, das die Stöße zu dämpfen hat, durch möglichst dichtes Einpassen verhindert werden soll!) Vorteilhaft kann die Anwendung feinsten Graphits oder noch besser Kolloidalgraphits (Oildag oder Kollag) beim Einlaufen sein. Dem Schmieröl in bestimmtem Verhältnis zugesetzt, wirkt ersterer polierend, darf jedoch nur mit großer Vorsicht angewendet werden, während sich der zweite in den Vertiefungen der Zapfen und Lageroberflächen festsetzt, die Größe der Unebenheiten nach Schätzung von Falz bis herab auf 0,001 mm vermindert und so das frühe Einsetzen der flüssigen Reibung begünstigt. Der Vorzug des Kolloidalgraphits ist, praktisch aschefrei zu sein und deshalb keine Schleifwirkung auszuüben, so daß er dem Öl, das allerdings säurefrei sein muß, dauernd in Mengen von 0,5 bis 1% zugefügt werden kann.

Wenn beim Einlaufen die Unebenheiten der Oberflächen so ausgeglichen worden sind, daß flüssige Reibung eintritt, oder wenn der Flächendruck unter Vergrößerung der Auflagefläche so weit gesunken ist, daß der Werkstoff nicht mehr angegriffen wird, behält das Lager dauernd seine Form. Wird diese Grenze nicht erreicht, so tritt im Betriebe weitere Abnutzung ein; das Lager muß nachstellbar gemacht werden. Die Abnutzung wird man an den leichter zu ersetzenden Teil, d. i. meist die Lagerschale, verlegen; sie pflegt deshalb aus weicherem, der Zapfen aus härterem Werkstoff hergestellt zu werden.

Bei jeder Änderung der Belastung muß der Zapfen wegen der eintretenden Formänderungen und der neuen Lage, die er in der Schale annimmt, wiederum einlaufen. Darin ist die gelegentlich zu beobachtende Erscheinung begründet, daß Lager, die lange Zeit unter hoher Belastung einwandfrei liefen, bei der Umstellung auf geringere Last warm werden.

Nach dem Einlaufen ist das Verhalten des Lagers im wesentlichen vom Schmiermittel abhängig; bei mangelhafter Schmierung oder wenn Unreinigkeiten zwischen die Laufflächen gelangen, gewinnt der Werkstoff der Lagerschalen aber wieder im günstigen oder ungünstigen Sinne Einfluß.

Stets ist größter Wert auf weitgehendste Glätte der Laufflächen zu legen, namentlich an dem aus dem widerstandsfähigeren Werkstoff bestehenden Teile, in der Mehrzahl der Fälle also am Zapfen. Das begründet neben der meist hohen Beanspruchung auf Festigkeit die vorzugweise Benutzung von dichtem Flußstahl für die Zapfen und die häufig angewandte Einsatzhärtung zur Erzeugung einer besonders harten Oberfläche. Durch Schleifen und Polieren läßt sich an derselben die größtmögliche Glätte erreichen. Wellen werden aus ähnlichen Gründen durch Kaltwalzen an der Oberfläche verdichtet. (Komprimierte Wellen.) Bei der Herstellung rauh gebliebene oder im Betriebe durch Rost oder elektrische Ströme rauh gewordene Zapfen können den Lagerschalen sehr gefährlich werden und große Abnutzung bedingen. Rost erzeugt unregelmäßige Vertiefungen; Kurzschlüsse, die das Lager treffen, lassen die Zapfenoberfläche häufig mit zahlreichen punktförmigen Unebenheiten übersät erscheinen. Ein beschädigter Zapfen ist eine dauernde Gefahr für die Schale und den Betrieb.

Auch die Schalenflächen verdichtet man zweckmäßigerweise auf mechanischem Wege: Bei stärkeren Weißmetallausgüssen vor der Bearbeitung durch gleichmäßiges Hämmern oder nachher durch Kaltwalzen oder durch Durchpressen eines Dornes, wie an Abb. 1467 näher beschrieben.



### D. Reibungsmoment, Reibungsarbeit und Ausstrahlung.

Zur Überwindung der Zapfenreibung  $P \cdot \mu_1$  ist ein Reibungsmoment  $M_R$  nötig, das je nach der Form des Zapfens verschieden groß ausfällt. Am zylindrischen Tragzapfen, Abb. 1074, greift die Reibung an einem Hebelarm  $\frac{d}{2}$  an, so daß:

$$M_R = P \cdot \mu_1 \cdot \frac{d}{2} \quad (318)$$

ist; an einem kegelförmigen, Abb. 1078, darf der mittlere Halbmesser eingesetzt werden:

$$M_R = P \cdot \mu_1 \cdot \frac{d_1 + d_2}{4}. \quad (319)$$

Aus dem Reibungsmoment erhält man die sekundliche Reibungsarbeit  $A_R$  durch Multiplikation mit der Winkelgeschwindigkeit:

$$A_R = M_R \cdot \omega. \quad (320)$$

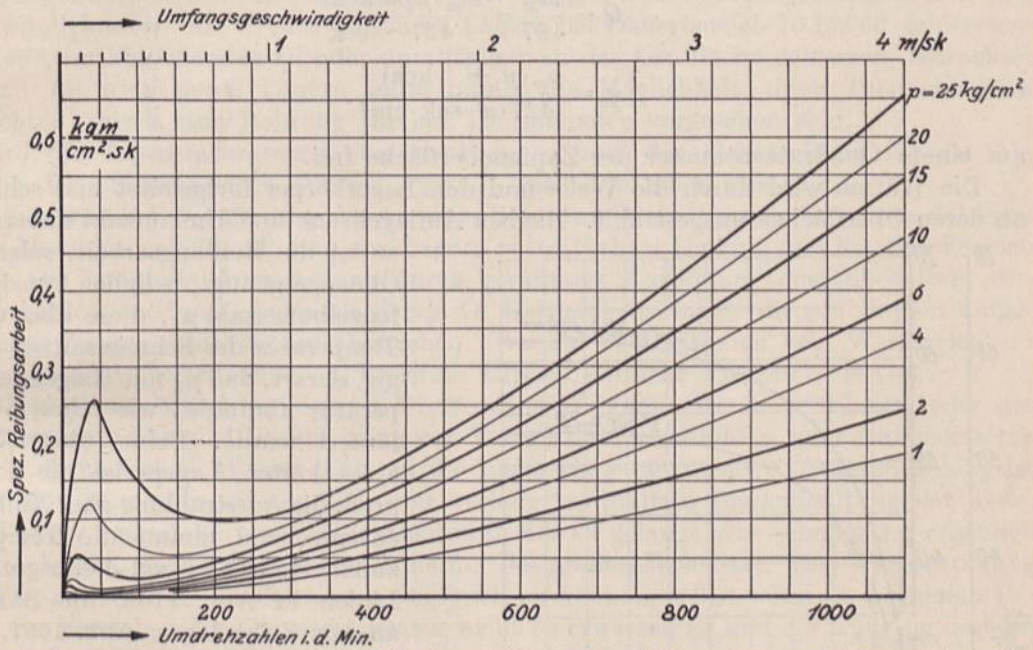


Abb. 1107. Spezifische Reibungsarbeit am Sellerslager, Abb. 1097, in Abhängigkeit von Umfangsgeschwindigkeit und spezifischem Flächendruck. (Nach Stribeck.)

Für die wichtigste Form, den zylindrischen Tragzapfen, wird durch Einsetzen der Werte:

$$A_R = P \cdot \mu_1 \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega = P \cdot \mu_1 \cdot v = p \cdot f' \cdot \mu_1 \cdot v, \quad (321)$$

wenn  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens bedeutet und die Belastung  $P$  oder der Flächendruck  $p$  dauernd denselben Wert hat. Wächst und sinkt  $P$  während jeder Umdrehung regelmäßig, so sind die mittleren Werte  $P_m$  und  $p_m = \frac{P_m}{f'}$  einzusetzen, weil es sich um die Ermittlung einer Arbeit handelt. Um an diesen Umstand zu erinnern, wurde in den folgenden, auf die Reibungsarbeit bezüglichen Formeln  $P_m$  und  $p_m$  benutzt.

Bei der Ermittlung der Lagertemperatur ist es zweckmäßig, die sekundliche Reibungsarbeit wegen des leichteren Vergleichs mit der Ausstrahlung des Lagers auf die Einheit der Zapfenoberfläche zu beziehen. Sie sei als spezifische Reibungsarbeit mit  $a_{R_0}$  bezeichnet und ergibt sich aus:

$$a_{R_0} = \frac{A_R}{\pi \cdot d \cdot l} = \frac{A_R}{\pi \cdot f'} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi}. \quad (322)$$



In Pferdestärken ausgedrückt, wird die Leistung, die ein Zapfen durch Reibung verbraucht:

$$N_R = \frac{A_R}{75} = \frac{P_m \cdot \mu_1 \cdot v}{75} = \frac{p_m \cdot f' \cdot \mu_1 \cdot v}{75} = \frac{\pi \cdot a_{R0} \cdot f'}{75} \text{ PS.} \quad (323)$$

Wie sich die spezifische Reibungsarbeit bei verschiedenen Drehzahlen oder Umfangsgeschwindigkeiten am Sellerslager Abb. 1097 änderte, zeigt Abb. 1107. Im Gebiet der halbflüssigen Reibung steigt die Arbeit von Null auf einen Höchstwert; fällt dann aber infolge der rasch abnehmenden Reibungszahl wieder und nimmt im Gebiet der flüssigen Reibung bei wachsender Geschwindigkeit stetig zu. Sehr ausgeprägt ist dieser Verlauf bei höherem Flächendruck.

Der größte Teil der Reibungsarbeit wird in Wärme verwandelt; nur ein sehr geringer entfällt auf mechanische Abnutzung und anderes. Unter der Annahme, daß sie vollständig in Wärme übergeht, werden am Zapfen insgesamt:

$$Q = \frac{A_R}{427} = \frac{P_m \cdot \mu_1 \cdot v}{427 \text{ sek}} \text{ kcal} \quad (324)$$

oder

$$q_0 = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{427 \cdot \pi \text{ sek} \cdot \text{cm}^2} \text{ kcal} \quad (325)$$

auf einem Quadratzentimeter der Zapfenoberfläche frei.

Die Wärme wird durch die Welle und den Lagerkörper fortgeleitet und schließlich an deren Oberflächen ausgestrahlt. Bleiben Auflagedruck und Umlaufzahl unverändert,

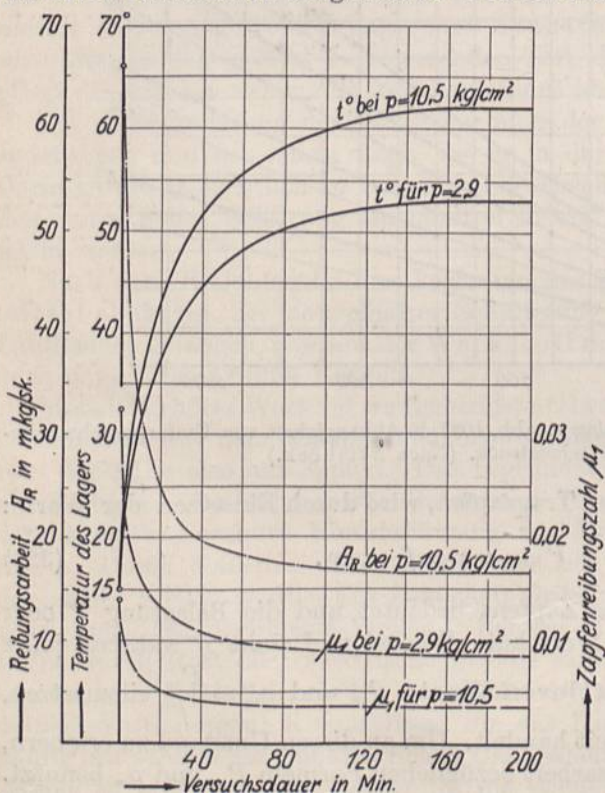


Abb. 1108. Reibung und Erwärmung des Sellerslagers, Abb. 1097, in Abhängigkeit von der Betriebszeit. (Nach Stribeck.)

so ist die Reibungsarbeit, solange die Ölmenge genügt, lediglich von der Zapfenreibungszahl  $\mu_1$ , diese aber von der Temperatur des Schmiermittels abhängig, derart, daß  $\mu_1$  mit steigender Temperatur abnimmt, wie schon oben erläutert wurde. Beim Inbetriebsetzen eines kalten Lagers ist die Reibung groß, die Ausstrahlung aber Null. Dementsprechend nimmt die Temperatur zunächst rasch zu; vgl. die ausgezogenen Linien in Abb. 1108, die Stribeck an dem Sellerslager, Abb. 1097, in unmittelbarer Nähe der Lauffläche ermittelte. Durch die Erhöhung der Temperatur steigt aber die Strahlungsfähigkeit des Lagers, das schließlich einem Beharrungszustand zustrebt, bei welchem die Ausstrahlung der Wärmeerzeugung das Gleichgewicht hält. Die Temperaturlinien zeigen das dadurch an, daß sie sich mehr und mehr bestimmten Höchsttemperaturen nähern, die bei den Versuchen, Abb. 1108, 53 und 62° betragen und nach etwa drei Stunden erreicht wurden. Naturgemäß liegt die Beharrungstemperatur um so höher, je größer die Reibungsarbeit

ist; vgl. Abb. 1103 und 1104, in denen die gestrichelten Linien, welche die rechten Endpunkte der ermittelten Kurven verbinden, die Beharrungstemperaturen für die verschiedenen Auflagedrücke, die Linien *AB* aber die zugehörigen Reibungsarbeiten und damit



die Ausstrahlungen angeben. Beispielweise ist in Abb. 1104 bei 760 Umläufen in der Minute die Beharrungstemperatur für den Endpunkt *C* des Versuchs mit  $p_m = 2,9 \text{ kg/cm}^2$   $53^\circ$ , die Zapfenreibungszahl  $\mu_1 = 0,0087$  und die Reibungsarbeit:

$$A_R = p_m \cdot f' \cdot \mu_1 \cdot v = 2,9 \cdot 7 \cdot 23 \cdot 0,0087 \cdot 2,79 = 11,3 \frac{\text{kgm}}{\text{sek}},$$

entsprechend dem Punkte *D*. Ebenso groß ist, da sich das Lager im Beharrungszustand befindet, die Wärmeabgabe an die umgebende Luft durch die Ausstrahlung, die im Wärmemaß ausgedrückt:

$$Q = \frac{A_R}{427} = \frac{11,3}{427} = 0,0265 \frac{\text{kcal}}{\text{sek}}$$

beträgt.

Bewegung der Teile verstärkt die Wärmeabgabe wesentlich; so werden z. B. der Kurbelzapfen einer Dampfmaschine oder die Triebwerkteile einer Lokomotive viel kräftiger gekühlt als ein ruhendes Lager; sie vertragen daher größere Auflagedrucke und Geschwindigkeiten. Als Grenze dürfen an Lagern bei Dauerbetrieb 70 bis 80, äußerstenfalls  $100^\circ$ , im abfließenden Öl oder unmittelbar an der Lauffläche gemessen, betrachtet werden. An wichtigeren Lagern sollte immer die Möglichkeit, diese Temperatur zu beobachten, durch eine Bohrung für ein Thermometer vorgesehen sein.

Wird die Temperaturgrenze überschritten, so muß der Konstrukteur für die Abführung der überschüssigen Wärme sorgen. Das ist möglich durch:

1. Künstliche Vergrößerung der ausstrahlenden Oberfläche. Soweit es der Preis für die Maschine zuläßt, soll man den Lagern reichlichen Umfang und kräftige Formen geben. Oft kann die Ausstrahlung durch geräumige Ausbildung des Ölbehälters verstärkt werden, wodurch das umlaufende Öl Gelegenheit findet, die am Zapfen aufgenommene Wärme rasch wieder abzugeben. Wo auf das Aussehen kein Wert gelegt zu werden braucht, bieten außen aufgesetzte Rippen ein sehr wirksames Mittel.

2. Künstliche Kühlung durch fließendes Wasser. Die Lagerschalen oder der Lagerkörper sind zwecks Durchleitung von Wasser hohl auszubilden, oder schmiedeiserne Röhren, durch welche Wasser läuft, in die Lagerschale einzugießen. Wasserkühlung ist konstruktiv immerhin umständlich und verlangt sorgfältige Instandhaltung der Teile, weil Wasser, das infolge von Undichtheiten in das Öl gelangt, die Schmierung erheblich beeinträchtigen, ja völlig unterbinden kann. Bei großen Maschinen wird Wasserkühlung häufig vorgesehen, um Störungen begegnen zu können, selbst wenn im normalen Betriebe das Erreichen der Grenztemperatur nicht zu erwarten ist und die Kühlung deshalb gewöhnlich nicht angestellt wird.

3. Abführung der Wärme durch das Öl (Spülschmierung). Das Öl wird in geschlossenem Kreislauf in solcher Menge zugeführt, daß es die überschüssige Wärme aufnehmen kann und wird immer wieder zurückgekühlt. Beispiele dafür bieten die Lager der mittleren und großen Dampfturbinen, die mit sehr hohen Geschwindigkeiten laufen. Spülschmierung gibt konstruktiv einfache Lager, verlangt aber besondere Kühlvorrichtungen und Ölpumpen.

#### IV. Berechnung der Tragzapfen.

Die Berechnung muß auf verschiedene Weise erfolgen, je nachdem ob der Zapfen

A. bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten oder bei Wechselkräften im Gebiet der halbflüssigen Reibung arbeitet oder

B. bei stetig in einer Richtung wirkender Belastung und genügender Geschwindigkeit unter flüssiger Reibung läuft. Bei der noch sehr unvollkommenen Theorie der halbflüssigen Reibung ist man im Falle A vorläufig auf Vergleichsrechnungen unter Benutzung von Erfahrungswerten angewiesen.



## A. Berechnung von Tragzapfen, die unter halbflüssiger Reibung arbeiten.

Beispiele sind die Kurbel- und Kreuzkopfzapfen und die meisten Wellenzapfen der Kraft- und Arbeitsmaschinen mit hin- und hergehender Kolbenbewegung, die langsam laufenden Zapfen an Hebemaschinen, Förderanlagen, Werkzeugmaschinen, Walzwerken u. a.

### 1. Berechnung auf Flächendruck.

Bei der Wahl des zulässigen mittleren Flächendrucks, bezogen auf die Projektion  $f'$  der Lagerschale auf einer zur Krafrichtung senkrechten Ebene:

$$p = \frac{P}{f'} \quad (306)$$

ist wegen der Erhaltung der Ölschicht für  $P$  stets der größte, längere Zeit wirkende Druck einzusetzen. Ferner sind zu beachten: Die Baustoffe des Zapfens und der Lagerschale, die Sorgfalt der Bearbeitung und des Zusammenbaues, der Zustand der Oberflächen, die Schmierung, die Art des Betriebes, die Umfangsgeschwindigkeit, die Abnutzung. Von den Baustoffen ist der weniger widerstandsfähige oder weichere maßgebend; z. B. bei gußeisernen Zapfen in Bronzeschalen oder bei Stahlzapfen auf Gußeisen, das empfindlichere Gußeisen. Je glatter und gleichmäßiger die Oberflächen sind, und je genauer sie unter Wahrung der nötigen Ölluft zueinander passen, um so höhere Flächendrucke sind zulässig. Die Schalen für hoch belastete, wechselnden Kräften ausgesetzte Zapfen werden, wie schon einmal angedeutet, zweckmäßigerweise beim Zusammenbau den Zapfen durch Einschaben an den tragenden Flächen so vollkommen wie möglich angepaßt, um die dämpfende Wirkung der Ölschichten zu erhöhen. Vorteilhaft ist der Wechsel der Krafrichtung in bezug auf die Beförderung des Umlaufes des Schmiermittels, das durch das „Atmen“ des Lagers jeweils von der belasteten Seite auf die unbelastete gedrückt wird. Solche Zapfen vertragen höhere Pressungen als langsam laufende, ständig auf einer Seite anliegende. Bei diesen beruht die Zuführung des Schmiermittels lediglich auf dessen Haftfähigkeit, sofern dasselbe nicht unter Druck zugeleitet werden kann. Je größer die Umfangsgeschwindigkeit eines dauernd laufenden Zapfens ist, um so niedriger muß  $p$  gewählt werden, um nicht die Grenze der Erwärmung zu erreichen, vgl. hierzu die Ausführungen zu 3.

Für den zylindrischen Stirnzapfen, Abb. 1074, vom Durchmesser  $d$  und der Länge  $l$  geht die Formel für den mittleren Auflagedruck:

$$p = \frac{P}{f'} \quad (326)$$

über in:

$$p = \frac{P}{d \cdot l}$$

vorausgesetzt, daß die Lagerschale auf dem halben Umfange anliegt.

$p$  soll an ständig sich drehenden Zapfen bei sorgfältiger Ausführung, sofern die Erwärmung nicht geringere Werte bedingt, im allgemeinen folgende Grenzen nicht überschreiten:

#### Zusammenstellung 118. Flächendrucke an Zapfen, die unter halbflüssiger Reibung laufen.

Stahl auf Gußeisen . . . . .	25—30	kg/cm <sup>2</sup>
Stahl auf Rotguß, Messing . . . . .	50	„
Stahl, ungehärtet auf Bronze . . . . .	50	„
Stahl, gehärtet und geschliffen auf Bronze . . . . .	80	„
Stahl, ungehärtet auf Weißmetall . . . . .	60	„
Stahl, gehärtet und geschliffen auf Weißmetall . . . . .	90	„
Stahl auf Stahl, gehärtet und geschliffen . . . . .	150	„
An den Gelenken der Lokomotivkuppelstangen, die sich nicht gegeneinander bewegen, Stahl auf Bronze . . . . .	bis 350	„

An sehr langsam und mit häufigen Unterbrechungen arbeitenden Zapfen, z. B. von Seil- und Kettenrollen oder an nur schwingenden Zapfen, bei denen die Abnutzung keine Bedeutung hat, kann man die Drucke bei Gußeisen, Rotguß und Bronze zwei- bis dreimal so groß nehmen, wie oben angegeben.



Sonderwerte:

Kurbelzapfen an Dampfmaschinen auf Weißmetall . . . . .	60—70	kg/cm <sup>2</sup>
Kurbelzapfen an Fördermaschinen auf Weißmetall . . . . .	90—120	„
Kurbelzapfen an Verbrennungsmaschinen auf Weißmetall . . . . .	100—120	„
Kurbelzapfen an Maschinen auf Schnelldampfern . . . . .	40—50	„
Kurbelzapfen an Torpedootmaschinen . . . . .	60—70	„
Kurbelzapfen an Lokomotiven . . . . .	115—140	„
Kurbelzapfen an Lokomotiven, auf den vollen Kesseldruck gerechnet, bis zu . . .	175	„
Kurbelzapfen an Stanzen und Lochmaschinen, Stahl auf Bronze . . . . .	200	„
Wellenzapfen an Dampfmaschinen, Stahl auf Weißmetall . . . . .	15—25	„
Wellenzapfen an Fördermaschinen unter Berücksichtigung des Eigengewichts der Welle mit Trommel und des Seilzuges . . . . .	20—28	„
Wellenzapfen an Gasmaschinen, Stahl auf Weißmetall . . . . .	bis 30	„
Wellenzapfen an Maschinen auf Schnelldampfern, Stahl auf Weißmetall . . . . .	16—22	„
Wellenzapfen an Kriegsschiffsmaschinen, Stahl auf Weißmetall . . . . .	18—25	„
Wellenzapfen an Torpedootmaschinen, Stahl auf Weißmetall . . . . .	28—38	„

Für die nur schwingenden Kreuzkopfzapfen gilt:

an Dampfmaschinen, Stahl auf Bronze . . . . .	80—90	kg/cm <sup>2</sup>
an Fördermaschinen, Stahl auf Bronze . . . . .	100—130	„
an Gasmaschinen, Stahl auf Bronze . . . . .	100—150	„
an Lokomotiven, Stahl auf Bronze . . . . .	150—250—300	„
an Torpedootmaschinen, Stahl auf Bronze . . . . .	120—150	„

Bei diesen Werten, mit Ausnahme des Falles, daß gehärteter Stahl auf gehärtetem Stahl ruht oder mit geringer Geschwindigkeit läuft, tritt Abnutzung ein; die Lager müssen deshalb nachstellbar eingerichtet werden, wenn kein Spiel entstehen darf.

2. Berechnung auf Festigkeit.

Ruhigen Lauf vorausgesetzt, sind der Festigkeitsrechnung die größten auftretenden Kräfte, selbst, wenn sie nur ganz kurze Zeit wirken, und die Werte der Zusammenstellung 2, S. 12 unter Berücksichtigung der Art der Beanspruchung, ob schwellend oder wechselnd, zugrunde zu legen. Bei stoßweisem Betriebe, an Pumpen, Stanzen usw. sind jene Werte auf  $\frac{2}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$  zu ermäßigen. Die Kraft für die Festigkeitsrechnung wird also nicht selten eine andere sein, wie die für die Ermittlung des Flächendrucks, vgl. Zahlenbeispiel 2.

Der zylindrische Stirnzapfen, Abb. 1109, darf als einseitig eingespannter Körper betrachtet werden und ist demnach, gleichmäßige oder zur Zapfenmitte symmetrische Verteilung der Flächenpressung vorausgesetzt, auf das Biegemoment:

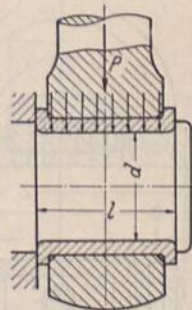


Abb. 1109. Zur Berechnung eines Stirnzapfens.

$$M_b = \frac{P \cdot l}{2} = W \cdot \sigma_b = k_b \cdot W$$

zu berechnen, woraus sich bei angenommener Form die Beanspruchung oder umgekehrt das Widerstandsmoment  $W$  bestimmen läßt. Für den wichtigsten Fall, den vollen Zapfen, wird:

$$\sigma_b = \frac{16 Pl}{\pi d^3} \approx \frac{5 \cdot Pl}{d^3} \tag{327}$$

oder:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{Pl}{2 \cdot k_b} \quad \text{und} \quad d = \sqrt[3]{\frac{5 Pl}{k_b}} \tag{328}$$

In Verbindung mit Formel (326) ergibt sich eine Beziehung zwischen dem Durchmesser und der Länge, welche das Verhältnis beider und damit die Form des Zapfens so zu wählen gestattet, daß die Festigkeit und der zulässige Auflagedruck möglichst vollständig ausgenutzt werden. Aus  $P = \frac{k_b \cdot d^3}{5l} = p \cdot d \cdot l$  folgt nämlich:

$$\frac{l}{d} \approx \sqrt{\frac{k_b}{5p}} \tag{329}$$



Hervorgehoben sei aber, daß diese Formel lediglich für zylindrische Stirnzapfen und zwar unter der Voraussetzung gilt, daß die Kraft für die Berechnung auf Biegung die gleiche, wie für diejenige auf Flächendruck ist und daß sich schließlich die Sicherheit gegen Warmlaufen bei der Nachrechnung genügend groß ergibt. Den Zusammenhang zwischen den Größen der Formel (329) verdeutlicht auch Zusammenstellung 119, in der die zu bestimmten Flächendrücken  $p$  und Verhältnissen  $\frac{l}{d}$  gehörigen Biegespannungen  $\sigma_b$  berechnet sind. Aus ihr geht deutlich hervor, daß höherer Flächendruck kurze, dicke Zapfen bedingt oder daß lange Zapfen nur niedrigen Flächendruck vertragen, wenn die Biegespannung nicht sehr hoch werden soll. Will man für  $k_b$  mindestens  $350 \text{ kg/cm}^2$  zulassen, aber unter  $800 \text{ kg/cm}^2$  bleiben, so sind die durch das eingerahmte Gebiet gekennzeichneten Zapfen zweckmäßig.

Zusammenstellung 119. Zusammenhang zwischen dem Flächendruck  $p$ , dem Verhältnis  $\frac{l}{d}$  und der Beanspruchung auf Biegung  $\sigma_b$  an zylindrischen Stirnzapfen.

$p =$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	150	$\text{kg/cm}^2$			
$\frac{l}{d} =$	1	50	100	150	200	250	300	$\sigma_b$		350	400	450	500	600	750	$\text{kg/cm}^2$
	1,2	72	144	216	288	360	432	504	576	648	720	862	1080	„		
	1,5	89	178	267	356	445	534	623	712	801	890	1068	„			
	1,8	162	324	486	648	810	972	1130	1296	„	„	„	„			
	2,0	200	400	600	800	1000	1200	„	„	„	„	„	„			
	2,2	242	484	725	967	1210	„	„	„	„	„	„	„			
2,4	288	577	865	1150	„	„	„	„	„	„	„	„				

Am Gabelzapfen, Abb. 1110, dessen gefährlicher Querschnitt in der Mitte liegt, wird — wiederum unter Annahme gleichmäßiger Verteilung des Flächendrucks, sowohl an den Lauf-, wie an den Stützflächen:

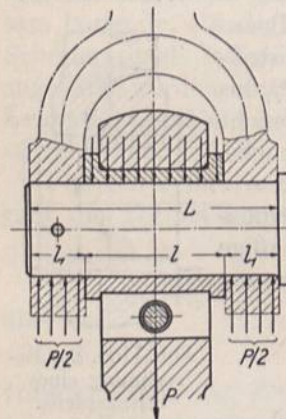


Abb. 1110. Belastung eines Gabelzapfens.

$$M_b = \frac{P}{2} \left[ \left( \frac{l+l_1}{2} \right) - \frac{l}{4} \right] = \frac{P}{8} (l + 2l_1) = \frac{P \cdot L}{8},$$

wenn  $L$  die Gesamtlänge des belasteten Teils des Bolzens bedeutet. Für den vollen Zapfen wird ähnlich wie oben:

$$\sigma_b = \frac{4 P \cdot L}{\pi d^3} \approx \frac{1,25 \cdot P \cdot L}{d^3} \tag{330}$$

oder:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{P \cdot L}{8 \cdot k_b} \quad \text{und} \quad d \approx \sqrt[3]{\frac{1,25 \cdot P \cdot L}{k_b}} \tag{331}$$

Mit  $P = p \cdot d \cdot l$  läßt sich entsprechend der Formel (329) die Beziehung:

$$\frac{k_b \cdot d^3}{1,25 L} = p \cdot d \cdot l$$

ableiten, die mit dem vielfach üblichen Werte  $L = 1,5 l$ , bei welchem an den Stützflächen doppelt so hoher Flächendruck, wie an der Lauffläche zugelassen ist, übergeht in:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{k_b}{1,88 p}} \tag{332}$$

Die Formel gestattet wieder unter der Bedingung, daß die gleiche Kraft für die Berechnung auf Biegung und Flächendruck maßgebend ist, das vorteilhafteste Verhältnis von  $l$  zu  $d$  an Gabelzapfen zu bestimmen. (Die Sicherheit gegen Warmlaufen braucht an den Gabelzapfen selten berücksichtigt zu werden, weil dieselben nur für schwingende Bewegungen in Betracht kommen.)

Zusammenstellung 120 gilt für Gabelzapfen unter den gleichen Voraussetzungen, die bei der Zusammenstellung 119 für Stirnzapfen angegeben sind. Nach der Formel (332)



und der Zusammenstellung 120 dürfen nicht beurteilt werden Zapfen an durchgehenden oder gekröpften Wellen, die meist zusammengesetzten Beanspruchungen auf Biegung, Drehung und Schubunterliegen, wie im Beispiel 8 des Abschnitts 18 näher dargetan ist.

Zusammenstellung 120. Zusammenhang zwischen dem Flächendruck  $p$ , dem Verhältnis  $\frac{l}{d}$  und der Beanspruchung auf Biegung  $\sigma_b$  an zylindrischen Gabelzapfen.

$p =$	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	150	180	kg/cm <sup>2</sup>	
$\frac{l}{d} =$	1,5	84	127	169	211	254	295	338	380	422	504	633	760	kg/cm <sup>2</sup>
	1,8	122	182	243	304	364	426	486	547	608	729	912	1092	„
	2,0	150	225	300	375	450	525	600	675	750	900	1125	„	
	2,2	182	272	363	454	544	636	726	817	908	„	„	„	
	2,5	234	351	468	585	702	819	936	„	„	„	„	„	
	3,0	338	507	676	845	1014	„	„	„	„	„	„	„	

### 3. Berechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen.

Damit ein Zapfen nicht heißläuft, darf die spezifische Reibungsarbeit:

$$a_{R_0} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi}, \quad \text{wobei} \quad v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad \text{ist,}$$

nicht zu groß werden. Unter der Annahme einer unveränderlichen Zapfenreibungszahl,  $\mu_1 = \text{const}$ , wie für den Beharrungszustand bei höheren Wärmegraden in erster Annäherung zutrifft, ist  $a_{R_0}$  verhältnismäßig  $p_m \cdot v$ . Dieses Produkt darf daher als maßgebend für die Erwärmung der Zapfen betrachtet werden und bestimmte Grenzen nicht überschreiten. Wechselt der Druck auf den Zapfen in seiner Größe, so ist der mittlere

Wert  $p_m = \frac{P_m}{f}$  aus dem Druckverlaufe zu ermitteln. Beispielweise ist er für den Kurbel-

zapfen einer Dampfmaschine aus der Kolbenüberdrucklinie, Abb. 1111, unter Zurechnung der negativen Verdichtungsarbeit, also aus der gestrichelten Fläche zu bestimmen. Ist die auf den betreffenden Zapfen entfallende Leistung  $N$  einer Kolbenmaschine, etwa für den Hochdruckkurbelzapfen diejenige der Hochdruckseite einer zweiachsigen Dampfmaschine in Pferdestärken gegeben, so kann die Mittelkraft aus:

$$P_m = \frac{\rho \cdot 75 \cdot N}{c_m} \quad (333)$$

berechnet werden, wenn  $c_m$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit und  $\rho$  eine Berichtigungszahl bedeutet, welche die Verdichtungsfläche berücksichtigt.  $\rho$  darf an Dampfmaschinen mit hoher Verdichtung zu 1,15, mit mäßiger Verdichtung zu 1,08 angenommen werden,

an Viertaktverbrennungsmaschinen wegen der Massenkräfte zu  $\frac{1,5}{4} \dots \frac{1,7}{4}$ , falls die Maschine einfachwirkend, zu  $\frac{1,5}{2} \dots \frac{1,7}{2}$ , wenn sie doppelwirkend ist.

Führt man  $v = \frac{\omega \cdot d}{2}$  ein, so ist der Nenner des Ausdrucks zum Ausgleich der verschiedenen Maßeinheiten, in denen  $d$  eingesetzt zu werden pflegt (in Metern bei der Ermittlung der Geschwindigkeit  $v = \frac{\omega \cdot d}{2}$  m/sek, in Zentimetern bei der Bestimmung des

Flächendrucks  $p_m = \frac{P_m}{d \cdot l}$  kg/cm<sup>2</sup>), mit 100 zu multiplizieren:

$$p_m \cdot v = \frac{P_m}{l \cdot d} \cdot \frac{\omega \cdot d}{2} \cdot \frac{1}{100} = \frac{P_m \cdot \omega}{200 l} \quad (334)$$

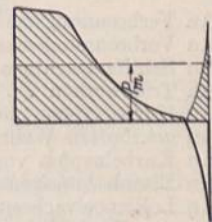


Abb. 1111. Bestimmung des mittleren Flächendrucks  $p_m$  zur Berechnung der Reibungsarbeit.



Die Formel zeigt, daß die Reibungsarbeit und die Erwärmung unabhängig vom Durchmesser  $d$  und umgekehrt verhältnisgleich der Zapfenlänge  $l$  ist, also nur durch Verlängerung des Zapfens herabgesetzt werden kann. Die Wahl eines größeren Durchmessers bei derselben Länge würde wohl den Flächendruck vermindern, aber gleichzeitig die Umfangsgeschwindigkeit steigern und damit die Reibungsarbeit unverändert lassen oder sogar vergrößern; denn nach den früheren Ausführungen, S. 633, wächst die Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  mit zunehmender Geschwindigkeit. Ist die Belastung  $P$  und die Umdrehzahl  $n$  gegeben, so erhält man die nötige Länge des Zapfens aus:

$$l = \frac{P_m \cdot \omega}{200 \cdot p \cdot v} \approx \frac{P_m \cdot n}{2000 \cdot p \cdot v} \tag{335}$$

Als Anhalt kann dienen, daß man das Verhältnis der Länge zum Durchmesser nicht gekühlter Zapfen je nach der Umfangsgeschwindigkeit etwa wie folgt nimmt:

An Zapfen mit geringer Bewegung	$l \approx 0,25 \dots 1 d,$
bei Umfangsgeschwindigkeiten $v < 1$ m/sek	$l \approx 1,5 d,$
„ „ „ $v = 2 \dots 4$ „	$l \approx 1,8 \dots 2,5 d,$
„ „ „ $v > 5$ „	$l \approx 2,5 \dots 4 d.$

Je länger der Zapfen ist, um so besser hält sich das Öl im Lager; doch ist besonders sorgfältige Ausführung und Aufstellung und bei  $l > 2d$  Verwendung sich selbst einstellender Lagerschalen empfehlenswert, bei wesentlich größerer Länge sogar geboten.

An gekühlten Zapfen ist man in der Wahl des Verhältnisses  $\frac{l}{d}$  frei.

Das Produkt  $p_m \cdot v$  soll die folgenden Werte nicht überschreiten:

Zusammenstellung 121. Zulässige Werte von  $p_m \cdot v$  an Zapfen, die unter halbflüssiger Reibung laufen.

An Schwungrad- und Kurbelwellenlagern normaler Dampfmaschinen . . . . .	15—20 $\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}}$
An Verbrennungsmaschinen mit Rotgußschalen . . . . .	25 „ „
An Verbrennungsmaschinen mit Weißmetallschalen . . . . .	30 „ „
An Schiffsmaschinen . . . . .	30—40 „ „
An Triebwerken . . . . .	10—20 „ „
An Kurbelzapfen normaler Dampfmaschinen, Kompressoren, Pumpen . . . . .	25—35 „ „
An gekröpften Wellen, wenn die Lagerschalen mit Weißmetall ausgegossen sind . . . . .	50 „ „
An Kurbelzapfen von Schiffsmaschinen. . . . .	50—70 „ „
An Eisenbahnwagenachsen (Personenwagen) kommen Werte bis zu . . . . .	50 „ „
An Lokomotivachsen bis zu . . . . .	65 „ „
An den Zapfen der gekröpften Wellen der dreiachsigen Schnellzuglokomotiven bis zu . . . . .	80—100 „ „
An den äußeren Kurbelzapfen derselben sogar. . . . .	130 „ „

vor. Sie sind in der sehr starken Kühlung durch die beim Fahren vorbeistreichende Luft begründet. Hohe Beträge von  $p_m \cdot v$  verlangen gute konstruktive Durchbildung der Schmierung und sorgfältige Wartung, bedingen aber auch größere Abnutzung. Bei Lokomotiven und Schiffsmaschinen wird diese in Kauf genommen, um möglichst leichte Triebwerkteile und geringe Massen zu bekommen.

Bach hat die im folgenden auf etwas anderem Wege abgeleitete Formel angegeben. Die spezifische Reibungsarbeit:

$$a_{R_0} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi}$$

geht, wenn der Zapfendurchmesser  $d$  in Zentimetern eingeführt wird, über in:

$$a_{R_0} = \frac{\mu_1 \cdot P_m \cdot \pi \cdot d \cdot n}{\pi \cdot d \cdot l \cdot 100 \cdot 60} = \frac{\mu_1 \cdot P_m \cdot n}{6000 \cdot l}$$

oder:

$$l = \frac{\mu_1 \cdot P_m \cdot n}{6000 \cdot a_{R_0}}$$







nach der Wellenmitte zu gelegenen auf Druck, die außen liegenden auf Zug in Anspruch genommen. Wechselnde Beanspruchung tritt nur in geringem Maße in der Nähe der Druckwechsellpunkte  $W_1$  und  $W_2$  auf.

Die größte den Zapfen beanspruchende Kraft ist durch die Summe des Dampf- und des Pumpendruckes in Höhe von  $P_0 = 20600$  kg (S. 138) auf der Hochdruckseite gegeben. Sie ist für die Berechnung auf Biegefestigkeit maßgebend.

Der Bestimmung der Auflagefläche legt man, da  $P_0$  nur ganz vorübergehend in den Totlagen auftritt, den größten, längere Zeit wirkenden Dampfdruck  $P_a = 16900$  kg zugrunde. Dies geschieht auch in Rücksicht darauf, daß man die Dampfmaschine so durchbilden wird, daß sie an anderer Stelle als Betriebsmaschine für sich allein benutzt werden kann, wobei allerdings der Dampfdruck im Niederdruckzylinder nach Seite 138 17400 kg erreicht. Bei unmittelbarer Kupplung der Pumpen durch die Kolbenstangen kommt tatsächlich, wie aus den Ausführungen auf Seite 138 hervorgeht, am Kurbelzapfen nur die Differenz des Dampf- und Pumpenkolbendruckes, noch vermindert um die Massenkräfte zur Wirkung, so daß die folgende Rechnung sehr sicher ist.

$p$  gewählt zu  $65$  kg/cm<sup>2</sup>. Nötige Auflagefläche:

$$f' = \frac{P_a}{p} = \frac{16900}{65} = 260 \text{ cm}^2.$$

Angenommen:  $d = 12 \quad 13 \quad 14$  cm;

dann wird:  $l = \frac{f'}{d} = 21,6 \quad 20,0 \quad 18,6$  cm,

$$\sigma_b = \frac{16 P_0 \cdot l}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 20600 \cdot l}{\pi \cdot d^3} = 1312 \quad 955 \quad 711 \text{ kg/cm}^2.$$

Gewählt:  $d = 140$ ,  $l = 180$  mm,  $p = 67$  kg/cm<sup>2</sup>; dabei entstehen auf der Niederdruckseite der Betriebsmaschine  $p = \frac{17400}{14 \cdot 18} = 69$  kg/cm<sup>2</sup>,  $\sigma_b = 688$  kg/cm<sup>2</sup>.

Nachrechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen. Wird der Zapfen auf die indizierte Leistung des Niederdruckzylinders  $N_i = 163$  PS bei Verwendung der Maschine zu Betriebszwecken, berechnet, so ergibt sich der mittlere Kolbendruck  $P_m$  aus der Überdrucklinie oder aus der Formel (333) zu:

$$P_m = \frac{\rho \cdot 75 \cdot N_i}{c_m} = \frac{1,15 \cdot 75 \cdot 163}{1,33} = 10550 \text{ kg}$$

und daraus:

$$p_m = \frac{P_m}{d \cdot l} = \frac{10550}{14 \cdot 18} = 41,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Mit der Zapfengeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,14 \cdot 50}{60} = 0,367 \text{ m/sek}$$

wird:

$$p_m \cdot v = 41,9 \cdot 0,367 = 15,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}},$$

was zulässig ist.

Im Falle der unmittelbaren Kupplung der Dampf- mit den Pumpenkolben gibt die Differenz des mittleren Dampfdruckes und der Pumpenkraft  $9300 - 3700 = 5600$  kg eine mittlere Auflagepressung  $p_m = 22,2$  kg/cm<sup>2</sup>, so daß  $p_m \cdot v$  auf  $8,15 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}}$  sinkt.

Beispiel 3. Gabelzapfen des Kreuzkopfes derselben Maschine.  $p = 80$  kg/cm<sup>2</sup>.

$$f' = \frac{P_a}{p} = \frac{16900}{80} = 211 \text{ cm}^2.$$



Die Zapfenlänge sei aus Gründen der leichteren Bearbeitung der Schubstange gleich der des Kurbelzapfens,  $l = 180$  mm, genommen.

$$d = \frac{f'}{l} = \frac{211}{18} = 11,7 \text{ cm},$$

abgerundet auf  $d = 120$  mm.

Nachrechnung des Zapfens an der Betriebsmaschine auf der Niederdruckseite:

$$p = \frac{17400}{12 \cdot 18} = 80,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}.$$

Auflagelänge im Kreuzkopf bei  $p = 100 \text{ kg/cm}^2$ , vgl. Abb. 1110,

$$2l_1 = \frac{P_d}{p \cdot d} = \frac{16900}{100 \cdot 12} = 14,1 \text{ cm}.$$

Gewählt  $l_1 = 70$  mm, so daß die Gesamtlänge  $L = 320$  mm und die Biegebeanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{32 P_0 \cdot L}{8 \pi d^3} = \frac{32 \cdot 20600 \cdot 32}{8 \pi \cdot 12^3} = 485 \text{ kg/cm}^2$$

wird, die bei Stahl unter der wechselnden Belastung noch gut zulässig ist.

Ein Warmlaufen ist wegen der nur schwingenden Bewegung der Schubstange nicht zu befürchten.

Ausführung siehe unter Kreuzköpfen, Abb. 1195.

Beispiel 4. Kurbelwellenzapfen der gleichen Maschine. Die nach Abb. 1112 und 1113 am Kurbelzapfen wirkenden Kräfte beanspruchen auch den Wellenzapfen. Dabei ruft die in den Totlagen auftretende Summe der Kolbenkräfte  $P_0 = 20600$  kg lediglich Biegespannungen hervor, der in den anderen Kurbelstellungen wirksame Dampfdruck dagegen außerdem noch Drehbeanspruchungen, wie weiter unten des näheren gezeigt wird. Die Art der Belastung ist auch hier, ähnlich wie am Kurbelzapfen, im wesentlichen eine schwellende.

Die genaue Berechnung der nötigen Zapfenfläche aus der Auflagepressung setzt die Ermittlung der Lagerdrucke aus den Kolbenkräften auf der Hoch- und Niederdruckseite voraus. Dazu fehlt aber zunächst noch der Abstand  $a$ , Abb. 1114, der Kurbelzapfen- von der Wellenlagermitte. Vielfach geht man deshalb so vor, daß man den Auflagedruck in erster Annäherung aus der größten, am Kurbelzapfen längere Zeit wirkenden Kraft und den übrigen an der Welle angreifenden Kräften zusammensetzt, die Flächenpressung aber in Rücksicht auf die voraussichtliche Erhöhung durch die Kurbelzapfendrucke der anderen Seite mäßig hoch wählt. Wenn die Maschine als Betriebsmaschine verwandt wird, wäre nach Seite 138 mit  $P'_n = 17400$  kg in der Totlage des Niederdruckzapfens, also in wagrechter Richtung, zu rechnen. Zu ihnen tritt die Wirkung des Seil- oder Riemenzugs, der sich, unter der Voraussetzung, daß das Schwungrad mitten

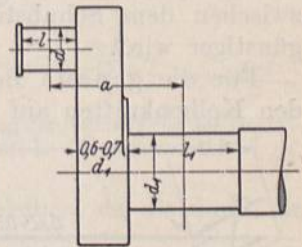


Abb. 1114. Skizze der Stirnkurbel zur Maschine  
Tafel I.

auf der Welle sitzt, je zur Hälfte auf die beiden Lager verteilt und  $\frac{P_s}{2} = 2900$  kg beträgt.

Wenn man ungünstigenfalls annimmt, daß der Trieb wagrecht angeordnet ist, vermehrt er den Lagerdruck in der einen Totlage der Pleuellager. Zu diesen wagrechten Kräften kommt, in senkrechter Richtung wirkend, die Hälfte des Schwungradgewichtes  $\frac{G_s}{2} = 2450$  und des zu schätzenden Eigengewichtes der Pleuellager, einschließlich der halben Pleuellagerstangen-  
gewichte,  $\frac{G_w}{2} = 1200$  kg, in Summe 3650 kg. Insgesamt wird demnach der Druck im

Lager:  $A = \sqrt{\left(P'_n + \frac{P_s}{2}\right)^2 + \left(\frac{G_s + G_w}{2}\right)^2} = \sqrt{(17400 + 2900)^2 + 3650^2} = 20630 \text{ kg}.$



Wird eine spezifische Auflagepressung von  $p = 23 \text{ kg/cm}^2$  zugelassen, so folgt die Projektion der Zapfenfläche:

$$f' = \frac{20630}{23} = 897 \text{ cm}^2$$

und bei Schätzung des Durchmessers:

$$d_1 = 24 \quad 25 \quad 26 \text{ cm,}$$

die Zapfenlänge:  $l_1 = 37,4 \quad 35,9 \quad 34,5 \text{ cm.}$

Nunmehr läßt sich der Hebelarm  $a$  und damit die Biegebeanspruchung, die die größte Kraft  $P_0$  hervorruft, ermitteln. Man findet  $a$  entweder durch Aufskizzieren des Kurbelarms auf Grund der ermittelten Zapfen, Abb. 1114, oder durch Berechnen aus:

$$a = \frac{l + l_1}{2} + 0,6 \dots 0,7 d_1,$$

wobei das letzte Glied die Nabenlänge von der Lagerkante bis zu der Fläche darstellt, auf welcher der Kurbelzapfen sitzt. Mit dem Mittelwert von  $0,65 d_1$  und mit  $l = 18 \text{ cm}$  wird bei:

$$d_1 = 24 \quad 25 \quad 26 \text{ cm,}$$

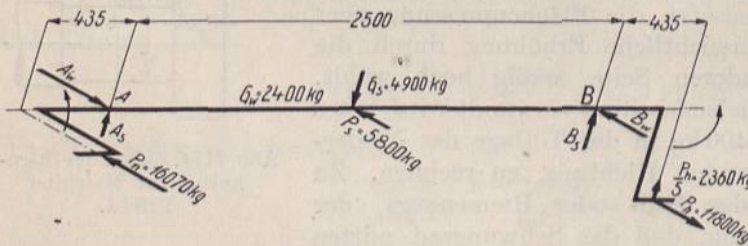
$$a = \frac{l + l_1}{2} + 0,65 d_1 = 43,3 \quad 43,2 \quad 43,1 \text{ cm}$$

und  $\sigma_b = \frac{32 \cdot P_0 \cdot a}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 20600 \cdot a}{\pi \cdot d_1^3} = 658 \quad 580 \quad 515 \text{ kg/cm}^2.$

Gewählt:  $d_1 = 250$ ,  $l_1 = 360$ ,  $a = 435 \text{ mm}$ ,  $\sigma_b = 584 \text{ kg/cm}^2.$

Bei der Durchbildung des Kurbelarms wurde an der Lagerseite der Kurbelnabe ein Spritzring, Abb. 1298, eingedreht, dafür aber die Nabe über die Fläche, auf der der Kurbelzapfen sitzt, um  $b = 25 \text{ mm}$  vorgezogen. Dabei bleibt noch genügend Spiel zwischen dem Schubstangenschaft, während die Beanspruchung der Schrumpffläche günstiger wird.

Für die genaue Berechnung der Auflagepressung werde der Lagerdruck aus den Kolbenkräften auf der Hoch- und Niederdruckseite unter Beachtung der Kurbel-



versetzung und der Massenwirkung ermittelt. Die ungünstigste Belastung tritt im Lager A nach Abb. 1115 in der hinteren Totlage der Niederdruckkurbel ein, falls die Maschine als Betriebsmaschine mit 40% Füllung arbeitet. Am Kurbelzapfen greift dabei in

Abb. 1115. Belastung der Kurbelwelle der Maschine Tafel I in der hinteren Totlage der Niederdruckkurbel.

wagrechtlicher Richtung der Kolbendruck von 17400 kg (S. 138), vermindert um die Massenkraft von 1330 kg (S. 608), also  $P_n = 16070 \text{ kg}$ , an. Auf der Hochdruckseite, wo die Kurbel in der Mittellage steht, ist der Dampfdruck nach der Schaulinie, Abb. 1051,

auf 7,8 at Überdruck und damit die Kolbenkraft auf  $P_h = \frac{\pi}{4} (45^2 - 10^2) \cdot 7,8 \approx 11800 \text{ kg}$

gesunken, während der geringe Betrag der Massenkraft vernachlässigt werden kann. Am Hochdruckkurbelzapfen greift diese Kraft in wagrechtlicher,  $\frac{1}{5}$  davon, d. s. 2360 kg, in senkrechter Richtung an. Das Schwungradgewicht  $G_s$ , das Eigengewicht der Welle und der wagrechte Seil- oder Riemenzug sind wie oben angenommen, Abb. 1115.



Aus der Momentengleichung um den Punkt  $B$  folgen die Seitenkräfte des Lagerdrucks: in wagrechter Richtung:

$$A_w = \frac{16070 \cdot 293,5 + 5800 \cdot 125 + 11800 \cdot 43,5}{250} = 23820 \text{ kg},$$

in senkrechter:

$$A_s = \frac{4900 + 2400}{2} + \frac{2360 \cdot 43,5}{250} = 4060 \text{ kg},$$

die zusammengesetzt:

$$A' = \sqrt{A_w^2 + A_s^2} = \sqrt{23820^2 + 4060^2} = 24160 \text{ kg}$$

ergeben.

Damit steigt die größte spezifische Auflagepressung auf:

$$p' = \frac{A'}{d_1 \cdot l_1} = \frac{24160}{25 \cdot 36} = 26,8 \text{ kg/cm}^2,$$

was noch zulässig erscheint.

Am andern Lager wird:  $B_w = 13750$ ,  $B_s = 880$ ,  $B' = 13880$  kg.

Nachrechnung der Dreh- und Biegebeanspruchung bei schräger Stellung der Kurbel. Bringt man in der Lage, Abb. 1116, bei der die Schubstange senkrecht zum Kurbelarm steht, die Schubstangenkraft  $\frac{P}{\cos \psi}$

noch in der Lagermitte  $A$  und im Schnitt der Wellenmittellinie mit der Kurbelzapfenenebene  $C$  gleich und entgegengesetzt gerichtet an, so bilden die gekreuzten Kräfte das Drehmoment  $\frac{P}{\cos \psi} \cdot R$ , die doppelt gekreuzten das Biegemoment  $\frac{P}{\cos \psi} \cdot a$ ,

welch beide den Wellenzapfen beanspruchen. Für  $P$  pflegt man wieder den vollen Dampfdruck  $P'_n$  einzusetzen, der bei größeren Füllungen in der erwähnten Lage noch nahezu in voller Stärke wirkt. Dagegen vernachlässigt man meist den Faktor  $\frac{1}{\cos \psi}$ , weil er nicht viel von 1 abweicht.

Die Wirkung der Schubkraft  $\frac{P}{\cos \psi}$  kann unberücksichtigt bleiben, da die durch sie erzeugte Schubspannung nichts zu der unten ermittelten Anstrengung beiträgt. Denn sie ist dort, wo die größten Biegespannungen herrschen, gleich Null, am größten dagegen in der neutralen Faserschicht.

Es wird:

$$\sigma_b = \frac{32 P_n \cdot a}{\pi d_1^3} = \frac{32 \cdot 17400 \cdot 43,5}{\pi \cdot 25^3} = 493 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\tau_d = \frac{16 P_n \cdot R}{\pi d_1^3} = \frac{16 \cdot 17400 \cdot 40}{\pi \cdot 25^3} = 227 \text{ kg/cm}^2$$

und die ideelle Spannung:

$$\sigma_i = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4 (\alpha_0 \tau_d)^2} \quad \text{bei } \alpha_0 = 1$$

$$= 0,35 \cdot 493 + 0,65 \sqrt{493^2 + 4 \cdot 1 \cdot 227^2} = 608 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Anstrengung in dieser Stellung ist also etwas höher als die Spannung in der Totlage, aber bei gutem Werkstoff noch zulässig.

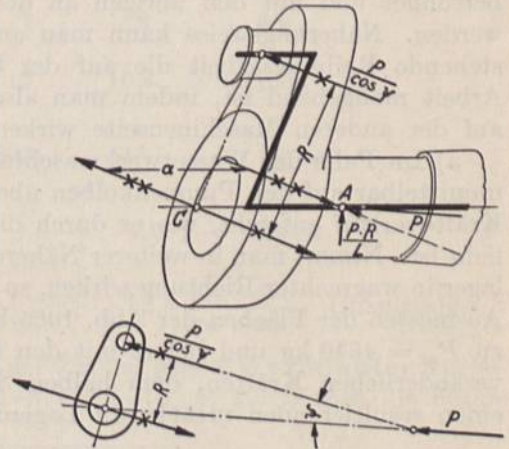


Abb. 1116. Belastung der Kurbelwelle der Dampfmaschine der Tafel I. (Niederdruckseite.)



Geht man von der Annahme aus, daß die größte Schubspannung für die Einleitung der ersten Formänderungen maßgebend sei, so liefert die Formel (44):

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \tau_d^2} = \frac{1}{2} \sqrt{493^2 + 4 \cdot 227^2} = 335 \text{ kg/cm}^2.$$

Hat der Werkstoff der Welle eine Festigkeit  $K_z = 4500 \text{ kg/cm}^2$  und eine Fließspannung  $\sigma_s = 2900 \text{ kg/cm}^2$ , so beträgt die entsprechende Schubspannung  $\tau_i = \frac{1}{2} \sigma_s = 1450 \text{ kg/cm}^2$ . Mithin ist nach der zweiten Rechnung eine 4,3fache Sicherheit:

$$\mathcal{S}' = \frac{\tau_i}{\tau_{\max}} = \frac{1450}{335} = 4,3$$

gegen Überschreiten der Fließgrenze vorhanden und nach der ersten Rechnung eine  $\mathcal{S} = \frac{K_z}{\sigma_{\max}} = \frac{4500}{608} = 7,4$ fache Sicherheit gegen Bruch, Werte, die ausreichend erscheinen.

Nachrechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen. Die genaue Bestimmung der Reibungsarbeit setzt die Kenntnis des Verlaufs des Lagerdrucks während einer Umdrehung der Welle voraus, dessen Ermittlung aber ziemlich umständlich ist. An Hand der Dampfdrucklinien, Abb. 1051 und 1052, oder unter Benutzung des Kurbeldruckverlaufs, Abb. 1113, müßten die Lagerdrucke für eine größere Zahl von Kurbelstellungen berechnet und mit den übrigen an der Welle angreifenden Kräften zusammengesetzt werden. Näherungsweise kann man annehmen, daß für die an einem der Lager entstehende Reibungsarbeit die auf der betreffenden Maschinenseite erzeugte indizierte Arbeit maßgebend ist, indem man also die Beeinflussung des Lagerdrucks durch die auf der anderen Maschinenseite wirkenden Kräfte vernachlässigt.

a) Im Falle der Wasserwerkmaschine, Tafel I, wird ein Teil der Dampfkolbenkräfte unmittelbar auf den Pumpenkolben übertragen, derart, daß auf der Hochdruckseite ein Kräfteverlauf entsteht, wie er durch die senkrechte Strichelung in Abb. 1065 verdeutlicht ist. Nimmt man in weiterer Näherung an, daß diese Drucke auch am Kurbelwellenlager in wagrechter Richtung wirken, so kann man den mittleren wirksamen Druck unter Ausmessen der Flächen der Abb. 1065 bestimmen. Im vorliegenden Falle findet er sich zu  $P_m = 4840 \text{ kg}$  und liefert mit den übrigen am Zapfen senkrecht angreifenden, unveränderlichen Kräften, dem halben Schwungrad- und Wellengewichte von  $3650 \text{ kg}$ , einen resultierenden mittleren Lagerdruck:

$$A_m = \sqrt{P_m^2 + \left(\frac{G_s + G_w}{2}\right)^2} = \sqrt{4840^2 + 3650^2} = 6060 \text{ kg}$$

und eine mittlere Pressung:

$$p_m = \frac{A_m}{d_1 \cdot l_1} = \frac{6060}{25 \cdot 36} = 6,73 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens beträgt:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,25 \cdot 50}{60} = 0,655 \text{ m/sek},$$

und damit wird:  $p_m \cdot v = 6,73 \cdot 0,655 = 4,41 \frac{\text{kgm}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$ , also genügend niedrig.

b) Im Falle der Betriebsmaschine bestimmt man den mittleren Kolbendruck am einfachsten aus der Leistung der betreffenden Maschinenseite. Aus der größeren, nämlich derjenigen auf der Niederdruckseite folgt aus Formel (333):

$$P'_m = \frac{\varrho \cdot 75 \cdot N_i}{c_m} = \frac{1,15 \cdot 75 \cdot 163}{1,33} = 10550 \text{ kg}.$$

Dieser in wagrechter Richtung wirkende Druck ist beim Hingang des Kolbens um den Betrag des halben Riemen- oder Seilzuges  $\frac{P_s}{2} = 2900 \text{ kg}$  auf  $13450 \text{ kg}$  zu vermehren,



beim Rücklauf um 2900 kg auf 7650 kg zu vermindern. Er liefert, mit der senkrechten Belastung von 3650 kg zusammengesetzt, den mittleren Druck beim Hingange  $\sqrt{13540^2 + 3650^2} = 13930$ , beim Rückgange  $\sqrt{7650^2 + 3650^2} = 8480$  kg oder im Mittel während eines Umlaufes  $A'_m = 11205$  kg. Damit wird:

$$p_m' \cdot v = \frac{A'_m}{d_1 \cdot l_1} \cdot v = \frac{11205}{25 \cdot 36} \cdot 0,654 = 8,15 \frac{\text{kgm}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}},$$

was zulässig ist.

Beispiel 5. Stirnzapfen an einem Vorgelege, der bei  $n = 250$  Umläufen in der Minute dauernd mit  $P = 5000$  kg belastet ist. Werkstoff: Ungehärteter Stahl auf Weißmetall.

(An dem Zapfen ist, wie das Zahlenbeispiel 8 erkennen und auch die später näher erläuterte Abb. 1117 erwarten läßt, ohne Schwierigkeit flüssige Reibung zu erzielen; er werde hier jedoch in der früher üblichen Art berechnet.)

Der erfahrene Ingenieur sieht, daß die Zapfenmaße auf Grund der Sicherheit gegen Warmlaufen gewählt werden müssen; aber auch der oben beschriebene Rechnungsgang führt rasch zur gleichen Erkenntnis und kann deshalb Anfängern empfohlen werden.

Ausgehend von einem zulässigen Flächendruck von  $p_{\max} = 60$  kg/cm<sup>2</sup> wird die Auflagefläche:  $f' = \frac{P}{p} = \frac{5000}{60} = 83,3$  cm<sup>2</sup> und unter Schätzen des Durchmessers:

$$\begin{aligned} d &= && 7 & 8 & 9 \text{ cm}, \\ l = \frac{f'}{d} &= && 12 & 10,4 & 9,3 \text{ cm}, \\ \sigma_b = \frac{32 P \cdot l}{2 \pi d^3} = 25500 \frac{l}{d^3} &= && 893 & 518 & \text{— kg/cm}^2, \\ v = \frac{\omega \cdot d}{2} = 13,09 \cdot d &= && & 1,047 & \text{— m/sek}, \\ p \cdot v &= && & 62,8 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}} & \cdot \text{Unzulässig}. \end{aligned}$$

Der hohe Wert von  $p \cdot v$  weist darauf hin, daß der Zapfen gegen Warmlaufen zu berechnen ist. Mit der an Triebwerkwellen üblichen Größe  $(p \cdot v)' = 20$  wird die nötige Zapfenlänge:

$$l' = \frac{l \cdot p \cdot v}{(p \cdot v)'} = \frac{10,4 \cdot 62,8}{20} = 32,7 \text{ cm}.$$

Gewählt:  $l' = 330$  mm.

Mit  $k_b = 600$  kg/cm<sup>2</sup> folgt:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{P \cdot l'}{2 k_b} = \frac{5000 \cdot 33}{2 \cdot 600} = 137,5 \text{ cm}^3; \quad d = 11,2 \text{ cm}.$$

Gewählt  $d = 115$  mm.

Dabei sinkt der Flächendruck auf:  $p = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{5000}{11,5 \cdot 33} = 13,2$  kg/cm<sup>2</sup>.

## B. Berechnung der Tragzapfen auf hydrodynamischer Grundlage.

Voraussetzung ist, daß der Zapfen unter flüssiger Reibung läuft, daß also das zur Bildung einer tragfähigen, keiligen Schmierschicht notwendige Spiel bei zylindrischer Form des Zapfens und der Schale und die nötige Umfangsgeschwindigkeit vorhanden sind. Im allgemeinen werden die Bedingungen nur bei ständig in einer Richtung umlaufenden und gleichmäßig oder doch nur unter mäßigen Schwankungen belasteten Zapfen erfüllt sein. Die nur eine kippende Bewegung ausführenden Gabelzapfen scheiden ganz aus.



Daß die Stärke der Schmierschicht vom Grunde der Vertiefungen der Schalenoberfläche aus gerechnet werden muß, wie schon auf Seite 619 ausgeführt wurde, berücksichtigt man bei den Rechnungen am einfachsten dadurch, daß man das Zapfen- oder Lagerspiel aus der Lagerbohrung  $D$  und dem Zapfendurchmesser  $d$  als  $D - d$  ermittelt oder im Scheitel des im Lager ruhenden Zapfens mißt und dasselbe um den doppelten Betrag der Summe der Unebenheiten der aufeinanderlaufenden Flächen vermehrt, so daß das Zapfenspiel in den folgenden Rechnungen:

$$s = D - d + 2(\delta_1 + \delta_2) \quad (337)$$

zu setzen ist.

Berechnungsbeispiel 6. Das auf Seite 630 unter Voraussetzung völlig glatter Flächen durchgerechnete Beispiel ergibt bei Berücksichtigung der Unebenheiten von  $\delta_1 = \delta_2 = 0,0005$  cm die Werte:

Zapfenspiel  $s = D - d + 2(\delta_1 + \delta_2) = 10,02 - 10,0 + 2(0,0005 + 0,0005) = 0,022$  cm und:

$$\Phi = \frac{191000 p \cdot s^2 \left(\frac{d+l}{l}\right)}{\eta \cdot n \cdot d^2} = \frac{191000 \cdot 17,9 \cdot 0,022^2 \cdot \left(\frac{10+14}{14}\right)}{0,0025 \cdot 500 \cdot 10^2} = 22,8.$$

Nach Abb. 1096 wird beim Ziehen des Strahles durch  $M$  und  $\Phi = 22,8$ :

$$h = 0,091 \cdot \frac{s}{2} = 0,091 \cdot \frac{0,022}{2} = 0,001 \text{ cm.}$$

Der Zapfen läuft mithin im Ausklinkzustand; flüssige Reibung ist gerade noch sichergestellt.

Zunächst sind die grundlegenden Beziehungen zur Bestimmung

1. des Lagerspiels und der Stärke der Schmierschicht an der engsten Stelle, 2. der Reibungsarbeit und 3. der Lagertemperatur entwickelt. Diesen Gesichtspunkten gegenüber tritt namentlich an kleinen Zapfen und bei mäßigen Belastungen die unter 4. kurz behandelte Berechnung der Zapfen auf Festigkeit zurück. Die auf Grund derselben ermittelten Durchmesser stellen oft Mindestwerte dar, die vergrößert werden müssen, um in das Gebiet der flüssigen Reibung zu kommen. Es empfiehlt sich daher häufig, den Durchmesser zunächst nach den unter 1. bis 3. entwickelten Gleichungen zu bestimmen und die Beanspruchungen auf Biegung und Drehung lediglich nachzuprüfen. Dagegen sind die unter 5. behandelten Wirkungen der Formänderungen der Zapfen äußerst wichtig; sie sind sorgfältig zu beachten.

### 1. Ermittlung des Lagerspiels und der Stärke der Schmierschicht an der engsten Stelle.

Die Stärke  $h$  der Schmierschicht an der engsten Stelle war auf Seite 629 an Hand der Größe  $\Phi$  und der Abb. 1096 ermittelt worden. Trägt man nun  $\Phi$  nach der Zusammenstellung 115 abhängig von dem Verhältnis  $\frac{h}{s/2}$  in einem Liniennetz auf, so erhält man eine

Kurve, die sich innerhalb des praktisch wichtigen Gebiets  $\frac{h}{s/2} = 0,05$  bis  $0,5$  genügend genau durch eine gleichseitige Hyperbel:

$$\frac{h}{s/2} \cdot \Phi = 2,08 \quad \text{oder} \quad \Phi = 1,04 \frac{s}{h} \quad (338)$$

ersetzen läßt. Wird diese Beziehung in Gleichung (312) eingeführt, so folgt:

$$\text{a) } s = \frac{\eta \cdot n \cdot d^2}{183600 \cdot h \cdot p} \cdot \frac{l}{d+l} \quad \text{oder} \quad \text{b) } h = \frac{\eta \cdot n \cdot d^2}{183600 \cdot s \cdot p} \cdot \frac{l}{d+l} \quad (339)$$

(gültig für  $h = 0,025 \dots 0,25 s$ ).

Diese Formeln gestatten die wechselweise Berechnung von  $s$  und  $h$  an einem Zapfen vom Durchmesser  $d$  und der Länge  $l$  unter bestimmten, durch  $p$ ,  $\eta$  und  $n$  gekennzeich-



neten Betriebsbedingungen, ohne  $\Phi$  bestimmen zu müssen. (Liegt aber der betrachtete Fall außerhalb der angeführten Grenzen, so muß man die Größe  $\Phi$ , wie auf Seite 630 angegeben, bei der Ermittlung heranziehen.) Sind  $s$  und  $h$  gegeben, so läßt sich je nach Umständen  $n$  oder  $p$  ermitteln.

Die geringste Zapfenreibungszahl  $\mu_{1 \min}$  und damit die kleinste Reibungsarbeit, die sowohl wegen Erhöhung des Wirkungsgrades des Getriebes wie auch wegen Beschränkung der Erwärmung des Lagers anzustreben ist, stellt sich nun, wie auf Seite 631 an Hand des Verlaufes von  $\kappa$  gezeigt wurde, bei  $h = \frac{s}{4}$  ein. Indem man diesen Wert in Gleichung (339a) einsetzt, findet man das vorteilhafteste Spiel:

$$s_{\text{best}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \eta \cdot n d^2}{183600 p} \cdot \frac{l}{d+l}} \approx 0,00467 d \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \cdot \frac{l}{d+l}}. \quad (340)$$

Hervorgehoben sei noch, daß nach Formel (339b) die Ölschichtdicke  $h$  um so größer wird, mithin um so mehr Sicherheit gegen Auftreten halbflüssiger Reibung bietet, je kleiner  $s$  ist.  $h$  nimmt nach der gleichen Beziehung verhältnisgleich der Drehzahl  $n$  und dem Quadrat des Durchmessers  $d$  zu, so daß größere Durchmesser die Ausbildung flüssiger Reibung unterstützen; mit zunehmender Pressung wird  $h$  geringer.

Dem Lagerspiel  $D - d$  sind nun untere Grenzen durch die Ausführbarkeit, der Stärke der Schmierschicht  $h$  aber durch den Ausklinkzustand gezogen. Die Ausführung der Zapfen und Lager erfolgt in neuzeitlichen Betrieben nach den Passungen der Dinormen. Im allgemeinen Maschinenbau werden für Lager, an die höhere Ansprüche gestellt werden, in erster Linie die Lehren der Laufsitz-Feinpassung des Einheitsbohrungssystems benutzt. Das u. a. im Triebwerkbau angewandte Einheitswellensystem hat annähernd die gleichen Spiele. Seltener wird man an genügend kurzen Zapfen zum engen Laufsitz greifen. Dagegen muß man bei mehrfach gelagerten Wellen häufig wegen der Schwierigkeit, mehrere Lagerstellen genügend übereinstimmend herzustellen, leichten Laufsitz oder Schlichtlaufsitz ausführen. Auch bei großen Durchmessern kann es sich empfehlen, diese weiteren Sitze anzuwenden.

Neben dem Einhalten des Lagerspiels ist aber wichtig, daß die Flächen genau zylindrisch, die Achsen der Zapfen und Schalen also genau gerade sind. Nicht selten kommt es vor, daß sich die Werkzeuge infolge verschiedener Härte des Werkstoffes verlaufen und demzufolge z. B. die Mittellinien der Schalen unregelmäßig ausfallen. So lassen sich erfahrungsgemäß lange, ungeteilte Büchsen mit engem Laufsitz meist schwer und nicht ohne Klemmen mit ihren Zapfen zusammenstecken. Das richtige Spiel ist aber nicht allein bei der Herstellung einzuhalten, sondern auch beim Zusammenbau; dieser wird um so schwieriger, je mehr die Schalen unterteilt sind. Und schließlich verändern namentlich geteilte Schalen ihre Form durch die Wirkung der Belastung, falls sie nicht kräftig genug gehalten oder hinreichend unterstützt sind, oder sie werfen und verziehen sich infolge der Erwärmung beim Betriebe. Kleinere Verzerrungen können durch richtig geleitetes Einlaufen beseitigt, größere müssen durch besonderes Nacharbeiten ausgeglichen werden.

Die Wirkung des Spiels werde zunächst an einigen Zahlenbeispielen der Laufsitzpassung nach der Einheitsbohrung gezeigt.

Beispiel 7. Bei Durchmessern von 32 bis zu 50 mm beträgt nach DIN 777 und 773 das Kleinstspiel 0,025, das Größtspiel 0,075 mm. Sorgfältige Bearbeitung des Zapfens durch Schleifen und der Schale durch Aufreiben vorausgesetzt, darf man die Unebenheiten mit  $\delta_1 = \delta_2 = 0,005$  mm annehmen und muß daher in die Rechnungen:

als Kleinstspiel

$$s_{\min} = (D - d)_{\min} + 2(\delta_1 + \delta_2) = 0,025 + 0,02 = 0,045 \text{ mm},$$

als Größtspiel

$$s_{\max} = (D - d)_{\max} + 2(\delta_1 + \delta_2) = 0,075 + 0,02 = 0,095 \text{ mm}$$



einführen. Aus der Mindeststärke der Schmierschicht an der engsten Stelle läßt sich nun bei gegebener Pressung  $p$  und Zähigkeit des Schmiermittels  $\eta$  die Mindestdrehzahl berechnen, die ein Zapfen haben muß, wenn flüssige Reibung auftreten soll, sofern die später besprochenen Formänderungen der Zapfen und der Schale unberücksichtigt bleiben können. Löst man die Gleichung (339) nach  $n$  auf, so erkennt man an:

$$n = \frac{183\,600 \cdot s \cdot h \cdot p}{\eta \cdot d^2} \cdot \frac{d+l}{l},$$

daß die erforderliche Drehzahl um so höher liegt, je größer  $p$  ist.

Des leichteren Vergleichs wegen sei  $p$  durchweg mit  $10 \text{ kg/cm}^2$ ,  $\eta = 0,003 \frac{\text{kg/sek}}{\text{m}^2}$  und  $h = \delta_1 + \delta_2 = 0,001 \text{ cm}$  angenommen. Damit wird die Mindestdrehzahl für den Zapfen von  $d = 32 \text{ mm}$  Durchmesser bei  $l = 1,5 d = 48 \text{ mm}$  Länge, für den Fall, daß Kleinstspiel vorliegt:

$$n' = \frac{183\,600 \cdot 0,0045 \cdot 0,001 \cdot 10}{0,003 \cdot 3,2^2} \cdot \frac{3,2 + 4,8}{4,8} = 448,$$

im zweiten Grenzfall, beim Größtspiel:

$$n'' = \frac{183\,600 \cdot 0,0095 \cdot 0,001 \cdot 10}{0,003 \cdot 3,2^2} \cdot \frac{3,2 + 4,8}{4,8} = 946 \text{ Umdrehungen in der Minute.}$$

Dieser beträchtliche, durch die Spielgrenzen gegebene Unterschied in den Drehzahlen wird dadurch gemildert, daß die angenommenen äußersten Fälle, bei denen ein dickster Zapfen mit einer engsten Bohrung oder umgekehrt zusammentrifft, kaum vorkommen werden, sowie dadurch, daß das Einlaufen des Zapfens ausgleichend wirkt.

Zur Beurteilung des Einflusses verschiedener Zapfendurchmesser kann daher das mittlere Spiel von  $0,070 \text{ mm}$  und der entsprechende Wert  $n_m = 697$  dienen.

Für den größten Durchmesser  $d = 500 \text{ mm}$ , bis zu dem die Laufsitzpassung genormt worden ist, gelten die folgenden Spiele:

$$\begin{aligned} (D - d)_{\min} &= 0,06, & s_{\min} &= 0,08 \text{ mm;} \\ (D - d)_{\max} &= 0,18, & s_{\max} &= 0,20 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Nimmt man ferner, da die Länge solcher starken Zapfen verhältnismäßig kleiner gehalten zu werden pflegt,  $l = d = 500 \text{ mm}$  an, so werden die Grenzdrehzahlen, bei denen flüssige Reibung einsetzt:

$$n' = \frac{183\,600 \cdot 0,008 \cdot 0,001 \cdot 10}{0,003 \cdot 50^2} \cdot \frac{50 + 50}{50} = 3,9,$$

$$n'' = \frac{183\,600 \cdot 0,020 \cdot 0,001 \cdot 10}{0,003 \cdot 50^2} \cdot \frac{50 + 50}{50} = 9,7 \text{ in der Minute.}$$

Die Werte zeigen deutlich, daß, gleiche Zähigkeit der Schmiermittel und gleiche spezifische Belastung vorausgesetzt,

a) kleine Zapfen erst bei großen Umdrehzahlen, große dagegen schon bei sehr niedrigen so weit angehoben werden, daß die Unebenheiten ausklinken und somit flüssige Reibung eintritt,

b) daß die durch die Toleranzen der Laufsitzpassung gegebenen Grenzwerte von  $n$  an größeren Zapfen näher beieinander liegen. Zapfen größeren Durchmessers bieten mithin eine viel sichere Gewähr für die Entstehung flüssiger Reibung. Manchmal sind bei ihnen sogar größere Spiele, als der genannten Passung entsprechen, möglich und sogar zweckmäßig, wie Berechnungsbeispiel 13 zeigt.

In Abb. 1117 sind die Grenzdrehzahlen  $n$  für die normalen Durchmesser von 32 bis 500 mm dargestellt, indem über den Durchmessern als Abszissen die Kleinst- und Größtspiele unter Berücksichtigung der Unebenheiten und die zugehörigen Drehzahlen als Ordinaten aufgetragen wurden. Dabei ist angenommen, daß die Zapfenlänge  $l = 1,5 d$  bei kleinen Durchmessern auf  $1,0 d$  bei großen nach folgender Reihe sinkt:



$d =$	32—50	52—80	82—120	125—180	185—260	270—360	370—500 mm
$l =$	$1,5d$	$1,5d$	$1,4d$	$1,3d$	$1,2d$	$1,1d$	$1d$

wie auch über den einzelnen Durchmessergruppen angegeben ist. Übrigens gestatten die Kurven auch, die Grenzdrehzahlen  $n'$  bei beliebig anderem Flächendruck  $p'$  und anderer Zähigkeit  $\eta'$  nach:

$$n' = \frac{0,003 \cdot n_{\min} \cdot p'}{10 \cdot \eta'} = 0,0003 \frac{n_{\min} \cdot p'}{\eta'} \quad (341)$$

zu bestimmen und lassen sich daher namentlich bei Überschlagrechnungen vorteilhaft verwenden. Lläuft beispielweise ein Zapfen von 150 mm Durchmesser und  $l = 1,3 d = 195$  mm Länge unter  $p' = 12$  kg/cm<sup>2</sup> Flächendruck oder 3510 kg Belastung bei Schmierung mit Normalöl 16 (schwerem Maschinenöl) und einer Temperatur von 50°, so wird nach der Zusammenstellung 114, Seite 626,  $\eta' = 0,0107$ , während die Drehzahlen für den Ausklinkzustand:

beim kleinsten Spiel  $(D - d)_{\min} = 0,04$  mm von 29 auf

$$n' = \frac{0,0003 \cdot 29 \cdot 12}{0,0107} = 9,8$$

und beim Größtspiel  $(D - d)_{\max} = 0,12$  mm von 67 auf

$$n'' = \frac{0,0003 \cdot 67 \cdot 12}{0,0107} = 23 \text{ in der Minute}$$

sinken.

Mit der Schmierschichtstärke  $h$  an der engsten Stelle bei dauerndem Laufen an den Grenzwert im Ausklinkzustand  $\delta_1 + \delta_2$  heranzugehen, ist betriebstechnisch bedenklich, weil bei Störungen sofort halbflüssige Reibung mit rasch steigendem Widerstand eintritt. Zugunsten einer größeren Sicherheit, im Gebiet der flüssigen Reibung zu sein, empfiehlt es sich, größere Schmierschichtstärken anzustreben, selbst unter Inkaufnahme von etwas mehr Reibung. Nach Falz soll man, frei einstellbare Lager vorausgesetzt, bei dünnen raschlaufenden Wellen mindestens  $h = 0,02$ , bei mittleren 0,025, bei starken 0,03 bis 0,035 mm fordern. Nur an langsam laufenden Wellen wird man auf geringere Werte gehen müssen.

Ist das Spiel gegeben, so kann die Berechnung der Zähigkeit des geeigneten Schmiermittels in Frage kommen.

## 2. Berechnung der Reibungsarbeit.

Setzt man in der Grundgleichung (322)

$$a_{R_0} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi}$$

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{6000} \text{ (der}$$

Nenner ist 6000,

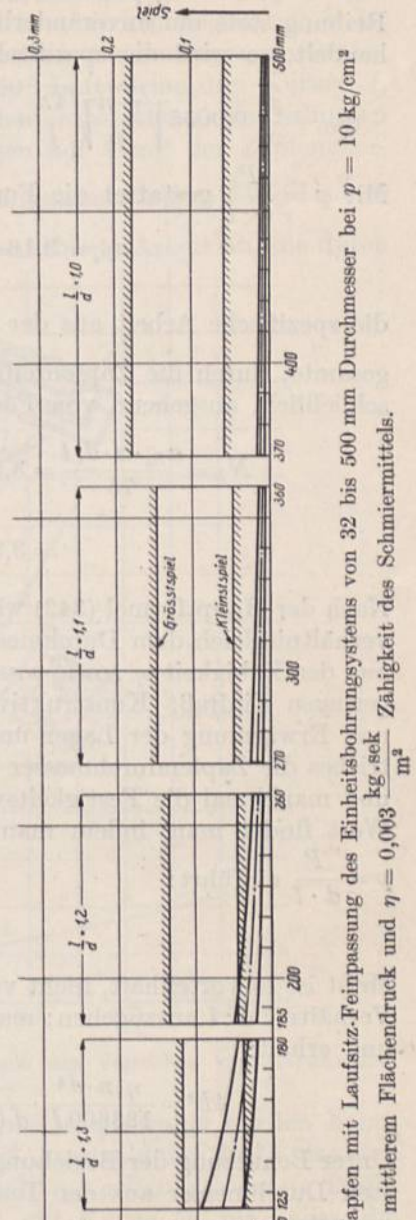
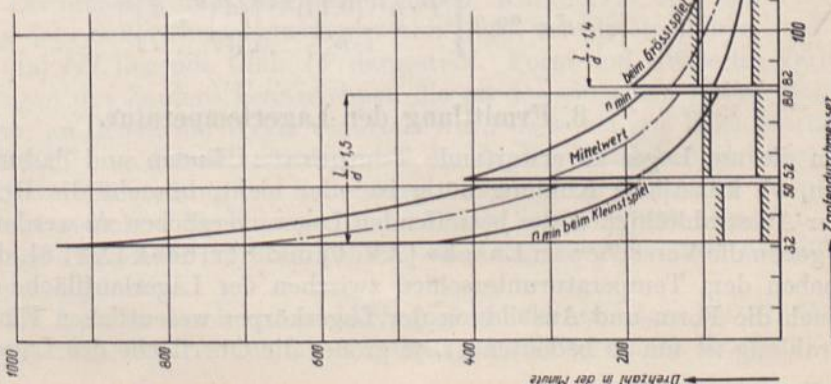


Abb. 1117. Grenzdrehzahlen von Zapfen mit Laufsitz-Feinpassung des Einheitsbohrungssystems von 32 bis 500 mm Durchmesser bei  $p = 10$  kg/cm<sup>2</sup> mittlerem Flächendruck und  $\eta = 0,003$  kg·sek/m<sup>2</sup> Zähigkeit des Schmiermittels.



wenn  $d$ , wie üblich, in cm eingeführt wird), sowie  $\mu_1$  nach Formel (315) ein und schreibt zur Vereinfachung  $p$  und  $P$  statt  $p_m$  und  $P_m$ , da es sich bei Zapfen unter flüssiger Reibung stets um unveränderliche oder doch in nur geringem Maße schwankende Drucke handelt, so wird die spezifische Reibungsarbeit:

$$a_{R_0} = \frac{p}{\pi} \cdot 0,0055 \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \sqrt{4 \frac{d}{l} + 1}} \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot n}{6000} = 9,16 \cdot 10^{-7} \cdot d \sqrt{\eta \cdot p \cdot n^3 \left(4 \frac{d}{l} + 1\right)} \frac{\text{kg m}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}. \quad (342)$$

Mit  $p = \frac{P}{d \cdot l}$  gestattet die Formel:

$$a_{R_0} = 9,16 \cdot 10^{-7} \sqrt{\eta \cdot P \cdot n^3 \left[4 \left(\frac{d}{l}\right)^2 + \frac{d}{l}\right]} \frac{\text{kg m}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2} \quad (343)$$

die spezifische Arbeit aus der Belastung  $P$  und dem Verhältnis  $\frac{d}{l}$  zu berechnen. Der gesamte, durch die Zapfenreibung entstehende Leistungsverlust in Pferdestärken wird schließlich, ausgehend von Formel (323):

$$\begin{aligned} N_R &= \frac{a_{R_0} \cdot \pi \cdot d \cdot l}{75} = 3,84 \cdot 10^{-8} d^2 \cdot l \sqrt{\eta \cdot p \cdot n^3 \left(4 \frac{d}{l} + 1\right)} \\ &= 3,84 \cdot 10^{-8} \cdot dl \sqrt{\eta \cdot P \cdot n^3 \left[4 \left(\frac{d}{l}\right)^2 + \frac{d}{l}\right]} \text{ PS}. \end{aligned} \quad (344)$$

Nach der Hauptformel (342) wächst die Reibungsarbeit im Gebiet der flüssigen Reibung verhältnismäßig dem Durchmesser  $d$ , der 1,5ten Potenz der Drehzahl  $n$  und der Wurzel aus der Zähigkeit  $\eta$  sowie aus dem Flächendruck  $p$ . Die Länge des Zapfens hat nur geringen Einfluß. Konstruktiv gilt es demnach zur Beschränkung der Reibungsarbeit und Erwärmung der Lager und zur Erzielung eines besseren Wirkungsgrades des Getriebes die Zapfendurchmesser so klein auszuführen, wie es die Sicherheit des Betriebes und manchmal die Festigkeitsverhältnisse gestatten. Den schmierungstechnisch besten Wert findet man, indem man in Gleichung (339a) das günstigste Spiel  $s = 4h$  und  $p = \frac{P}{d \cdot l}$  einführt:

$$4h^2 = \frac{\eta \cdot n \cdot d^3 \cdot l}{183600 P \cdot d + l}.$$

Meist ist es vorteilhaft, nicht von der Länge  $l$ , sondern von dem leichter zu schätzenden Verhältnis  $d:l$  auszugehen; man multipliziert zu dem Zwecke Zähler und Nenner mit  $d$  und erhält:

$$4h^2 = \frac{\eta \cdot n \cdot d^4}{183600 P \cdot d (d+l)} \cdot l^2 \quad \text{oder} \quad d = 29,3 \sqrt[4]{\frac{P h^2 \left[\left(\frac{d}{l}\right)^2 + \frac{d}{l}\right]}{\eta \cdot n}}. \quad (345)$$

Unter Benutzung der Beziehung (310) mit  $z = 2,6$  entsteht eine Formel, die den günstigsten Durchmesser aus der Temperatur  $t$ , die das Lager annehmen soll, zu berechnen gestattet:

$$d = 29,3 \sqrt[4]{\frac{P \cdot h^2 \cdot (0,1 t)^{2,6}}{i \cdot n} \left[\left(\frac{d}{l}\right)^2 + \frac{d}{l}\right]}. \quad (346)$$

### 3. Ermittlung der Lagertemperatur.

Um die am Lager zu erwartende Temperatur finden und dadurch beurteilen zu können, ob künstliche Kühlung nötig ist oder nicht, braucht die Reibungsarbeit nur mit der Ausstrahlungsfähigkeit des betreffenden Lagers verglichen zu werden. Anhaltspunkte dafür geben die Versuche von Lasche [XV, 9] und Stribeck [XV, 8], die gezeigt haben, daß neben dem Temperaturunterschied zwischen der Lagerlauffläche und der Außenluft auch die Form und Ausbildung der Lagerkörper wesentlichen Einfluß haben. Die Ausstrahlung ist um so bedeutender, je größer die Oberfläche des Lagers im Verhältnis



zu der des Zapfens ist. Aber auch den inneren Bau der Lager muß man in bezug auf die Wärmeleitfähigkeit beachten. Luft- oder gar Ölschichten, die durch Aussparungen der Schalen an ihrer Auflagefläche im Lagerkörper entstehen, wirken ungünstig; es ist vorteilhafter, die Schalen in ihrer vollen Breite zu bearbeiten und aufliegen zu lassen. Lasche gibt für die Beurteilung der Ausstrahlung bei 20° Luftwärme drei Kurven *I*, *II* und *III*, Abb. 1118. Als Abszissen dienen die Schalentemperaturen, als Ordinaten die Ausstrahlungen, umgerechnet in mkg/sek und bezogen auf 1 cm<sup>2</sup> der Zapfenoberfläche, um einen Vergleich mit der spezifischen Reibungsarbeit  $a_{R_0} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi}$  zu ermöglichen. Linie *I* gibt die nach Dulong und Petit berechnete Arbeit an, die durch

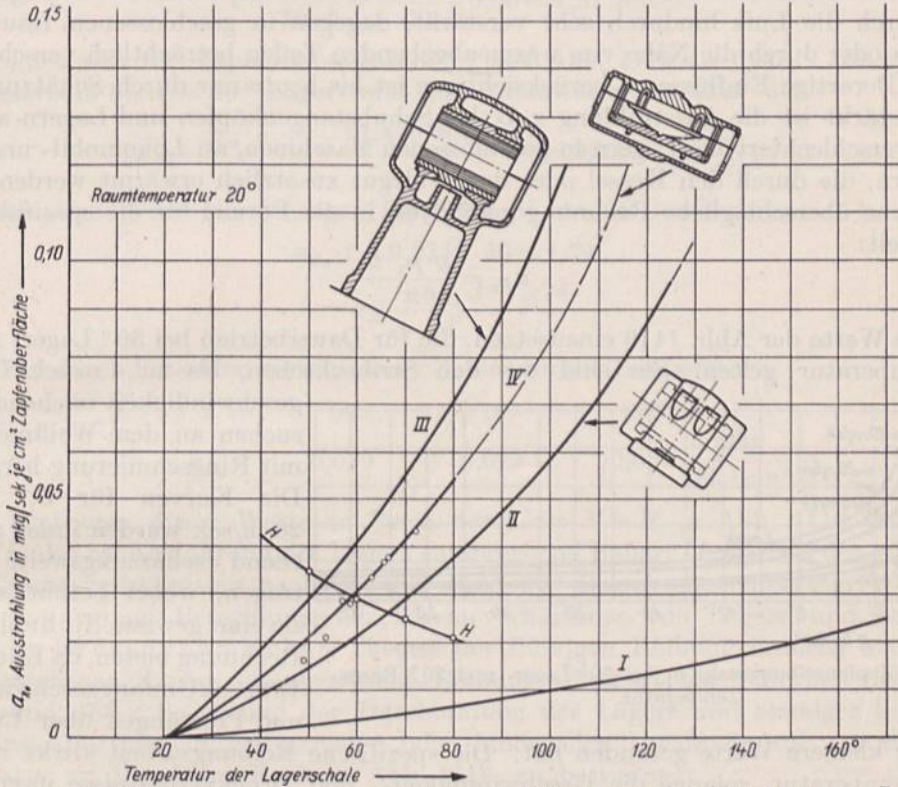


Abb. 1118. Ausstrahlungsfähigkeit von Lagern verschiedener Bauart nach den Versuchen von Lasche und Stribeck.

die Oberfläche des Zapfens allein in Form von Wärme ausgestrahlt werden kann. *I* darf als untere Grenzkurve betrachtet werden, da die Ausstrahlung durch das den Zapfen umgebende Lager sicher vergrößert wird. Für gedrängt gebaute Lager an Triebwerken, Dampfturbinen, rasch laufenden Dynamos usw. gilt Kurve *II*, für Lager, die besonders große Eisenmassen und Oberflächen haben, Kurve *III*. Aus den Versuchen von Stribeck an dem Sellersringschmierlager, Abb. 1097, errechnete Werte, sind durch die zwischen *II* und *III* liegende Linie *IV* dargestellt. Form und Größe im Verhältnis zu den Abmessungen des Zapfens kennzeichnen die an den einzelnen Linien stehenden Skizzen der Lager, an denen die Werte ermittelt wurden, wobei zur Erleichterung des Vergleichs die Maßstäbe so gewählt wurden, daß die Zapfenoberflächen gleichgroß ausfielen. Daß bei dieser Darstellung das Sellerslager mit einer im Verhältnis zum Zapfen kleinen Außenfläche zwischen die Kurven *II* und *III* zu liegen kommt, ist auf die dünnwandige, geräumige Ölkammer zurückzuführen, die, ringsum von Luft umspült, die Wärmeabgabe sehr begünstigt.

Nach Kurve *III* können durch ein reichlich groß gehaltenes Lager bei 80° Schalen- und 20° Raumtemperatur 0,07, durch ein Sellersringschmierlager nach Kurve *IV* 0,054,



durch ein gedrängt gebautes Lager nach Kurve *II* 0,037 kgm/sek, bezogen auf je 1 cm<sup>2</sup> der Zapfenoberfläche ausgestrahlt werden. Dagegen könnte der Zapfen allein nach Kurve *I* nur  $0,007 \frac{\text{kgm}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$  abgeben. Für Kurbel- und Schwungradwellenlager an Kolbenmaschinen liegen noch keine Untersuchungen vor. Schätzungsweise dürften die Werte wegen der meist großen Eisenmassen, welche die Wärme weiterleiten und ausstrahlen, nahe der Kurve *III* liegen.

Die Abführung der Wärme kann durch Luftzug, erzeugt durch Temperaturunterschiede oder durch nahe am Lager sitzende Kurbeln, Scheiben oder Räder, gelegentlich auch durch Anblasen mittels besonderer Ventilatoren oder durch Bewegung der Lager durch die Luft hindurch sehr verstärkt, dagegen in geschlossenen Räumen, in Gehäusen oder durch die Nähe von wärmeabgebenden Teilen beträchtlich verschlechtert werden. Derartige Einflüsse zu berücksichtigen ist bis heute nur durch Schätzung möglich. Verstärkt ist die Ausstrahlung z. B. bei Schubstangenköpfen und Lagern an Fahrzeugen, verschlechtert bei Lagern in geschlossenen Maschinen, an Lokomobil- und Walzwerklagern, die durch den Kessel oder das Walzgut zusätzlich erwärmt werden.

Für eine überschlägliche Rechnung genügt es, in die Formel für die spezifische Reibungsarbeit:

$$a_{R_0} = \frac{p \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi}$$

für  $\mu_1$  die Werte der Abb. 1119 einzusetzen, die für Dauerbetrieb bei 50° Lager- und 20° Raumtemperatur gelten. Sie sind aus den Stribeckschen, bis zu 4 m/sek Umfang-

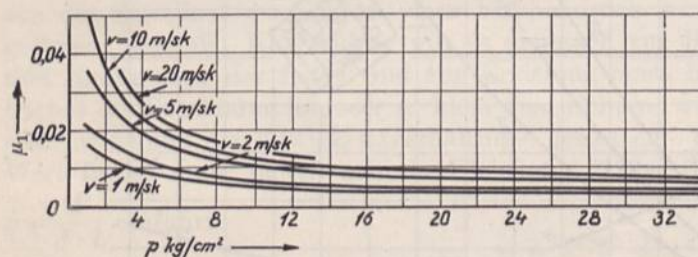


Abb. 1119. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  bei 50° Lager- und 20° Raumtemperatur.

geschwindigkeit reichenden Versuchen an dem Weißmetallager mit Ringschmierung hergeleitet. Die Kurven für 5, 10 und 20 m/sek wurden ihnen entsprechend schätzungsweise eingetragen, wobei betont sei, daß sie eine gewisse Sicherheit der Rechnung bieten, da Lasche bei 10 m/sek Umfangsgeschwindigkeit und Pressungen über 15 kg/cm<sup>2</sup>

durchweg kleinere Werte gefunden hat. Die spezifische Reibungsarbeit sinkt mit steigender Temperatur, solange die Geschwindigkeits- und Druckverhältnisse unverändert bleiben, gemäß den Zapfenreibungszahlen, also nach Kurven der Art, wie sie die Abb. 1103 und 1104 zeigen. Nähert man deren Verlauf durch gleichseitige Hyperbeln:

$$a_{R_0} \cdot t = \text{const} = a_{R_0}' \cdot t' \quad (347)$$

an, so erhält man in den Schnittpunkten mit den Kurven, Abb. 1118, die bei den verschiedenen Lagerbauarten zu erwartenden Beharrungstemperaturen, wie die unten folgenden Beispiele erläutern.

Allgemein ist noch zu beachten, daß die Reibungszahlen der Abb. 1119 an sorgfältig behandelten Lagern gefunden sind, daß aber durch Ausführungs- und Aufstellungsfehler ungenügendes Einlaufen, Unreinigkeiten im Öl usw. die Reibung sehr erhöht werden kann und daher Vorsicht geboten erscheint, wenn die zu erwartenden Wärmegrade hoch sind. An mehrfach gelagerten Wellen hängt die Verteilung der Auflagedrucke von der Ausführung und dem Einbau ab; beim Lauf kann daher leicht Überlastung und Warmlaufen einzelner Lager eintreten.

Als zulässig dürfen 70 bis 80° Öl- oder Lagerschalentemperatur erachtet werden. Bei einer Raumtemperatur  $t_r$ , die mehr als 20° beträgt, ist naturgemäß die Gefahr des Heißlaufens größer; die zu erwartende Temperatur am Lager wird um  $(t_r - 20)$  Grad höher sein, als die auf die beschriebene Weise ermittelte. Wichtige Lager sollten stets,



wie schon erwähnt, eine Bohrung für ein Thermometer zur Überwachung der Schalen- oder Öltemperatur bekommen.

Beispiel 8. Die Beharrungstemperatur, die ein Zapfen von 120 mm Durchmesser und 240 mm Länge annimmt, der dauernd unter einem Druck von  $P = 5000$  kg bei  $n = 250$  Umdrehungen in der Minute läuft, soll angenähert ermittelt werden.

Mittlerer Auflagedruck:

$$p_m = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{5000}{12 \cdot 24} = 17,4 \text{ kg/cm}^2,$$

Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi n d}{30 \cdot 2} = \frac{\pi \cdot 250}{30} \cdot 0,06 = 1,57 \text{ m/sek.}$$

Dafür findet sich die Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  aus Abb. 1119 zu 0,004. Die spezifische Reibungsarbeit bei  $t = 50^\circ$  Lager- und  $20^\circ$  Raumwärme ist also:

$$a_{R_0} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi} = \frac{17,4 \cdot 0,004 \cdot 1,57}{\pi} = 0,0348 \frac{\text{mkg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}.$$

Zur Aufzeichnung der gleichseitigen Hyperbel dient der Grundwert:

$$a_{R_0} \cdot t = 0,0348 \cdot 50 = 1,74.$$

$$a_{R_0}' = \frac{a_{R_0} \cdot t}{t'} = \frac{1,74}{t'}$$

liefert dann durch Einsetzen verschiedener Zahlen für die Temperatur:

$t' =$	60	70	80°	
$a_{R_0}' =$	0,029	0,025	0,022	$\frac{\text{mkg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$

Das Eintragen dieser Werte in Form der Linie  $H-H$  in Abb. 1118 ergibt nach Kurve *II*, also bei Ausführung des Lagers entsprechend Bauart *II*,  $66^\circ$ , bei den günstigeren Ausstrahlungsverhältnissen nach Art *III* rund  $54^\circ$  Beharrungstemperatur.

Zur genaueren Berechnung der Wärmeverhältnisse von Lagern und Zapfen auf Grund der hydrodynamischen Theorie der flüssigen Reibung braucht man nur an einem gegebenen Zapfen die spezifische Reibungsarbeit  $a_{R_0}$  nach Formel (342) zu ermitteln und unter Beachtung der Durchbildung des Lagers und etwaiger besonderer, die Wärmeableitung unterstützender oder hindernder Umstände die zu erwartende Temperatur an Hand der Kurven, Abb. 1118, zu bestimmen.

Wird die so gefundene Temperatur zu hoch, so muß der Zapfen oder das Lager umgestaltet oder die überschüssige Wärme künstlich abgeführt, das Lager gekühlt werden. Die abzuleitende Wärme  $Q$  in kcal/sek ergibt sich aus dem Unterschied der am Zapfen entwickelten Reibungswärme  $a_{R_0}$  und der Ausstrahlung, die mit  $a_s$  in  $\frac{\text{kgm}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$  bezeichnet sei, zu:

$$Q = \frac{(a_{R_0} - a_s) \pi \cdot d \cdot l}{427} \text{ kcal/sek.} \quad (348)$$

Die zur Kühlung nötigen Wasser- oder Ölmengen  $q$  in l/sek folgen bei einer Zuflußtemperatur des Kühlmittels von  $t_1^0$ , einer Abflußtemperatur von  $t_2^0$ , einem Einheitsgewicht  $\gamma$  kg/dm<sup>3</sup> und einer spezifischen Wärme  $c$  aus:

$$Q = \frac{q}{\gamma} c \cdot (t_2 - t_1) \quad \text{oder} \quad q = \frac{\gamma \cdot Q}{c (t_2 - t_1)} = \frac{\gamma (a_{R_0} - a_s) \pi \cdot d \cdot l}{427 c \cdot (t_2 - t_1)}. \quad (349)$$

Für Öl ist  $\gamma$  im Durchschnitt 0,9,  $c = 0,4$ , für Wasser  $\gamma = 1$ ,  $c = 1$ .

Beispiel 9. Die Wärmeverhältnisse am Zapfen des Beispiels 8 sind bei Schmierung mit Motorenöl der Gasmotorenfabrik Deutz genauer zu untersuchen. Nach Abb. 1094 nimmt das Öl bei verschiedenen Wärmegraden, die in der folgenden Zusammenstellung



angegebenen Zähigkeiten an, mit denen sich an Hand der Formel (342) die darunter angeführten spezifischen Reibungsarbeiten ergeben.

Öltemperatur $t$		30	40	50	60	70°
Zähigkeit	nach Engler $E$ . . . . .	20	11,3	6,8	4,4	3,1
	absolut $\eta$ . . . . .	0,0134	0,0076	0,0045	0,0028	0,0019 $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$
Spezifische Reibungsarbeit $a_{R_0}$ . . . . .		0,0364	0,0273	0,0211	0,0166	0,0137 $\frac{\text{mkg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$

Beispielweise hat das Öl bei  $t = 30^\circ$  Temperatur eine Zähigkeit von  $E = 20$  Englergraden, aus der sich bei einem spezifischen Gewicht  $\gamma = 0,9 \text{ kg/dm}^3$  nach (309) eine absolute Zähigkeit:

$$\eta = \gamma \left( 0,00074 E - \frac{0,00064}{E} \right) = 0,9 \left( 0,00074 \cdot 20 - \frac{0,00064}{20} \right) = 0,0134 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$$

errechnet. Aus Abb. 1095 kann dieser Wert unmittelbar abgelesen werden. Damit wird:

$$\begin{aligned} a_{R_0} &= 9,16 \cdot 10^{-7} d \sqrt{\eta \cdot p \cdot n^3 \left( \frac{4d}{l} + 1 \right)} = 9,16 \cdot 10^{-7} \cdot 12 \sqrt{\eta \cdot 17,4 \cdot 250^3 \left( \frac{4 \cdot 12}{24} + 1 \right)} \\ &= 0,314 \sqrt{\eta} = 0,314 \sqrt{0,0134} = 0,0364 \frac{\text{mkg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}. \end{aligned}$$

Trägt man die Werte von  $a_{R_0}$  in Abhängigkeit von  $t$  auf einem über Abb. 1118 gelegten Stück Pauspapier auf, so ist an Hand des Schnittes mit Kurve III bei Ausführung des Lagers mit größeren Außenmaßen eine Beharrungstemperatur von  $46^\circ$ , bei der gedrängten Ausführung nach II von  $55^\circ$  zu erwarten. Sie liegen, wie vorauszu-sehen war, etwas niedriger als bei der oben durchgeführten angenäherten Berechnung.

Für den Fall II mögen noch die übrigen wichtigen Werte ermittelt werden. Das Öl hat bei  $55^\circ$  5,3 Englergrade oder eine absolute Zähigkeit  $\eta = 0,0035 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$ , wobei  $a_{R_0} = 0,0186 \frac{\text{mkg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$  wird. Wie groß ist die zu erwartende geringste Stärke der Schmier-schicht, wenn Zapfen und Lager nach der Laufsitzpassung der Dinormen mit einem mittleren Spiel von  $D - d = 0,07 \text{ mm}$  bei einer Größe der Unebenheiten von  $\delta_1 = \delta_2 = 0,005 \text{ mm}$  hergestellt werden?

Der Berechnung zugrunde zu legendes Spiel nach (337):

$$s = D - d + 2(\delta_1 + \delta_2) = 0,07 + 2(0,005 + 0,005) = 0,09 \text{ mm}.$$

Daraus Stärke der Schmierschicht nach Formel (339b):

$$h = \frac{\eta \cdot n \cdot d^2}{183600 \cdot s \cdot p} \cdot \frac{l}{d+l} = \frac{0,0035 \cdot 250 \cdot 12^2}{183600 \cdot 0,009 \cdot 17,4} \cdot \frac{24}{12+24} = 0,0029 \text{ cm oder } 0,03 \text{ mm}.$$

Diese im Verhältnis zum Spiel beträchtliche Stärke der Schmierschicht macht die Nachprüfung erforderlich, ob die Gültigkeitsgrenzen der benutzten Formel eingehalten sind. Da  $h = 0,322 s$  ist, trifft das tatsächlich nicht zu und damit wird die Nachrechnung unter Ermittlung des Wertes  $\Phi$  nach Formel (312) notwendig. Es ergibt sich:

$$\Phi = \frac{191000 \cdot p \cdot s^2}{\eta \cdot n \cdot d^2} \cdot \frac{d+l}{l} = \frac{191000 \cdot 17,4 \cdot 0,009^2}{0,0035 \cdot 250 \cdot 12^2} \cdot \frac{12+24}{24} = 3,20.$$

Aus Zusammenstellung 115 oder an Hand der Kurve Abb. 1096 folgt aus dem Schnitt des Polstrahles durch  $M$  und den Punkt  $\Phi = 3,20$  mit der Linie  $ABM$ :

$$h' = 0,60 \cdot \frac{s}{2} = 0,60 \cdot \frac{0,09}{2} = 0,027 \text{ mm}.$$



Flüssige Reibung ist demnach mit großer Sicherheit verbürgt. Fragt man nach dem günstigsten Spiel, so führt Formel (340) zu:

$$s_{best} = 0,00467 \cdot d \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \cdot \frac{l}{d+l}} = 0,00467 \cdot 12 \sqrt{\frac{0,0035 \cdot 250}{17,4} \cdot \frac{24}{12+24}} = 0,0103 \text{ cm oder } 0,1 \text{ mm}$$

und einer Schmierschichtstärke an der engsten Stelle von:

$$h = \frac{s}{4} = 0,025 \text{ mm.}$$

Schließlich beziffert sich die gesamte am Zapfen verloren gehende Leistung nach (344) auf:

$$N_R = \frac{a_{R_0} \cdot \pi \cdot d \cdot l}{75} = \frac{0,0186 \cdot \pi \cdot 12 \cdot 24}{75} = 0,224 \text{ PS.}$$

#### 4. Berechnung der Zapfen auf Festigkeit.

Bei Stirnzapfen ist die Beanspruchung auf Biegung gemäß den Formeln (327) oder (328) maßgebend. Da es in Rücksicht auf die weitere Berechnung vielfach zweckmäßig ist, das Verhältnis  $\frac{l}{d}$  anzunehmen, kann Formel (328) auch in der Form:

$$d = \sqrt[2]{\frac{5 P l}{k_b \cdot d}} \quad (350)$$

benutzt werden. Bei mitten in einer Welle sitzenden Halszapfen ist von den an der Stelle auftretenden größten Biege- und Drehmomenten auszugehen.

#### 5. Wirkung der Formänderung der Zapfen.

In Betracht kommen die Durchbiegung, Krümmung und Schiefstellung, denen die Zapfen durch die äußeren Kräfte unterliegen, Formänderungen, die von der gleichen Größenordnung sind, wie die Schmierschichtstärke und deshalb sorgfältig berücksichtigt werden müssen. Da sich nun die Durchbiegungen aus einem Schiefstehen, entsprechend der mittleren Neigung der elastischen Linie der Welle und einer Krümmung des Zapfens selbst zusammensetzen lassen, genügt es, die Wirkung dieser beiden Formänderungsarten zu untersuchen. Schiefe Lage eines Zapfens zu seiner Schale erzeugt Kantenpressung, läßt sich aber, wenn die Neigung dauernd dieselbe bleibt, durch richtigen Zusammenbau oder durch Einlaufenlassen unschädlich machen. Ändert sich aber die Neigung, so müssen selbsteinstellbare Schalen verwendet oder die Wirkungen durch Verkürzen oder Verstärken des Zapfens gemildert werden. Die Notwendigkeit sich selbst einstellender Schalen in Fällen, wo flüssige Reibung erzielt werden soll, wird vielfach noch nicht genügend beachtet. Verhältnismäßig lange, hochbelastete Schalen ( $l \geq 2, 6$ , selbst  $2 d$ ) sollten, namentlich wenn sie veränderlicher Belastung ausgesetzt sind, stets selbsteinstellbar gemacht werden.

Die Krümmung eines Zapfens oder der elastischen Linie von Wellen ruft, je nachdem, ob sie an der Stelle der dünnsten Schmierschicht erhaben oder hohl verläuft, Verminderungen der Schmierschichtstärke oder Kantenpressungen hervor, Wirkungen, die nur durch genügend kräftige und kurze Zapfen beschränkt werden können.

An Stirnzapfen errechnet sich die größte Pfeilhöhe  $f$  der elastischen Linie unter der etwas zu ungünstigen Annahme gleichmäßiger Verteilung des Flächendrucks an der Lauffläche nach Abb. 1120 wie folgt. In der Entfernung  $x$  vom Zapfenende ist nach der Gleichung der elastischen Linie:

$$f = \overline{AC} - \overline{BC} = y - \frac{\delta \cdot x}{l} = \frac{\alpha \cdot P \cdot l^3}{J} \left( \frac{x}{6l} - \frac{x^4}{24l^4} - \frac{1}{8} \frac{x}{l} \right) = \frac{\alpha \cdot P \cdot l^3}{24J} \left( \frac{x}{l} - \frac{x^4}{l^4} \right).$$

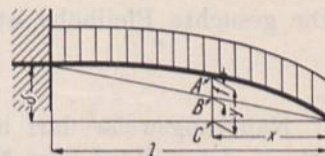


Abb. 1120. Zur Berechnung der Pfeilhöhe der elastischen Linie an Stirnzapfen.



Setzt man den Differentialquotient  $\frac{df}{dx} = 0$ , so ergibt sich der größte Wert von  $f$  bei  $x = 0,63 l$  und zwar zu:

$$f_{\max} = 0,02 \frac{\alpha \cdot P \cdot l^3}{J} \quad \text{oder} \quad 0,08 \alpha \cdot \sigma_b \cdot \frac{l^2}{d}. \quad (351)$$

Der Einfluß auf die Stärke der Schmierschicht an der engsten Stelle dürfte hinreichend berücksichtigt sein, wenn man zur Summe der Unebenheiten  $\frac{f_{\max}}{2}$  hinzuzählt, also mit:

$$h_{\min} = \delta_1 + \delta_2 + \frac{f_{\max}}{2} \quad (352)$$

rechnet, namentlich, da die Ebenen der größten Durchbiegung und der engsten Stelle nicht ganz zusammenfallen.

Zahlenbeispiel 10. Läßt man an einem Stirnzapfen von  $d = 20$  cm Durchmesser und  $l = 30$  cm Länge eine Biegebeanspruchung von  $\sigma_b = 700$  kg/cm<sup>2</sup> zu, so wird bei Fluß-

stahl mit einer Elastizitätszahl  $\alpha = \frac{1}{2\,200\,000}$  cm<sup>2</sup>/kg:

$$f_{\max} = 0,08 \cdot \alpha \cdot \sigma_b \cdot \frac{l^2}{d} = \frac{0,08 \cdot 700 \cdot 30^2}{2\,200\,000 \cdot 20} = \frac{1,15}{1000} \text{ cm}.$$

Bei  $\delta_1 = \delta_2 = 0,0005$  cm steigt  $h_{\min}$  von 0,001 nach Gleichung (352) immerhin auf:

$$h_{\min} = \delta_1 + \delta_2 + \frac{f_{\max}}{2} = 0,0005 + 0,0005 + \frac{0,00115}{2} = 0,0016 \text{ cm}.$$

An kleineren Zapfen ist der Einfluß naturgemäß geringer. Z. B. wird an einem geometrisch ähnlichen von 50 mm Durchmesser und 75 mm Länge unter den gleichen Verhältnissen

$$f_{\max} = \frac{3}{10\,000} \text{ cm}.$$

An den Halszapfen durchlaufender Wellen läßt sich die Pfeilhöhe an Hand der Biegemomentenfläche ermitteln. Bedeuten in Abb. 1121  $F_1$  und  $F_2$  die Inhalte der Momentenflächen links und rechts der Zapfenmitte in cmkg · cm und  $\xi_1$  und  $\xi_2$  ihre Schwerpunktabstände von den Zapfenenden in cm, so sind die Durchbiegungen  $\delta_1$  und  $\delta_2$  der elastischen Linie im Abstände  $\frac{l}{2}$  von der Zapfenmitte, bezogen auf die dort angelegte Tangente nach Formel (32) dargestellt durch:

$$\delta_1 = \alpha \int \frac{M_x \cdot x \cdot d_x}{J_x} \approx \frac{20 \cdot \alpha \cdot F_1 \cdot \xi_1}{d^4} \quad \text{und} \quad \delta_2 = \frac{20 \cdot \alpha \cdot F_2 \cdot \xi_2}{d^4}.$$

Abb. 1121. Zur Ermittlung der Pfeilhöhe der elastischen Linie an Halszapfen.

Die gesuchte Pfeilhöhe ist dann:

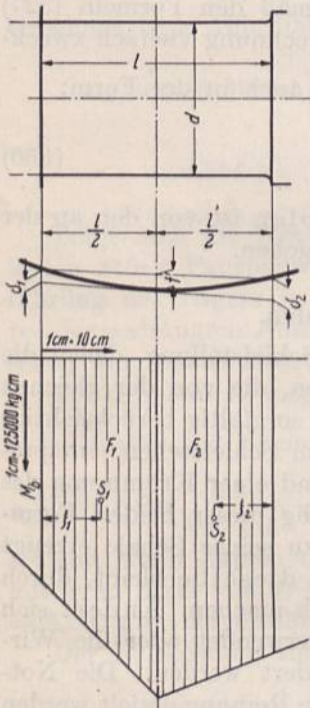
$$f' = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} = \frac{10 \alpha}{d^4} (F_1 \xi_1 + F_2 \xi_2). \quad (353)$$

Näherungsweise darf man die Trapeze der Momentenflächen durch Rechtecke ersetzen, deren Höhe dem Moment in der Zapfenmitte entspricht. Dann werden die Abstände  $\xi_1$  und  $\xi_2 = \frac{l}{4}$  und:

$$f' = \frac{10 \cdot \alpha}{d^4} \left( M_b \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{l}{4} + M_b \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{l}{4} \right) = \frac{2,5 \alpha \cdot M_b \cdot l^2}{d^4}$$

oder unter Ersatz von  $\frac{10 M_b}{d^3}$  durch  $\sigma_b$ :

$$f' = 0,25 \alpha \cdot \sigma_b \cdot \frac{l^2}{d}. \quad (354)$$





Der Vergleich der Formeln (351) und (354) zeigt, daß die größte Pfeilhöhe am Halszapfen gleicher Abmessung und gleicher Beanspruchung rund 3,1mal größer ist als am Stirnzapfen. Die bekannte Neigung von Mittellagern zum Heißlaufen ist eben auf die bedeutenderen Formänderungen zurückzuführen, die höhere Kantenpressung oder stärkere Verminderung der Schmierschichtdicke in der Lagermitte zur Folge haben. Sie läßt sich, wie Formel (354) lehrt, in erster Linie durch Verringern der Lagerlänge oder durch Niedrighalten der Biegespannung bekämpfen.

Zahlenbeispiel 11. Würde der Zapfen des Beispiels 10 von  $d = 20$  cm Durchmesser und  $l = 30$  cm Länge als Halszapfen einem größten Biegemoment von 549800 cmkg, entsprechend  $\sigma_b = 700$  kg/cm<sup>2</sup>, ausgesetzt sein und würde die Momentenfläche nach Abb. 1121 verlaufen, so ergibt sich folgender Rechnungsgang: Da der Längenmaßstab 1:10 ist und 1 cm<sup>2</sup> 125000 · 10 = 1250000 cmkg · cm bedeutet, die Flächen  $F_1 = 5,48$  und  $F_2 = 6,18$  cm<sup>2</sup> Inhalt haben und die Abstände  $\xi_1 = 0,77$ ,  $\xi_2 = 0,76$  cm sind, so wird:

$$f' = \frac{10 \alpha}{d^4} (F_1 \xi_1 + F_2 \xi_2) = \frac{10}{2200000 \cdot 20^4} (5,48 \cdot 1250000 \cdot 0,77 \cdot 10 + 6,18 \cdot 1250000 \cdot 0,76 \cdot 10) = \frac{3,21}{1000} \text{ cm.}$$

Die Näherungsformel (354) liefert:

$$f' = 0,25 \alpha \cdot \sigma_b \frac{l^2}{d} = \frac{0,25 \cdot 700 \cdot 30^2}{2200000 \cdot 20} = \frac{3,58}{1000} \text{ cm,}$$

einen etwas zu großen Wert, wie im vorliegenden Falle nach der Form der Momentenfläche in Abb. 1121 zu erwarten war.

## 6. Berechnung von Zapfen mit Laufsitzpassung, die unter flüssiger Reibung laufen.

Den Weg, den zweckmäßigsten Durchmesser  $d$  bei Laufsitzpassung zu berechnen, wenn die Belastung  $P$  und die Umdrehzahl  $n$  in der Minute gegeben sind, hat Falz zuerst angegeben [XV, 20]. Die folgenden Formeln sind auf dem gleichen Wege, aber so aufgestellt, daß sie ein beliebiges Verhältnis  $\frac{l}{d}$  und die Ausstrahlungsfähigkeit der Lager anschaulich an Hand der Abb. 1118 zu berücksichtigen gestatten. Das mittlere Spiel der Laufsitzpassung unter Einschluß der gewöhnlichen Beträge für die Oberflächenrauigkeit läßt sich genügend genau durch die empirische Gleichung:

$$s = \frac{\sqrt[3,3]{d}}{224} = \frac{d^{0,303}}{224} \quad (355)$$

ausdrücken. In Formel (340) eingeführt, wird:

$$\frac{4 \eta \cdot n \cdot d^2}{183600 p} \cdot \frac{l}{d+l} = s_{best}^2 = \frac{d^{0,606}}{224^2}$$

oder die Zähigkeit:

$$\eta = 0,915 \frac{p}{n \cdot d^{1,4}} \left( \frac{d}{l} + 1 \right). \quad (356)$$

Bei dieser Zähigkeit stellt sich eine Stärke der Ölschicht an der engsten Stelle:

$$h = \frac{s}{4} = \frac{d^{0,303}}{900} \quad (357)$$

ein. Dadurch wird auch der schmierungstechnisch günstigste Wert für  $d$  nach Formel (345) gewährleistet, wie man sich überzeugt, wenn man  $\eta$  und  $h$  dort einsetzt.



Durch Einführung von  $\eta$  in die Formel (343) entsteht eine Beziehung zur Reibungsarbeit oder Ausstrahlungsfähigkeit an Lagern mit Laufsitzpassung:

$$a_{R_0} = 8,75 \cdot 10^{-7} \frac{P \cdot n \cdot d}{d^{1,7} \cdot l} \sqrt{4 \left(\frac{d}{l}\right)^2 + 5 \frac{d}{l} + 1},$$

aus der die Formel:

$$d = C \sqrt[1,7]{\frac{P \cdot n}{a_{R_0}}} \quad (358)$$

zur Bestimmung von  $d$  folgt, wenn  $P$  und  $n$  gegeben sind, die zulässige spezifische Reibungsarbeit  $a_{R_0}$  aber, je nach der Bauart der Lager an Abb. 1118 geschätzt wird.  $C$  ist eine nur vom Verhältnis  $\frac{l}{d}$  abhängige Größe:

$$C = 2,73 \cdot 10^{-4} \sqrt[1,7]{\frac{d}{l} \sqrt{4 \left(\frac{d}{l}\right)^2 + 5 \frac{d}{l} + 1}}, \quad (359)$$

deren Werte Zusammenstellung 122 zu entnehmen sind.

Zusammenstellung 122. Werte von  $C$  und  $C^{1,7}$  in der Falzschen Formel für verschiedene Verhältnisse  $\frac{l}{d}$ .

$\frac{l}{d}$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
$C$	$8,97 \cdot 10^{-4}$	$7,67 \cdot 10^{-4}$	$6,70 \cdot 10^{-4}$	$5,97 \cdot 10^{-4}$	$5,38 \cdot 10^{-4}$	$4,91 \cdot 10^{-4}$	$4,52 \cdot 10^{-4}$
$\log C$	0,9528 — 4	0,8845 — 4	0,8263 — 4	0,7756 — 4	0,7310 — 4	0,6910 — 4	0,6550 — 4
$C^{1,7}$	$6,60 \cdot 10^{-6}$	$5,06 \cdot 10^{-6}$	$4,02 \cdot 10^{-6}$	$3,30 \cdot 10^{-6}$	$2,77 \cdot 10^{-6}$	$2,37 \cdot 10^{-6}$	$2,06 \cdot 10^{-6}$
$\log C^{1,7}$	0,8197 — 6	0,7037 — 6	0,6047 — 6	0,5186 — 6	0,4426 — 6	0,3747 — 6	0,3135 — 6

$\frac{l}{d}$	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0
$C$	$4,19 \cdot 10^{-4}$	$3,91 \cdot 10^{-4}$	$3,65 \cdot 10^{-4}$	$3,46 \cdot 10^{-4}$	$3,11 \cdot 10^{-4}$	$2,83 \cdot 10^{-4}$
$\log C$	0,6222 — 4	0,5922 — 4	0,5621 — 4	0,5388 — 4	0,4926 — 4	0,4519 — 4
$C^{1,7}$	$1,81 \cdot 10^{-6}$	$1,61 \cdot 10^{-6}$	$1,43 \cdot 10^{-6}$	$1,31 \cdot 10^{-6}$	$1,09 \cdot 10^{-6}$	$9,29 \cdot 10^{-7}$
$\log C^{1,7}$	0,2577 — 6	0,2067 — 6	0,1556 — 6	0,1159 — 6	0,0375 — 6	0,9682 — 7

Zahlenbeispiel 12. Der Zapfen und das Lager des Beispiels 8 für  $P = 5000$  kg Dauerbelastung bei  $n = 250$  Umdr./min. sollen zwecks Ausführung nach den Normen der Laufsitzpassung (Einheitsbohrung) berechnet werden. Das Lager werde nach Bauart II der Abb. 1118 durchgebildet.

Um den Einfluß verschiedener Zapfenlängen im Verhältnis zum Durchmesser zu zeigen, sei die Rechnung für  $\frac{l}{d} = 1, 1,5$  und  $2$  durchgeführt. Nach Kurve II der Abb. 1118 ist die Ausstrahlungsfähigkeit  $a_{R_0}$  bei  $20^\circ$  Luft- und  $70^\circ$  Öltemperatur am Lager zu  $0,029$  mkg/sek  $\cdot$  cm<sup>2</sup> anzunehmen. Man ermittelt zunächst den Zapfendurchmesser nach Formel (358) und an Hand des angenommenen Verhältnisses  $\frac{l}{d}$  die Zapfenlänge  $l$ . Das Ausführungsmaß des Durchmessers wird man der Reihe der Normdurchmesser der DIN 3 anpassen, die Länge aber auf 5 oder 10 mm abrunden, wenn man sich nicht sogar an die Normalzahlen der DIN 323 halten will. Die unten eingetragene Beanspruchung auf Biegung  $\sigma_b$  gilt für Stirnzapfen. Wichtig ist die Berechnung der Zähigkeit  $\eta$ , um das für den Betrieb bei  $70^\circ$  zweckmäßige Öl an Hand der Zusammenstellung 114 aussuchen zu können. Schließlich dient Formel (344) zur Bestimmung des Reibungsverlustes in Pferdestärken. Die Werte  $s$ ,  $h$ ,  $\mu_1$  und  $v$  sind nur der besseren Veranschaulichung wegen ermittelt worden. Neben denjenigen von  $s$  nach Formel (355) sind eingeklammert die an den Normen der Laufsitzfeinpassung nach dem Einheitsbohrungssystem ermittelten



Spiele eingetragen.  $p$ ,  $\mu_1$  und  $v$  müssen, in Formel (322) eingesetzt, angenähert den angenommenen Wert  $a_{R_0}$  ergeben und können so zur Nachprüfung der Rechnung dienen.

Zapfen Nr.	1	2	3
$l: d$ . . . . .	1	1,5	2
$d = C \sqrt[1,7]{\frac{P \cdot n}{a_{R_0}}} = C \sqrt[1,7]{\frac{5000 \cdot 250}{0,029}}$ . . . . .	16,67	11,3	8,77 cm
$l$ . . . . .	16,67	16,95	17,54 cm
Gewählt $d \cdot l$ . . . . .	16,5 · 16,5	11,5 · 17,0	9,0 · 17,5 cm
Flächendruck $p = \frac{P}{d \cdot l}$ . . . . .	18,4	25,6	31,8 kg/cm <sup>2</sup>
Beanspruchung auf Biegung $\sigma_b = \frac{5 P \cdot l}{d^3}$ . . . . .	91,8	279	600 kg/cm <sup>2</sup>
Zähigkeit $\eta = 0,915 \frac{p}{n \cdot d^{1,4}} \left( \frac{d}{l} + 1 \right)$ . . . . .	0,00266	0,00514	0,00800 $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$
Ölsorte nach Zusammenstellung 114 . . . . .	NÖ 12	NÖ 16	NÖ 24
Reibungsleistung $N = \frac{a_{R_0} \cdot \pi \cdot d \cdot l}{75}$ . . . . .	0,331	0,238	0,175
Mittleres Spiel $s = \frac{\sqrt[3,3]{d}}{224}$ . . . . .	0,0104 (0,01)	0,00936 (0,009)	0,00869 (0,009) cm
Schmierschichtstärke $h = \frac{s}{4}$ . . . . .	0,0026	0,00234	0,00217 cm
Zapfenreibungszahl $\mu_1 = 0,0055 \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \left( 4 \frac{d}{l} + 1 \right)}$ . . . . .	0,00234	0,00237	0,00241
Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{6000}$ . . . . .	2,16	1,51	1,18 m/sek

Beim Vergleich mit dem im Beispiel 5 nach der bisherigen Art berechneten Zapfen zeigt sich, daß die hydrodynamische Theorie im vorliegenden Falle auf wesentlich günstigere und namentlich kürzere Zapfen führt.

Ob aber die Rechnungsergebnisse praktisch anwendbar sind, ist von der Höhe der Biegebeanspruchung  $\sigma_b$ , der Zähigkeit  $\eta$  der zu benutzenden Öle und den Formänderungen, denen die Zapfen durch die Belastung ausgesetzt sind, abhängig. Während die Werte von  $\sigma_b$  in allen drei Fällen an Stirnzapfen zulässig sind, ergeben sich für den zweiten und namentlich den dritten Zapfen Öle, die sehr zähflüssig sind und die unter Druck zugeführt werden müßten, nicht aber für Tropf- oder selbsttätige Schmierung geeignet wären. Schmierringe würden in solchem Öl, wenn es nach längerem Stillstande kalt geworden ist, zu großen Widerstand finden und versagen. Will man etwas leichtflüssigere Öle verwenden, so bietet die Formel (339), die Möglichkeit, die Wirkung nachzurechnen, wie am Beispiel 9 auf Seite 663 gezeigt ist. Verwendet man am Zapfen 2 ein Öl von etwa den Eigenschaften des Normalöles 8 der Zusammenstellung 114, so ergibt sich eine Beharrungstemperatur von 62°. Die Schmierschichtstärke sinkt aber bei der zugehörigen Zähigkeit  $\eta = 0,00305 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$  auf 0,00142 cm und damit auch die Sicherheit gegen den Eintritt halbflüssiger Reibung.

Etwas vorteilhafter werden die Verhältnisse, wenn man das günstigste Spiel nach der Formel (340):

$$s_{\text{best}} = 0,00467 d \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \cdot \frac{l}{d+l}} = 0,00467 \cdot 11,5 \sqrt{\frac{0,00305 \cdot 250}{25,6} \cdot \frac{17}{11,5+17}} = 0,00716 \text{ cm}$$

zugrunde legt, da dann die Schmierschichtstärke an der engsten Stelle auf  $\frac{s_{\text{best}}}{4} = 0,0018$  cm steigt. Die genaue Einhaltung dieses sehr kleinen Spiels ist aber nicht leicht.

Sorgfältig sind die Formänderungen an den längeren Zapfen zu beachten. Wird Zapfen Nr. 3 als Stirnzapfen verwandt, so wird die größte Pfeilhöhe nach Formel (351):

$$f_{\text{max}} = 0,08 \alpha \cdot \sigma_b \cdot \frac{l^2}{d} = \frac{0,08 \cdot 600 \cdot 17,5^2}{2200000 \cdot 9} = \frac{7,42}{10000} \text{ cm},$$



die unter Berücksichtigung der Unebenheiten der Zapfen- und Schalenoberfläche zu einer Mindeststärke der Ölschicht nach Formel (352)

$$h_{\min} = \delta_1 + \delta_2 + \frac{f_{\max}}{2} = 0,0005 + 0,0005 + 0,00037 = 0,0014 \text{ cm}$$

führt. Die oben berechnete Stärke von 0,00217 cm bietet jedoch bei zähem Zylinderöl noch völlig ausreichende Sicherheit gegen Störungen.

Anders liegen die Verhältnisse, wenn der Zapfen mitten in einer Welle sitzt und vergleichsweise derselben Biegebeanspruchung  $\sigma_b = 600 \text{ kg/cm}^2$  ausgesetzt ist. Dann wird die Pfeilhöhe nach der Näherungsformel (354) 3,1 mal so groß, erreicht also 0,0026 cm und verlangt eine Mindeststärke der Ölschicht von 0,0023 cm, während nach der Berechnung nur 0,00217 cm vorhanden sind, so daß flüssige Reibung nicht möglich ist. Der Zapfen dürfte also nur an Stellen, wo mäßige Biegemomente auftreten, verwendet werden.

Dagegen ist der Zapfen mit  $\frac{l}{d} = 1,5$  auch als Halszapfen brauchbar. Er bietet etwa die gleiche Sicherheit, wie der Stirnzapfen mit  $\frac{l}{d} = 2$ , da die Pfeilhöhe  $f_{\max} = 0,00189$  und die Größen  $h_{\min} = 0,00195 \text{ cm}$ ,  $h - h_{\min}$  aber 0,00039 gegenüber 0,00035 cm am Stirnzapfen werden.

Bei der Verwendung des dünnflüssigeren Normalöls 8 reicht die Schmierschicht selbst bei genauer Einhaltung des günstigsten Spiels nicht mehr aus. Die Benutzung eines genügend dickflüssigen Öles ist also geboten.

Berechnungsbeispiel 13. Die Wärme- und Reibungsverhältnisse an dem Zapfen einer Turbodynamo von 120 mm Durchmesser und 300 mm Länge für 1800 kg Belastung bei  $n = 3000$  Umdr./min. sind zu untersuchen. Als Öl soll Normalöl 3 verwendet und eine Temperatur des Lagers von  $50^\circ$  zugelassen werden.

Ölzähigkeit bei  $50^\circ$  nach Zusammenstellung 114:

$$\eta = 0,0152 i = 0,0152 \cdot 0,119 = 0,00181 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$$

Bei  $\frac{d}{l} = \frac{120}{300} = 0,4$  wird die spezifische Reibungsarbeit nach Formel (343):

$$a_{R_0} = 9,16 \cdot 10^{-7} \sqrt{\eta \cdot P \cdot n^3 \left[ 4 \left( \frac{d}{l} \right)^2 + \frac{d}{l} \right]}$$

$$= 9,16 \cdot 10^{-7} \sqrt{0,00181 \cdot 1800 \cdot 3000^3 [4 \cdot 0,4^2 + 0,4]} = 0,277 \frac{\text{m} \cdot \text{kg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$$

Sie ist so groß, daß sie keinesfalls durch Ausstrahlung abgegeben werden kann; das Lager muß künstlich gekühlt werden. Ein Lager von gedrängter Bauart kann nach Kurve II der Abb. 1118, bei  $50^\circ$  0,015, ein solches von schwerer Bauart nach Kurve III 0,029 mkg/sek  $\cdot$  cm<sup>2</sup> ausstrahlen. Legt man der weiteren Rechnung vorsichtigerweise den niedrigeren Wert zugrunde, so müssen am ganzen Lager nach Formel (348):

$$Q = \frac{(a_{R_0} - a_s) \pi \cdot d \cdot l}{427} = \frac{(0,277 - 0,015) \cdot \pi \cdot 12 \cdot 30}{427} = 0,694 \frac{\text{kcal}}{\text{sek}}$$

künstlich abgeleitet werden.

Die dazu nötige Kühlwassermenge beträgt bei  $t_1 = 20^\circ$  Zufluß- und  $t_2 = 40^\circ$  Abflußtemperatur nach (349):

$$q = \frac{\gamma \cdot Q}{c(t_2 - t_1)} = \frac{1 \cdot 0,694}{1(40 - 20)} = 0,035 \text{ kg/sek} \quad \text{oder} \quad 2,1 \text{ l/min.}$$

An Öl mit  $\gamma = 0,9$  und  $c = 0,4$  würden:

$$q' = \frac{q}{\gamma \cdot c} = \frac{2,1}{0,9 \cdot 0,4} = 5,8 \text{ l/min}$$

notwendig sein.



Vgl. hierzu das Turbodynamolager, Abb. 1500, bei dem das Kühlwasser durch die hohlgegossenen Lagerschalen geleitet wird. Zur Schmierung dient bei der dargestellten älteren Ausführung noch Preßöl; es wird nahe der tiefsten Stelle durch eine breite Nut zugeführt, umspült den Zapfen und fließt oben im Scheitel ab, um in einem Ölkühler zurückgekühlt und wieder in Umlauf gesetzt zu werden. Flächendruck am Zapfen:

$$p = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{1800}{12 \cdot 30} = 5 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung auf Biegung im Falle der Verwendung als Stirnzapfen:

$$\sigma_b = \frac{5 P \cdot l}{d^3} = \frac{5 \cdot 1800 \cdot 30}{12^3} = 156 \text{ kg/cm}^2.$$

Das schmiertechnisch günstigste Zapfenspiel ist nach (340):

$$s_{best} = 0,00467 \cdot d \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \cdot \frac{l}{d+l}} = 0,00467 \cdot 12 \sqrt{\frac{0,00181 \cdot 3000}{5} \cdot \frac{30}{12+30}} = 0,0494 \text{ cm}.$$

Zieht man den üblichen Betrag für die Oberflächenrauigkeit von 0,002 cm ab, so bleibt als zweckmäßiger Unterschied des Bohrungs- und Zapfendurchmessers 0,0474 cm, ein Spiel, das beträchtlich größer ist als das mittlere der Laufsitzpassung von nur 0,007 cm.

Auch die Schmierschichtstärke  $h = \frac{s}{4} = 0,012 \text{ cm}$  gewährleistet flüssige Reibung mit großer Sicherheit.

### C. Berechnung kegelliger und kugelliger Tragzapfen.

Diese seltener benutzten Formen werden kaum für wichtige Zapfen unter flüssiger Reibung verwendet werden. Deshalb ist im folgenden nur auf ihre Berechnung für halbflüssige Reibung ähnlich den zylindrischen Tragzapfen im Abschnitt IV A eingegangen.

An kegelligen Tragzapfen, Abb. 1079, besteht der Unterschied nur darin, daß bei der Bestimmung des Auflagedrucks und der Reibungsarbeit der mittlere Durchmesser zugrunde gelegt wird. Bei der Berechnung auf Biegung könnte die Mittelkraft etwas näher am dickeren Ende angenommen werden; meist wird jedoch als Hebelarm, an dem die Auflagekraft wirkt,  $\frac{l}{2}$  eingesetzt.

An kugelligen Tragzapfen, Abb. 1122, darf die Auflagebreite  $b$  annähernd zu  $0,7 d$  gewählt, der mittlere Durchmesser zu  $0,9 d$  geschätzt und dann der mittlere Flächendruck  $p$  aus:

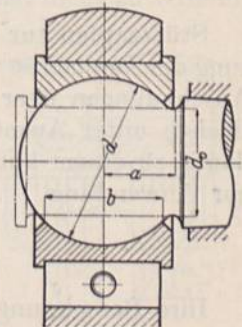
$$p = \frac{P}{f} = \frac{P}{0,9 \cdot b \cdot d} = \frac{P}{0,63 d^2} \quad (360)$$

bestimmt werden.  $p$  sollte, wenn möglich niedriger sein, wie auf Abb. 1122. Kugelzapfen. S. 644 angegeben ist.

Die verhältnismäßig geringe Länge der Lagerschalen führt zu großen Zapfendurchmessern und Lagermaßen, die schwierige Herstellung der kugelligen Flächen an den Zapfen und in den Schalen macht die Ausführung teuer; Umstände, die begründen, daß man kugelige Zapfen tunlichst vermeiden soll. Sie finden sich als Kurbelzapfen an Sägegattern und an Lokomotiven, um geringe seitliche Ausweichungen oder Schwingungen der Schubstangen zu ermöglichen.

Die Beanspruchung des Halses auf Biegung verlangt ein Widerstandsmoment:

$$W \approx \frac{d_0^3}{10} = \frac{P \cdot a}{k_b},$$





$a$  und  $d_0$  ergeben sich aus der Aufzeichnung, bei welcher der seitliche Ausschlag der Stange zu berücksichtigen und auf eine gute Abrundung am Übergang vom Zapfen zur Welle zu achten ist. Als Anhalt kann  $d_0 = 0,6 d$  dienen.

Bei der Berechnung des Zapfens gegen Warmlaufen wird zweckmäßig die Geschwindigkeit  $v = \frac{\pi d n}{60}$ , also die größte, dem Kugeldurchmesser  $d$  entsprechende eingesetzt und  $p \cdot v$  etwa nach den Angaben S. 648 gewählt.

Beispiel 14. Kugelzapfen für 3500 kg Belastung bei 100 Umläufen in der Minute.  $p = 50 \text{ kg/cm}^2$ .

$$f' = \frac{P}{p} = \frac{3500}{50} = 70 \text{ cm}^2 = 0,63 d^2.$$

Daraus:  $d = \sqrt{\frac{f'}{0,63}} = \sqrt{\frac{70}{0,63}} = 10,5 \text{ cm}$ ; gewählt  $d = 110 \text{ mm}$ .

Nachrechnung auf Biegung:  $a$  ergibt sich beim Aufzeichnen zu 46,  $d_0$  zu 70 mm

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot P \cdot a}{\pi d_0^3} = \frac{32 \cdot 3500 \cdot 4,6}{\pi 7^3} = 478 \text{ kg/cm}^2, \quad \text{— zulässig —,}$$

auf Warmlaufen:

$$p_m = \frac{P}{0,9 \cdot b \cdot d} = \frac{3500}{0,9 \cdot 7,8 \cdot 11} = 45,3 \text{ kg/cm}^2, \quad v = \frac{\pi d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,11 \cdot 100}{60} = 0,576 \text{ m/sek.}$$

$$p_m \cdot v = 45,3 \cdot 0,576 = 26,1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek.}}$$

Ausführung nach Abb. 1122. Die strichpunktierten Linien deuten einen zylindrischen Zapfen an, der ungefähr denselben Beanspruchungen unterliegt, aber einen wesentlich kleineren Stangenkopf verlangt.

## V. Berechnung der Stützzapfen.

Stützzapfen zur Aufnahme von Kräften, die ausschließlich oder vorwiegend in Richtung der Drehachse wirken, wurden früher mit ebenen Laufflächen versehen. Die neueren Anschauungen über die Schmiermittelreibung führten zur Ausbildung schräger Tragflächen unter Ausnützung der flüssigen Reibung in keiligen Schmierschichten und damit zu einem äußerst wichtigen Fortschritt. Kugelige Stützzapfen kommen selten zur Anwendung.

### A. Stützzapfen mit ebenen Laufflächen.

Ihre Berechnung erfolgt 1. auf Flächendruck, 2. auf Sicherheit gegen Warmlaufen. Nur an ringförmigen und Kammzapfen ist die Verbindung mit der Welle auf Festigkeit nachzuprüfen.

#### 1. Berechnung auf Flächendruck.

Sie pflegt unter der Annahme gleichmäßiger Verteilung auf der ganzen Auflagefläche durchgeführt zu werden, wobei der mittlere Flächendruck  $p$ , an bewährten Ausführungen ermittelt, ähnlich wie an Tragzapfen nur als Vergleichswert zu betrachten ist. Am vollen Spurzapfen, Abb. 1080, ist:

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2}, \quad (361)$$



am ringförmigen Spurzapfen, Abb. 1081:

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)}, \tag{362}$$

am Kammzapfen mit  $z$  Ringen, Abb. 1082:

$$p = \frac{P}{z \cdot \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)}. \tag{363}$$

Die von den Schmiernuten eingenommene Fläche, die häufig 10 bis 20% beträgt, Abb. 1124, ist bei hohen Belastungen abzuziehen.

Für die Wahl des mittleren Auflagedrucks gelten die bei den Tragzapfen auf Seite 644 aufgeführten Gesichtspunkte. Da aber die Verhältnisse im allgemeinen, namentlich an großen Spurzapfen, ungünstiger liegen als bei den Tragzapfen, empfiehlt es sich, selbst bei mäßigen Geschwindigkeiten unter den dort angegebenen Werten zu bleiben.

Sonderwerte. An Wasserturbinen hat sich nach Pfarr für die Stützfläche ein hartes, fast weißes Gußeisen gut bewährt, das bei gehärtetem und geschliffenem Stahlzapfen und Ölschmierung bis zu 90 kg/cm<sup>2</sup> verträgt. Als Mittelwert empfiehlt Pfarr 50 bis 70 kg/cm<sup>2</sup>. Eichen- und Pockholz, in Wasser laufend, darf mit 8 bis 10, höchstens 20 kg/cm<sup>2</sup> belastet werden.

An Kammzapfen ist die Schwierigkeit, die Stützflächen so auszuführen, daß alle Ringe gleichmäßig tragen und der Umstand, daß ein Ring, der warm läuft, sich ausdehnt und noch mehr belastet und gefährdet wird, durch Wahl eines besonders niedrigen Wertes für  $p$  zu berücksichtigen. Für die Drucklager der Schiffswellen gibt Bauer an:

Auf Frachtdampfern . . . . .	3—4 kg/cm <sup>2</sup> ,
Auf Personendampfern . . . . .	4—5,5 „
Auf schweren Kriegsschiffen . . . . .	5—6 „
Auf leichten Kriegsschiffen . . . . .	7—9 „

Die Annahme, daß sich der Auflagedruck auf der ganzen Zapfenfläche gleichmäßig verteilt, daß also überall der mittlere Flächendruck herrscht, ist nicht zutreffend, weil 1. das Öl am äußeren Rande entweichen und deshalb dort geringere Pressung haben wird und weil 2. mit halbflüssiger Reibung und daher mit Abnutzung der Flächen gerechnet werden muß. Bei gleichmäßigem Flächendruck würde die Abnutzung am Rande infolge der größeren Geschwindigkeit stärker sein und eine schwach gewölbte Lauffläche unter Erhöhung des Flächendrucks im mittleren Teil erzeugen.

Auf die Bedingung, daß die Abnutzung überall gleich groß sein muß, wenn die Laufflächen eben bleiben sollen, gründet sich die Reyesche Theorie der Druckverteilung an Stützapfen. Nimmt man an, die Abnutzung in irgend einem Punkte sei dem dort herrschenden Flächendruck  $p$  und der vorhandenen Gleitgeschwindigkeit  $v$  verhältnismäßig, so ist die Bedingung für überall gleiche Abnutzung  $p \cdot v = \text{konst}$  oder, da  $v$  in gleichem Maße wie der Halbmesser  $r$  wächst,  $p \cdot r = C$ . Danach ist die Verteilung des Flächendrucks durch eine gleichseitige Hyperbel, Abb. 1123, gegeben, deren Asymptoten die Drehachse und die Lauffläche sind und die am mittleren Durchmesser den mittleren Flächendruck aufweist. Denn:

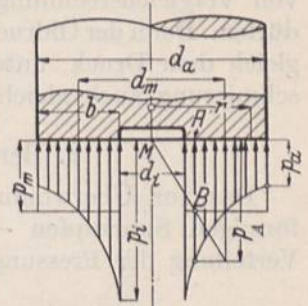


Abb. 1123. Verteilung des Flächendrucks an einem Spurzapfen nach Reye.

$$P = \int p \cdot df = C \int_{r_i}^{r_a} \frac{2\pi r dr}{r} = 2\pi C (r_a - r_i) = 2\pi C \cdot b$$



gibt:

$$C = \frac{P}{2\pi b} = p \cdot r$$

oder den Flächendruck  $p_r$  in der Entfernung  $r$  von der Mitte:

$$p_r = \frac{P}{2\pi r \cdot b}. \quad (364)$$

Auf dem Kreis vom mittleren Durchmesser ist  $r = \frac{d_m}{2}$  und daher:

$$p_m = \frac{P}{\pi \cdot d_m \cdot b}, \quad (365)$$

also gleich dem mittleren Druck  $p$  nach Formel (362), während der größte Druck am inneren Rande eines ringförmigen Zapfens:

$$p_i = \frac{P}{\pi \cdot d_i \cdot b}, \quad (366)$$

der kleinste am Außenrande:

$$p_a = \frac{P}{\pi \cdot d_a \cdot b} \quad (367)$$

ist. Pfarr empfiehlt, der Berechnung von Turbinenzapfen  $p_i = 100$  bis  $170 \text{ kg/cm}^2$  zugrunde zu legen.

Zeichnerisch findet man den Verlauf der Pressung, indem man in einem beliebigen Punkte  $A$  ein Lot  $AB$  von der Länge  $p_m$  errichtet und einen Strahl vom Mittelpunkt  $M$  durch  $B$  zieht, der auf dem Lote am Ende von  $r_m$  die Pressung  $p_A$  im Punkte  $A$  abschneidet.

Im Mittelpunkt eines vollen Zapfens wird  $p_i$  theoretisch unendlich groß, ein Wert, der tatsächlich nicht erreicht wird, da die Baustoffe schon nachgeben und ausweichen, wenn der Flächendruck die Fließgrenze überschreitet, der aber doch darauf hinweist, den mittleren Teil eines vollen Spurzapfens nicht zu benutzen, weil dort die Schmierung durch den hohen Flächendruck sehr erschwert wird. Meist wird deshalb die Mitte ausgespart und zur Zuführung des Öls benutzt.

Auf die Reyesche Theorie gegründete Rechnungen haben ebenfalls nur den Wert von Vergleichsrechnungen, die auf außergewöhnliche Fälle nicht angewendet werden dürfen. Denn der Öldruck müßte am äußeren Rande der Lauffläche gleich Null, am inneren gleich dem Druck, unter dem das Öl zufließt, z. B. im Falle einer einfachen Umlaufschmierung auch gleich Null sein.

## 2. Berechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen.

Das zur Überwindung der Zapfenreibung nötige Drehmoment wird beim ringförmigen Spurzapfen — wieder unter der einfachen Voraussetzung gleichmäßiger Verteilung der Pressung —, nach Abb. 1081:

$$M_R = \int \mu_1 \cdot p \cdot df \cdot r = \mu_1 \cdot p \cdot \int df \cdot r.$$

Nimmt man als Flächenelement einen Kreisring vom Halbmesser  $r$  und der Breite  $dr$ , so geht die Gleichung über in:

$$M_R = \mu_1 \cdot p \int 2\pi r \cdot dr \cdot r = 2\pi \cdot \mu_1 \cdot p \int r^2 dr = 2\pi \mu_1 \cdot p \cdot \frac{r^3}{3} \Big|_{\frac{d_i}{2}}^{\frac{d_a}{2}} = \frac{\pi}{12} \cdot p \cdot \mu_1 (d_a^3 - d_i^3).$$

Mit:

$$P = p \cdot f = p \cdot \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)$$

oder:

$$p = \frac{4}{\pi} \frac{P}{d_a^2 - d_i^2}$$



wird am ringförmigen Spurzapfen oder an einem Kammzapfen mit beliebig vielen, aber gleich großen Ringen:

$$M_R = \frac{1}{3} P \cdot \mu_1 \frac{d_a^3 - d_i^3}{d_a^2 - d_i^2}. \quad (368)$$

Für den vollen Spurzapfen ist  $d_i = 0$ ,  $d_a = d$  und:

$$M_R = \frac{1}{3} P \cdot \mu_1 \cdot d. \quad (369)$$

In beiden Formeln fällt das Reibungsmoment durch die Annahme, daß  $p$  sich gleichmäßig verteilt, größer aus, als wenn ein von innen nach außen abnehmender Druck zugrunde gelegt wird. Die Voraussetzung erhöht mithin die Sicherheit der Rechnung.

Die Reibungsarbeit  $A_R$  ist durch das Produkt des Reibungsmomentes und der Winkelgeschwindigkeit dargestellt; sie wird an einem ringförmigen Spurzapfen oder einem Kammzapfen:

$$A_R = M_R \cdot \omega = \frac{\pi}{12} \cdot \mu_1 \cdot p \cdot \omega (d_a^3 - d_i^3).$$

Bei einem mittleren Durchmesser  $d_m$  und der Breite  $b$  der Lauffläche, also  $d_a = (d_m + b)$ ;  $d_i = (d_m - b)$  geht  $A_R$  über in:

$$A_R = \frac{\pi}{2} \cdot \mu_1 \cdot p \cdot \omega \cdot d_m^2 \cdot b \left(1 + \frac{1}{3} \frac{b^2}{d_m^2}\right) = \frac{1}{2} \mu_1 \cdot P \cdot d_m \cdot \omega \left(1 + \frac{1}{3} \frac{b^2}{d_m^2}\right)$$

und da  $\frac{\omega \cdot d_m}{2}$  gleich der Zapfengeschwindigkeit  $v_m$  am mittleren Durchmesser, die spezifische Reibungsarbeit aber:

$$a_R = \frac{A_R}{f_1}$$

ist, wird schließlich für den ringförmigen Spur- oder den Kammzapfen:

$$a_R = \mu_1 \cdot p \cdot v_m \left(1 + \frac{1}{3} \frac{b^2}{d_m^2}\right). \quad (370)$$

Am vollen Spurzapfen ist die Reibungsarbeit:

$$A_R = M_R \cdot \omega = \frac{1}{3} \cdot P \cdot \mu_1 \cdot d \cdot \omega$$

oder mit:

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p \quad \text{und} \quad \frac{\omega \cdot d}{2} = v,$$

$$A_R = \frac{1}{6} \pi \mu_1 \cdot v \cdot d^2 \cdot p$$

und die spezifische:

$$a_R = \frac{A_R}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{2}{3} \mu_1 \cdot v \cdot p. \quad (371)$$

$v$  ist dabei die größte auftretende Geschwindigkeit am äußeren Umfange des Zapfens.

Die Gefahr des Heißlaufens kann in entsprechender Weise wie an Tragzapfen nach dem Produkt  $p \cdot v_m$  beurteilt werden, wobei  $v_m$  die mittlere Geschwindigkeit an der Lauffläche ist.

Es darf unter Beachtung der Art der Schmierung gewählt werden: an ebenen oder ringförmigen Spurzapfen von Wasserturbinen

$$p \cdot v_m = 15-25 \text{ bis höchstens } 40 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}}.$$



An Kammzapfen, bei welchen die Wärmeableitung meist sehr erschwert ist, pflegt man nur halb so große Werte zuzulassen.

Bei reichlicher Ölzufuhr unter Druck ist die Wärmeabführung günstig, dementsprechend dürfen dabei die höheren Zahlen eingesetzt werden; wenn die Schmierung spärlich ist oder die Reibungsarbeit durch Halslager noch vergrößert wird, muß man die niedrigeren Werte wählen. Beim Überschreiten der angeführten Zahlen ist Kühlung nötig.

Setzt man in  $p \cdot v_m$  die für den ringförmigen Zapfen geltenden Werte:

$$p = \frac{P}{f} = \frac{P}{\pi \cdot d_m \cdot b} \quad \text{und} \quad v_m = \frac{\omega \cdot d_m}{2 \cdot 100} = \frac{\omega \cdot d_m}{200}$$

ein, wobei  $d_m$  den mittleren Durchmesser in cm,

$b$  die Breite der Lauffläche, radial gemessen in cm,

$\omega$  die Winkelgeschwindigkeit

bedeuten, so folgt:

$$p \cdot v_m = \frac{P \cdot \omega}{200 \pi \cdot b} \approx \frac{P \cdot n}{6000 b} \quad (372)$$

Die Reibungsarbeit ist danach unabhängig vom mittleren Durchmesser, dagegen umgekehrt verhältnismäßig der Laufringbreite  $b$ . Ein Ringzapfen, der bei der Nachrechnung auf Reibungsarbeit zu große Werte für  $p \cdot v_m$  ergibt, kann daher durch Vergrößerung der Breite betriebsicher gemacht werden. Am vollen, ebenen Zapfen entspricht  $b$  dem halben Durchmesser  $\frac{d}{2}$ .

Pfarr [XV, 21] führt folgende Beispiele anerkannt gut laufender Stützzapfen an, bemerkt aber dazu, daß manche der Ausführungen ein Wagnis darstellen, indem sie Belastungen zeigen, denen man sich nur im äußersten Falle nähern sollte.

$d_a$ cm	$d_i$ cm	$P$ kg	$n$	$p$		$v_m$ m/sek	$p \cdot v_m$ $\frac{\text{kg m}}{\text{cm}^2 \text{ sek}}$	
				berechnet kg/cm <sup>2</sup>	$p_i$ kg/cm <sup>2</sup>			
12,0	4,0	6200	32	61,1	122,2	0,134	8,2	
35,9	28,5	9400	40	16,3	191,3	0,713	11,6	
17,8	6,0	12600	47	57,2	113,4	0,293	16,8	
17,5	5,0	17300	46,5	78,5	176,5	0,274	21,5	
42,0	29,0	6000	150	8,3	10,1	2,79	23,2	
50,0	33,0	20000	60	18,1	22,7	1,302	23,6	
54,0	38,0	26300	43	22,8	27,6	1,036	23,6	
6,0	0,0	5150	100	183	$\infty$	0,157	28,8	
54,0	38,0	15950	87,5	13,8	16,7	2,11	29,1	
49,0	31,0	40000	40	35,4	45,7	0,83	29,4	Lauffen, Kühlrippen Wetter (Ruhr) kalt.
15,0	3,0	9600	122	56,7	169,8	0,575	32,6	
16,0	10,5	4100	160	35,9	45,3	1,11	39,8	
10,0	2,0	10000	96	132,5	398,0	0,302	40,0	
14,0	5,0	7536	150	56,2	106,7	0,746	41,9	
24,0	6,0	55000	41,5	129,5	324,0	0,326	42,2	
46,0	31,0	6500	300	7,2	8,9	6,05	43,5	Schongau, Kühlschlange, Bremen.

Versuche an einem einzelnen Druckring für ein Schiffsturbinendrucklager stellte Lasche [XV, 10] an. Bei denselben wurde eine Grenzbelastung, an die man zur Beurteilung der Betriebsicherheit des Lagers heranging, von 39,1 kg/cm<sup>2</sup> Pressung bei 11,6 m/sek mittlerer Geschwindigkeit erreicht, allerdings unter starker Wasserkühlung und sehr reichlicher Ölzufuhr. Während der mit Weißmetall überzogene Druckring völlig eben und glatt gehalten war, war der gehärtete und geschliffene stählerne Laufring mit eingefrästen und an ihren Kanten aufs sorgfältigste abgerundeten Nuten nach Abb. 1124 versehen. Eine Ausführung, die sich als bedeutend tragfähiger erwies als die übliche, bei der die Schmiernuten in der Weißmetallfläche liegen. Denn das Weißmetall gibt



unter hohem Druck leicht nach, versetzt die Nuten und beeinträchtigt die Schmierung. Die Nuten am Druckring traten mit etwa 1 mm<sup>2</sup> Querschnitt aus den Laufflächen heraus, zu dem Zwecke, vom Öl mitgerissene Unreinigkeiten, die das Weißmetall anfrassen würden, hinauszuspülen.

Bei der Berechnung bestimmt man nach Wahl des Flächendrucks die nötige Auflagefläche und rechnet dann den Zapfen auf Sicherheit gegen Warmlaufen nach. Soll der Druck am inneren Rande eine gewisse Höhe  $p_i$  nicht überschreiten, so ist nach den Formeln (366) und (365)  $\frac{p_i}{p} = \frac{d_m}{d_i}$ . Unter Benutzung der weiteren Beziehungen  $d_i = d_m - b$  und  $P = p \cdot \pi \cdot d_m \cdot b$  lassen sich die Maße  $d_m$ ,  $b$ ,  $d_i$  und  $d_a$  des Zapfens berechnen:

$$d_m = \sqrt{\frac{P}{\pi(p_i - p)} \frac{p_i}{p}}; \quad b = \frac{P}{p \cdot \pi \cdot d_m};$$

$$d_i = d_m - b; \quad d_a = d_m + b.$$

Ist zu erwarten, daß die Reibungsarbeit maßgebend ist, so empfiehlt es sich, zuerst die Breite  $b$  der Lauffläche aus:

$$b = \frac{P \cdot n}{6000(p \cdot v_m)} \quad (372a)$$

unter Annahme des Wertes für  $p \cdot v_m$  festzulegen und dann unter Nachrechnung des mittleren Flächendrucks zu ermitteln, ob ein Vollzapfen genügt oder ein Ringzapfen genommen werden muß.

Die nötigen Festigkeitsrechnungen an den Ring- und Kammzapfen zeigt Beispiel 15.

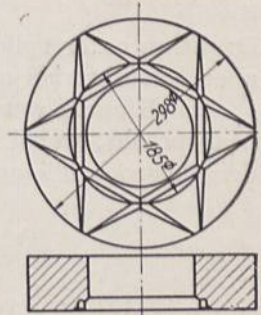


Abb. 1124. Druckring eines Schiffsturbinenlagers. Nach Lasche. M. 1:10.

### 3. Berechnungsbeispiele.

Beispiel 14. Stützapfen einer Wasserturbine für  $P = 20100$  kg Belastung bei  $n = 110$  Umdrehungen in der Minute. Die Pressung am inneren Rande soll etwa  $p_i = 150$  kg/cm<sup>2</sup> betragen. Zapfen und Stützfläche aus Stahl. Unter Annahme verschiedenen mittleren Flächendrucks ergibt sich folgende Rechnung:

Mittlerer Flächendruck $p$ angenommen zu	50	45	40 kg/cm <sup>2</sup>
$d_m = \sqrt{\frac{P}{\pi(p_i - p)} \frac{p_i}{p}}$	13,9	14,3	14,8 cm
$b = \frac{P}{p \cdot \pi \cdot d_m}$	9,2	10,0	10,8 „
$d_i = d_m - b$	4,7	4,3	4,0 „
$d_a = d_m + b$	23,1	24,3	25,6 „
Gewählt $d_i/d_a$	5,0/23,0	4,5/24,5	4,0/25,5 „
Tatsächlicher mittlerer Flächendruck $p = \frac{P}{\pi(d_a^2 - d_i^2)}$	50,7	44,1	40,3 kg/cm <sup>2</sup>
Mittlere Geschwindigkeit $v_m = \frac{\omega(d_a + d_i)}{4}$	0,806	0,835	0,850 m/sek
$p \cdot v_m$	40,9	36,8	34,3 $\frac{m \cdot kg}{sek \cdot cm^2}$

Dem Produkt  $p \cdot v_m$  nach ist der mittlere Zapfen noch zulässig, größerer Sicherheit wegen aber derjenige von 4/25,5 cm Durchmesser empfehlenswerter.

Beispiel 15. Der in Abb. 1125 und 1991 dargestellte fünf-ringige Kammzapfen hat bei voller Belastung des Schneckentriebes  $P = 1400$  kg aufzunehmen und steht dabei unter:

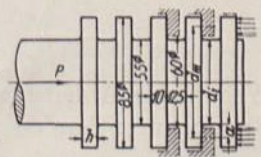


Abb. 1125. Kammzapfen. M. 1:5.



$$p = \frac{P}{z \cdot \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)} = \frac{1400}{5 \cdot \frac{\pi}{4} (8,5^2 - 6^2)} = 9,83 \text{ kg/cm}^2$$

Flächendruck. Bei 1000 Umdrehungen der Schnecke in der Minute ist die mittlere Umfangsgeschwindigkeit:

$$v_m = \frac{\omega \cdot d_m}{2} = \frac{104,7 \cdot 0,0725}{2} = 3,79 \text{ m/sek.}$$

Das Produkt  $p \cdot v_m = 9,83 \cdot 3,79$  gibt  $37,3 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$ . Dieser hohe Wert gestattet die Konstruktion unter voller Belastung nur bei unterbrochenem Betrieb anzuwenden, schließt aber Dauerbetrieb aus.

Die Kämme werden durch die am Hebelarm  $a$  angreifende Belastung auf Biegung beansprucht, wobei das Widerstandsmoment des Ansatzquerschnitts in Frage kommt, der abgewickelt ein Rechteck von der Länge  $\pi d_i$  und der Höhe  $h$  gibt, so daß:

$$\sigma_b = 6 \cdot \frac{P}{z} \cdot \frac{d_m - d_i}{2 \pi \cdot d_i \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 1400 \cdot (7,25 - 5,5)}{5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 1^2} = 94 \text{ kg/cm}^2$$

wird.

Beispiel 16. Am Kopfende einer Welle von 150 mm Durchmesser soll eine Kraft  $P = 5000 \text{ kg}$  bei  $n = 200$  Umläufen in der Minute aufgenommen werden.

Da offenbar die Reibungsarbeit maßgebend sein wird, berechnet man unter Annahme von  $p \cdot v_m = 30 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$  zunächst die nötige Breite nach (372a)

$$b = \frac{P \cdot n}{6000 (p \cdot v_m)} = \frac{5000 \cdot 200}{6000 \cdot 30} = 5,55 \text{ cm.}$$

In der Wahl des äußeren oder inneren Durchmessers ist man lediglich an konstruktive Rücksichten gebunden. Vgl. Abb. 1588.

## B. Stützzapfen, die unter flüssiger Reibung arbeiten.

Neben der schon erwähnten Möglichkeit, die flüssige Reibung durch Ausbildung keiliger Schmierschichten auszunutzen, besteht noch die, das Öl unter solchem Druck und in solcher Menge am inneren Rande der ebenen Lauffläche zuzuführen, daß der Zapfen, als Voll- oder einfacher Ringzapfen ausgeführt, von der Stützfläche abgehoben wird und auf dem Öle schwimmt. Dieser Fall sei zuerst besprochen.

### 1. Stützzapfen mit Preßschmierung.

Bedeutet  $r_i$  den inneren,  $r_a$  den äußeren Halbmesser der tragenden Fläche in cm,  $\eta$  die absolute Zähigkeit in  $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$ ,  $q$  die Menge des zugeführten Öls in l/sek,  $P$  die Belastung, die der Zapfen aufnehmen muß und  $h$  die durchweg gleich große Stärke der Schmierschicht in cm, so wird der Öldruck  $p_x$  in at im Abstände  $x$  von der Drehachse, solange Zähigkeitsströmung vorhanden ist, also keine Wirbel auftreten:

$$p_x = 0,6 \frac{\eta \cdot q}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{r_a}{x}. \quad (373)$$

Wegen der Ableitung der Formel vergleiche [XV, 7]. Der größte Druck am inneren Rande, unter dem das Öl zuzuführen ist, ergibt sich, wenn man  $x$  in  $r_i$  übergehen läßt, zu:

$$p_i = 0,6 \frac{\eta \cdot q}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{r_a}{r_i}. \quad (374)$$



An Hand eines Ringes vom Halbmesser  $x$  und der Breite  $dx$ , folgt nun die Belastung, die der Zapfen tragen kann:

$$P_1 = \int p_x \cdot 2\pi x \cdot dx = \frac{1,2 \cdot \eta \cdot q}{h^3} \int \ln \frac{r_a}{x} \cdot x \cdot dx = -1,2 \frac{\eta \cdot q}{h^3} \int \ln \frac{x}{r_a} \cdot x \cdot dx.$$

Zur Integration multipliziert und dividiert man den Ausdruck mit  $r_a^2$ :

$$P_1 = -1,2 \frac{\eta \cdot q}{h^3} \cdot r_a^2 \int_{r_i}^{r_a} \ln \frac{x}{r_a} \cdot \frac{x}{r_a} \cdot \frac{dx}{r_a},$$

betrachtet  $\frac{x}{r_a}$  als Veränderliche und erhält nach einigen Umformungen:

$$P_1 = 0,3 \frac{\eta \cdot q}{h^3} \left[ r_a^2 - r_i^2 \left( 2 \ln \frac{r_a}{r_i} + 1 \right) \right].$$

Dazu tritt noch die Längskraft, die der Öldruck im Spalte in Höhe von  $P_2 = \pi [r_i^2 - (r')^2] p_i$  erzeugt, wenn  $r'$  den Wellenhalbmesser bedeutet, so daß:

$$P = P_1 + P_2 = \frac{0,3 \eta \cdot q}{h^3} \left[ r_a^2 - r_i^2 - 2 (r')^2 \ln \frac{r_a}{r_i} \right] \quad (375)$$

wird. Schaltet man aus (374) und (375)  $q$  aus, so folgt die Beziehung:

$$r_a = \sqrt{r_i^2 + 2 (r')^2 \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{2P}{\pi \cdot p_i} \ln \frac{r_a}{r_i}} \quad \text{oder} \quad p_i = \frac{2P \cdot \ln \frac{r_a}{r_i}}{\pi \left[ r_a^2 - r_i^2 - 2 (r')^2 \ln \frac{r_a}{r_i} \right]} \quad (376)$$

zur Ermittlung des Außenhalbmessers  $r_a$  oder des Öldruckes  $p_i$ . An dem Elementarring vom Halbmesser  $x$  ergibt sich ferner die Schubkraft  $S$ , die aufgewendet werden muß, um den Zapfen mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  zu drehen, auf Grund des Newtonschen Gesetzes, daß  $S$  verhältnismäßig der Zähigkeit, der Schubfläche und der Geschwindigkeit und umgekehrt verhältnismäßig der Schichtdicke ist, daß also:

$$dS = \frac{\eta \cdot df \cdot v}{h} \quad \text{ist,}$$

$$S = 10^{-4} \cdot \frac{\eta}{h} \int_{r_i}^{r_a} 2\pi x dx \cdot \omega \cdot x = 2 \cdot 10^{-4} \frac{\pi \cdot \eta \cdot \omega}{h} \int_{r_i}^{r_a} x^2 dx = \frac{2 \cdot 10^{-4} \cdot \pi \cdot \eta \cdot \omega}{3h} (r_a^3 - r_i^3). \quad (377)$$

Die Beizahl  $10^{-4}$  berücksichtigt, daß  $r_a$  und  $r_i$  in der im Maschinenbau üblichen Weise in cm eingesetzt werden. Das Produkt  $dS \cdot x$  ist das Moment zur Überwindung der Schubkraft an der Elementarfläche und:

$$M_R = \int dS \cdot x = 2 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\pi \cdot \eta \cdot \omega}{h} \int_{r_i}^{r_a} x^3 dx = \frac{10^{-4} \cdot \pi \cdot \eta \cdot \omega}{2h} (r_a^4 - r_i^4) \quad (378)$$

das zum Antrieb des Zapfens nötige Drehmoment.

Faßt man die Schubkraft  $S$  als Reibungswiderstand auf, so kann  $S = \mu_1 \cdot P$  gesetzt und daraus die Zapfenreibungszahl:

$$\mu_1 = \frac{S}{P} \quad (379)$$

bestimmt werden.

Mit dem mittleren Flächendruck:

$$p = \frac{P - P_2}{\pi (r_a^2 - r_i^2)}$$



und der mittleren Umfangsgeschwindigkeit:

$$v_m = \omega \cdot \frac{r_a + r_i}{2}$$

gewinnt man noch in:

$$a_{R_0} = \mu_1 \cdot p \cdot v_m = \frac{\mu_1 \omega (P - P_2)}{2\pi (r_a - r_i)} \quad (380)$$

den Betrag der spezifischen Reibungsarbeit. Die gesamte am Zapfen entwickelte Reibungsarbeit ist:

$$A_R = a_{R_0} \cdot \pi (r_a^2 - r_i^2) = \frac{\mu_1 \omega \cdot (P - P_2) (r_a + r_i)}{4} \quad (381)$$

Sie gestattet die Erwärmung des Öls nachzurechnen. Wenn man annimmt, daß die gesamte Reibungswärme auf das Öl übergeht, so fällt die so ermittelte Temperatur etwas zu hoch aus, weil ein Teil der Wärme durch den Zapfen und das Lager abgestrahlt wird.

Mit den bei Formel (349) angeführten Bezeichnungen muß sein:  $\frac{A_R}{427} = \frac{c \cdot q}{\gamma} (t_2 - t_1)$ ,  
woraus sich die Abflußtemperatur des Öls ergibt:

$$t_2 = t_1 + \frac{A_R \cdot \gamma}{427 c \cdot q} \quad (382)$$

Die vorstehende Ableitung setzt die Zähigkeit  $\eta$  als unveränderlich, also an allen Stellen der Lauffläche gleich groß voraus; tatsächlich nimmt aber die Temperatur des Öles, während dasselbe über die Zapfenfläche läuft, zu, mithin die Zähigkeit ab.

Beispiel 17. Dem im Beispiel 16 berechneten Zapfen soll so viel Preßöl zugeführt werden, daß er unter flüssiger Reibung auf dem Öl schwimmt. Das Drucköl wird dem Zapfen längs der Welle zugeführt und der Lauffläche zu dem Zwecke ein innerer Durchmesser von  $d_i = 160$  mm gegeben, so daß ein rings um die Welle von 150 mm Durchmesser laufender Spalt von 5 mm Weite entsteht. Praktisch genügende Abdichtung wird erreicht, wenn das Stützlager mit dem anschließenden Halslager zu einem Ganzen vereinigt wird. Die Ölmenge ist um den Betrag, der durch das Spiel des Halslagers verlorengeht, zu vergrößern.

Die Berechnungsgrundlagen sind: Belastung  $P = 5000$  kg,  $n = 200/\text{min}$  oder  $\omega = 20,94$  1/sek,  $r_i = 8,0$  cm,  $r_a = 8,0 + 5,55 \approx 13,6$  cm,  $\frac{r_a}{r_i} = \frac{13,6}{8} = 1,70$ ,  
 $\ln \frac{r_a}{r_i} = 2,303 \cdot \lg 1,7 = 0,5306$ . Die Zähigkeit des zu verwendenden Öls sei  $0,02 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$ .

Um die Wirkung der Stärke der Ölschicht anschaulich zu zeigen, ist die Rechnung in der folgenden Zusammenstellung für  $h = 0,01$  und  $0,02$  cm durchgeführt.

Ist Öl von bestimmter Pressung, in Turbinenanlagen etwa zur Betätigung der Regelung, vorhanden, so liefert Formel (376) den Außenhalbmesser  $r_a$ . Z.B. würde bei  $p_i = 20$  at Überdruck und  $h = 0,01$  cm Schichtstärke:

$$r_a = \sqrt{r_i^2 + 2 (r')^2 \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{2P}{\pi \cdot p_i} \cdot \ln \frac{r_a}{r_i}} = \sqrt{8^2 + 2 \cdot 7,5^2 \cdot 0,5306 + \frac{2 \cdot 5000}{\pi \cdot 20} \cdot 0,5306} = 14,4 \text{ cm}$$

werden müssen.

Verschiedene Schmierschichtstärke hat, wie die nachstehende Rechnung zeigt, keinen Einfluß auf den Öldruck  $p_i$  am inneren Rande, den mittleren Druck  $p$  und die mittlere Geschwindigkeit  $v_m$ . Eine Verdoppelung der Stärke der Ölschicht setzt die Zapfenreibungszahl  $\mu_1$ , das Antriebsmoment  $M_R$  und die Reibungsarbeit  $A_R$  auf die Hälfte herab, vermindert die Temperatur des ablaufenden Öls, verlangt aber die achtfache Ölmenge.

Zu bemerken ist, daß das Lager auch während der Ruhe, sofern es unter Öldruck steht, ständig die berechnete Ölmenge durchläßt, daß dadurch aber andererseits die



Verlangte Schmierschichtstärke $h$ . . . . .	0,01	0,02	cm
Öldruck am inneren Rande (376) $p_i = \frac{2 P \cdot \ln \frac{r_a}{r_i}}{\pi [r_a^2 - r_i^2 - 2 (r')^2 \ln \frac{r_a}{r_i}]}$ . . . . .	27,6	27,6	at
Ölmenge (374) $q = \frac{\pi \cdot p_i \cdot h^3}{0,6 \cdot \eta \cdot \ln \frac{r_a}{r_i}}$ . . . . .	0,014	0,112	l/sek
Druck $P_2 = \pi [r_i^2 - (r')^2] p_i$ . . . . .	662	662	kg
Schubkraft (377) $S = \frac{2 \cdot 10^{-4} \pi \cdot \eta \cdot \omega}{3 h} (r_a^3 - r_i^3)$ . . . . .	17,6	8,8	kg
Antriebsmoment (378) $M_R = \frac{10^{-4} \pi \eta \cdot \omega}{2 h} (r_a^4 - r_i^4)$ . . . . .	198,2	99,1	cmkg
Zapfenreibungszahl (379) $\mu_1 = \frac{S}{P}$ . . . . .	0,00352	0,00176	
Mittlerer Flächendruck $p = \frac{P - P_2}{\pi (r_a^2 - r_i^2)}$ . . . . .	11,42	11,42	kg/cm <sup>2</sup>
Mittlere Umlaufgeschwindigkeit $v_m = \omega \left( \frac{r_a + r_i}{2} \right)$ . . . . .	2,26	2,26	m/sek
Spezifische Reibungsarbeit (380) $a_{Re} = \mu_1 \cdot p \cdot v_m$ . . . . .	0,0908	0,0454	$\frac{\text{m kg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$
Gesamte Reibungsarbeit (381) $A_R = a_{Re} \cdot \pi (r_a^2 - r_i^2)$ . . . . .	34,51	17,26	mkkg/sek
Ölablauftemperatur (382) $t_2 = t_1 + \frac{A_R \cdot \gamma}{427 c \cdot q}$ . . . . .	33°	21°	

Sicherheit beim Anfahren erhöht ist, weil der Zapfen von vornherein schwimmt. Die Voraussetzung, daß stets Drucköl vorhanden ist, muß bei Turbinenanlagen auch in Rücksicht auf die Regelung erfüllt sein. In konstruktiver Beziehung wird man die Einlaufkanten gut abrunden und die Stützfläche starr lagern. Sie kugelig zu stützen und dadurch selbsteinstellbar zu machen, ist bedenklich, weil sie dann beim Laufen kippen und zum einseitigen Anlaufen kommen kann.

## 2. Stützzapfen, an denen flüssige Reibung durch keilige Schichten erzeugt wird.

### a) Grundlagen.

Die Wirkung eben begrenzter keiliger Schmierschichten sei hier nur anschaulich an Hand einiger Abbildungen erläutert; bezüglich der mathematischen Verfolgung der Geschwindigkeits- und Druckverhältnisse, der die Anregung zu dem technisch wichtigen Fortschritt in der Ausbildung der Stützlager zu danken ist, muß auf das Buch von Gümbel-Everling [XV, 7] verwiesen werden. Vorausbemerkt sei, daß man sich bei der Berechnung der Lager gewöhnlich auf die Ermittlung des Flächendrucks beschränkt, weil sich rechnerisch so geringe Keilneigungen ergeben, daß sie praktisch nicht sicher verwirklicht werden können und weil sich die Neigung bei der wichtigsten Form derartiger Stützlager, beim Michell-Lager, selbsttätig einstellt, also vorher nicht ermittelt zu werden braucht.

Wird eine ebene Fläche über einer ruhenden, schwach geneigten, Abb. 1126, im Sinne des Pfeiles mit der Geschwindigkeit  $v$  verschoben, so wäre auf Grund einer Betrachtung ähnlich der an Abb. 936 b, Seite 526, durchgeführten geradlinige Geschwindigkeitsverteilung nach den Dreiecken  $AA_1A_2$ ,  $BB_1B_2$ , usw., Abb. 1126, zu erwarten. Die Inhalte dieser Dreiecke sind verhältnismäßig den an der betreffenden Stelle mitgenommenen Flüssigkeitsmengen, die also verschieden groß sind. Die Folge ist, daß sich die beiden Platten entweder parallel zueinander zu stellen suchen oder daß die dazwischen eingeschlossene Flüssigkeit unter Druck kommen muß, wenn die Platten ihre gegenseitige Lage beibehalten, weil ein Teil der an den Stellen  $A$  und  $B$  mitgenommenen Flüssigkeit sich staut und zurückströmen muß. Der Flüssigkeitsdruck ruft nun nach den Erläuterungen an Abb. 936a in dem Spalt Geschwindigkeiten hervor, die nach



Parabeln verteilt sind, vgl. Abb. 1126. In allen den Querschnitten, in denen die Dreieckfläche größer ist als der Inhalt der Parabeln, wird der Flüssigkeitsdruck zunehmen. Er erreicht seinen Höchstwert im Querschnitt  $CC_1$ , wenn dort die beiden Flächen gleich groß sind. Von da ab sinkt er auf Null im Endquerschnitt  $DD_1$ . In Abb. 1126 unten sind die aus den Einzelgeschwindigkeiten zusammengesetzten Geschwindigkeiten dargestellt. Man sieht, daß zwei Strömungen entstehen: eine obere im Sinne des Pfeils, in der die an der oberen Fläche haftenden Ölschichten auf solchen mit abnehmenden Geschwindigkeiten gleiten — eine untere, dem Pfeil entgegengesetzt gerichtete, die das überschüssige Öl zurückfördert. Eine bestimmte Zwischenschicht hat die Geschwindigkeit Null. — Die bei derartigen Strömungen entstehenden Drucke können sehr hoch sein.

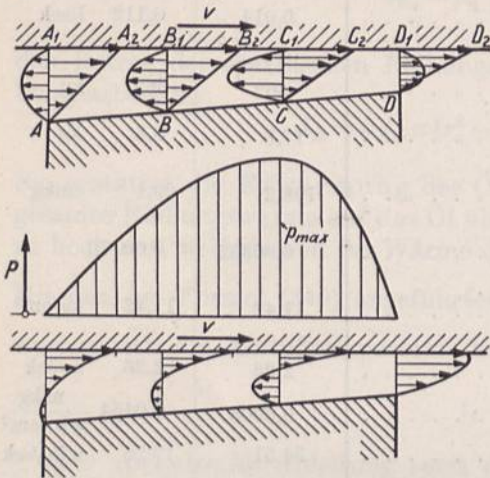


Abb. 1126. Druck- und Geschwindigkeitsverteilung in einer keiligen Schmierschicht.

Gleichzeitig wird aber auch ersichtlich, daß keilige Schichten die Voraussetzung für die Bildung des Flüssigkeitsdruckes und damit des Schwimmens des Zapfens auf der Ölschicht sind. Laufen die Flächen parallel zueinander, so ist die Druckbildung ausgeschlossen und die Tragfähigkeit Null.

An Tragzapfen entsteht die keilige Schicht und das Schwimmen des Zapfens unter flüssiger Reibung dadurch, daß sich die Welle in der Schale infolge des Lagerspiels selbsttätig exzentrisch einstellt. Im Falle einer halbumschließenden Schale entsteht so eine Druckverteilung nach Abb. 1127. Der Druck steigt von Null an der Eintrittsstelle des Öls auf einen Höchstwert und sinkt wieder auf Null an der dünnsten Stelle der Schmierschicht.

Welche Wirkung eine den Zapfen nahezu ganz umschließende Schale hat, verdeutlicht Abb. 1128. Die Drucke in der Unterschale werden gleichmäßiger; es treten jedoch auch Drucke in der Oberschale auf, die den Deckel belasten. Sofern es nicht wegen der Richtung der am Zapfen angreifenden Kräfte notwendig ist, die Oberschale anliegen zu lassen, wird man ihr größeres Spiel als der Unterschale geben und erreicht gleichzeitig eine Verminderung der Lagerreibung.

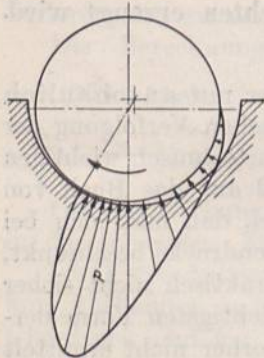


Abb. 1127. Druckverteilung in einer den Zapfen halb umschließenden Schale.

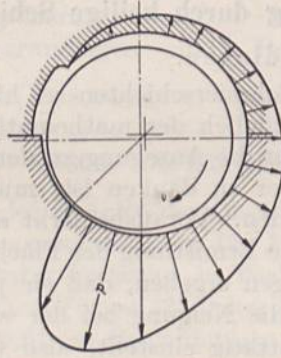


Abb. 1128. Druckverteilung in einer den Zapfen nahezu ganz umschließenden Schale.

Schließt sich an eine schräge Fläche eine parallele an, so wird auch diese durch das dazwischen gebrachte Öl zum Tragen herangezogen. Abb. 1129 zeigt die Wirkung solcher gebrochenen Flächen. In einer auf der ganzen Länge keiligen Schmierschicht stellt sich die unten mit I bezeichnete Druckverteilung ein. Benutzt man nur einen Teil von  $L$  zur Bildung der keiligen Schmierschicht, so entstehen Drucke entsprechend den Kurven II—IV, und zwar ist nach Fall II am günstigsten, die Keillänge auf etwa  $0,75 L$  zu bemessen. Der hierbei erreichte Druck ist sogar größer als im Falle I.

Selbst schon das Brechen oder Abrunden der Eintrittskanten unter gutem Übergang zur Stützfläche kann die Bildung tragfähiger Ölschichten ermöglichen. So ist die leidliche Wirkung älterer Stützlager mit ebenen Flächen im wesentlichen auf die richtige

Selbst schon das Brechen oder Abrunden der Eintrittskanten unter gutem Übergang zur Stützfläche kann die Bildung tragfähiger Ölschichten ermöglichen. So ist die leidliche Wirkung älterer Stützlager mit ebenen Flächen im wesentlichen auf die richtige



Ausbildung der Schmiernuten unter sorgfältiger Abrundung der Kanten, über welche hinweg das Öl zu den Zapfenflächen gefördert wird, zurückzuführen.

Die Neigung der Flächen kann ganz gering sein:  $\leq 1 : 100$ , wenn sie durch Drehen, Fräsen oder Hobeln,  $1 : 1000$ , wenn sie durch Schaben hergestellt werden sollen. Die Wirkung ist um so vollkommener, je breiter die Gleitflächen sind, senkrecht zur Bewegungsrichtung gemessen, weil der Druck nach allen Kanten hin auf Null sinken muß,

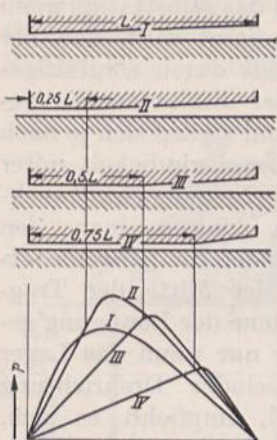


Abb. 1129. Druckverteilung an gebrochenen geschmierten Gleitflächen.

und die Schmiermittel um so leichter längs der Ränder entweichen werden, je schmaler die Flächen sind. Vorteilhaft ist, die Keilflächen nicht auf der ganzen Breite der Gleitflächen durchzuführen, Abb. 1130.

Alles, was die Ausbildung und Aufrechterhaltung der tragenden keiligen Schicht stören kann, muß vermieden werden. Dahin gehören in erster Linie Schmiernuten an der eigentlichen Tragfläche, aber auch alle größeren Unregelmäßigkeiten in den Oberflächen der aufeinander bewegten Teile.

Schmiernuten stellen die Verbindung zwischen Orten verschiedenen Druckes her,

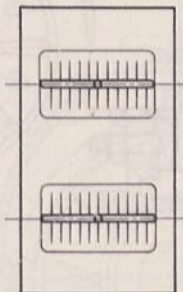


Abb. 1130. Ausbildung der Schmiernuten an ebenen Gleitflächen.

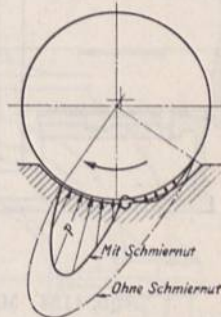


Abb. 1131. Wirkung von Schmiernuten auf die Druckverteilung in einer Lager- schale.

machen dadurch die gesetzmäßige Ausbildung der Druckverteilung unmöglich und zerlegen die Tragfläche in kleine Teilflächen unter erheblicher Verminderung der Flüssigkeitsdrucke, wie Abb. 1131 an einem Zapfen verdeutlicht. Wird eine Fläche durch Nuten in  $n$  kleine Flächen unterteilt, so sinkt der Druck auf  $1/n$  desjenigen, der sich an einer ununterbrochenen Fläche bei gleicher Gleitgeschwindigkeit einstellt, sofern auch die größten und die kleinsten Stärken der Schmierschicht in beiden Fällen dieselben sind.

Die Zuführung des Schmiermittels hat dort zu erfolgen, wo der Druck im Schmiermittel kleiner ist als der Zufuhrdruck. Dabei ist das Schmiermittel an dieser Stelle ständig in solcher Menge bereit zu halten, daß die Schicht nicht abreißt, weil sonst die Schmierung unterbrochen wird. Bei hin- und hergehender Bewegung muß also mindestens die für einen Hub nötige Menge vorhanden sein, bei dauernd in einer Richtung bewegten Teilen aber für ständige Zufuhr von Öl gesorgt werden.

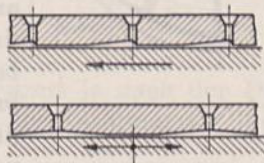


Abb. 1132. Ausbildung keiliger Schmierschichten an ebenen Gleitflächen.

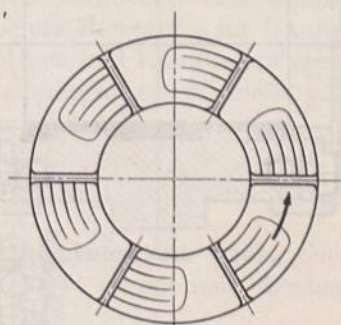


Abb. 1133. Ausbildung keiliger Schmierschichten an einem Stütz- lager.

b) Anwendungen.

Keilige Flächen zur Herbeiführung flüssiger Reibung unter Ausschaltung jeglichen Verschleißes kann man vorteilhafterweise an den Gleitflächen von Führungen aller Art, an Kreuzkopfschuhen, Büchsen, aber auch an Steuerschiebern, Dampfkolben usw. anwenden. Abb. 1132 zeigt oben ihre Ausbildung bei Bewegung im Sinne des Pfeiles, unten bei wechselnder Richtung.

An Stützlagern mit mäßigen Belastungen lassen sich die Wirkungen durch Anarbeiten von schwach keiligen Flächen nach Abb. 1133 erreichen. Ob es zweckmäßiger



ist, die Nuten nur vom inneren Rande her einzuschneiden oder sie über die ganze Ringbreite durchzuführen, müssen erst noch Versuche zeigen.

Viel vollkommener ist die von Michell zuerst angegebene Bauart der Stützlager. Michell zerlegt die ruhende Tragfläche nach Abb. 1134 in mehrere Teile, die z. B. durch Schneiden oder Schrauben so gestützt sind, daß sie sich zu der über sie hinweggleitenden

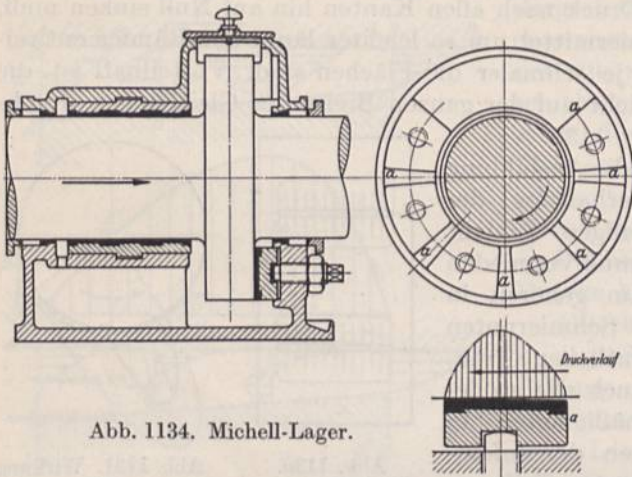


Abb. 1134. Michell-Lager.

Lauffläche geneigt einstellen können. Sie tun das selbsttätig, wenn nur dafür gesorgt wird, daß der Zutritt des Öls durch sorgfältiges Abrunden der Einlaufkanten gesichert ist und stellen sich je nach der Umfangsgeschwindigkeit unter verschiedener Neigung ein. Zweckmäßigerweise ordnet man den Stützpunkt oder die Schneide etwas hinter der Mitte der Tragfläche, im Sinne der Bewegung gerechnet, an; nur wenn das Lager unter wechselnder Drehrichtung arbeiten soll, empfiehlt es sich, die Stützung in der Mitte vorzu-

sehen. An diesen Lagern ist es möglich geworden, den spezifischen Druck ganz wesentlich zu erhöhen, z. B. an Schiffswellendrucklagern von 3 bis 6 kg/cm<sup>2</sup> in den üblichen Kammlagern, Abb. 1591, auf 25 bis 35 kg/cm<sup>2</sup> zu gehen und die vielteilige, teure, sehr empfindliche frühere Bauart durch ein kurzes Lager mit einem einzigen Druckring zu ersetzen, bei geringerer Wartung und viel größerer Betriebsicherheit.

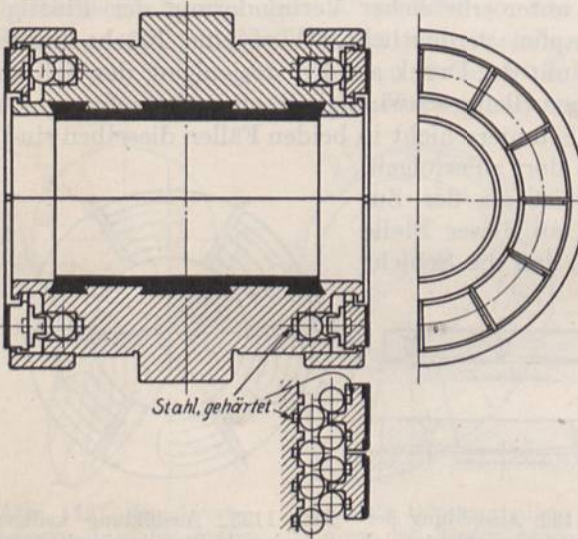


Abb. 1135. Doppeldrucklager, Brown, Boveri & Co.

Auch im Wasser- und Dampfturbinenbau haben die Michell-Lager überall Eingang gefunden. Wichtig ist, die Druckstücke zu möglichst gleichmäßigem Tragen zu bringen. Manche Firmen beschränken sich auf genau übereinstimmende Ausführung der Druckklötze durch äußerst sorgfältige Werkstattarbeit. In Abb. 1134 werden die Stücke durch Stellschrauben beim Zusammenbau zu gleichmäßigem Anliegen gebracht. Brown, Boveri & Co. stützen die Druckstücke durch eine Doppelreihe von Kugeln, Abb. 1135, die den Druckausgleich herbeiführen. Wird ein Druckstück zu hoch belastet, so drückt es die Kugeln auseinander, zwingt aber dabei die Nachbarstücke zu stärkerem Tragen. Die Abbildung zeigt ein mit einem Traglager vereinigt Doppeldrucklager, geeignet zur Aufnahme von Kräften, die von rechts oder links kommen.

Ein Michell-Lager von 322,5 cm<sup>2</sup> Stützfläche zeigte nach zweieinviertelstündigem Betrieb unter 6800 kg oder 21 kg/cm<sup>2</sup> Belastung bei 455 Umläufen in der Minute, 36,7° Lagertemperatur bei 13,9° Zu- und 30° Abflußtemperatur des etwa 3 l/min betragenden Kühlwassers, nach weiterem eineinhalbstündigen Betrieb unter 9070 kg oder 28 kg/cm<sup>2</sup> bei 460 Umläufen in der Minute 37,8° Lager- und 32,2° Kühlwasserabflußtemperatur. Als Reibungszahl wurde  $\mu_1 = 0,0015$  ermittelt [XV, 17].



In Abb. 1136 ist ein Schiffshauptdrucklager der AEG, Berlin, mit Umlaufschmierung dargestellt. Die beiderseits des einfachen, auf der Welle sitzenden Druckringes angeordneten Stützflächen ruhen in kugelig abgedrehten Trägern, welche den Druck auf das Lagergehäuse übertragen. Die Schmierung besorgt der Druckring, der das Öl aus dem Bade am Boden des Lagers auf seinen Umfang mitnimmt und hochhebt. Durch einen in seinem Scheitel vorgesehenen Abstreicher und durch Rinnen wird das Öl unter die Traglager geleitet und nun längs der Welle den Druckstücken zugeführt, die auf diese Weise sehr reichlich geschmiert werden. Das Ölbad kann vermittle der eingebauten Kühlschlange gekühlt werden.

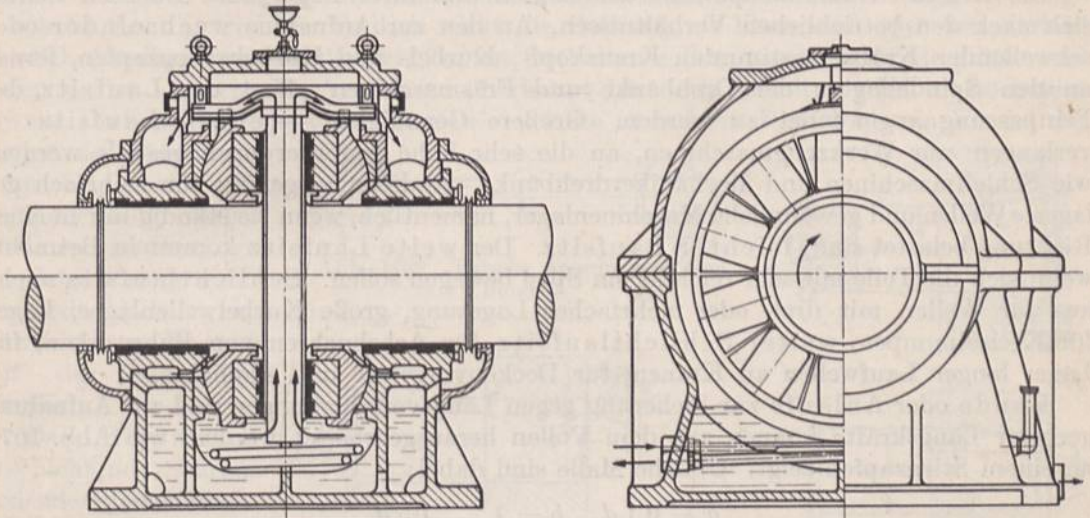


Abb. 1136. Schiffshauptdrucklager der AEG, Berlin.

### C. Kugelige Stützzapfen.

Kugelförmige Stützzapfen werden als umlaufende Zapfen vermieden und hauptsächlich in solchen Fällen verwendet, wo eine geringe kippende Bewegung im Raume ermöglicht werden soll, wie an den Drehgestellen von Lokomotiven und Eisenbahnwagen, sowie an manchen im Raum schwingenden Stangen. Die Reibungsarbeit ist meist von untergeordneter Bedeutung, es genügt, den Zapfen auf Flächendruck:

$$p = \frac{P}{f}$$

zu berechnen. Für  $f$ , Abb. 1084, kommt je nach der Druckrichtung eine Kreis- oder Kreisringfläche in Betracht.  $p$  kann der Zusammenstellung S. 644 entnommen werden.

## VI. Ausführung der Zapfen.

Die wichtigsten Baustoffe für die Zapfen sind die geschmiedeten Stähle Reinheitsgrad B, Zusammenstellung 21, Seite 81 (insbesondere nach dem Siemens-Martinverfahren hergestellt) und die Einsatz- und Vergütungsstähle der Zusammenstellung 22 sowie Sonderstähle. Vgl. auch Zusammenstellung 26.

Was die Bearbeitung anlangt, so genügt bei mäßigen Anforderungen sorgfältiges Abdrehen und Schlichten; bei höheren muß man, wie mehrfach betont, auf größte Glätte Wert legen und zu dem Zwecke die Laufflächen schleifen oder härten und schleifen. Da aber durch und durch gehärtete Stahlzapfen gegen Stöße empfindlich sind, ist es vorteilhafter, weichen (Einsatz-)Stahl oder die mit Nickel und Chrom legierten Sonderstähle zu verwenden, die bedeutende Festigkeit mit sehr großer Zähigkeit verbinden



und sie im Einsatz, d. h. durch Glühen in Kohlenstoff abgebenden Mitteln und nachheriges Abschrecken mit einer glasharten Oberfläche zu versehen, während sie im Innern einen zähen, gegen stoßweise Belastung auf Biegung widerstandsfähigen Kern behalten. Die harte Schicht soll mindestens 1 mm stark sein und allmählich in den zähen Kern übergehen. Vergütungsstähle kann man durch Vergüten auf hohe Festigkeit bringen. Die Vorschriften der Stahlwerke über die Behandlung der erwähnten Sondersorten, die oft mehrmals und bei bestimmten Wärmegraden abgeschreckt werden müssen, sind sorgfältig zu beachten, wenn man gute Ergebnisse erzielen will. Durch Einhüllen in Lehm u. dgl. schützt man Stellen, die nicht hart werden sollen.

Die Art des Zusammenpassens der Zapfen und ihrer Lager oder Büchsen richtet sich nach den betrieblichen Verhältnissen. An den zur Aufnahme wechselnder oder schwellender Kräfte bestimmten Kreuzkopf-, Kurbel- und Kurbelwellenzapfen, ferner an den Spindellagern der Drehbänke und Fräsmaschinen pflegt der Laufsitz der Feinpassung angewendet zu werden. Größere Genauigkeit — engen Laufsitz —, verlangen nur Werkzeugmaschinen, an die sehr hohe Anforderungen gestellt werden, wie Schleifmaschinen und Mechanikerdrehbänke. Andererseits genügt für mehrfach gelagerte Wellen und gewöhnliche Maschinenlager, namentlich, wenn sie ständig nur in einer Richtung belastet sind, leichter Laufsitz. Der weite Laufsitz kommt in Betracht, wenn sich die Teile mit sehr reichlichem Spiel bewegen sollen. Schlichtlaufsitz reicht aus für Wellen mit drei- oder mehrfacher Lagerung, große Kurbelwellenlager, Lager für Kreiselpumpen, weiter Schlichtlaufsitz für Achsbuchsen von Fuhrwerken, für Lager langer Laufwellen an Kranen, für Deckenvorgelege und ähnliches.

Bunde oder Anläufe zur Sicherung gegen Längsverschiebungen und zur Aufnahme geringer Längskräfte können aus dem Vollen herausgearbeitet werden, wie Abb. 1076 an einem Stirnzapfen zeigt. Übliche Maße sind dabei:

$$a = 0,1 d, \quad b = 1 \dots 1,5 a.$$

Die Übergänge zwischen der Lauffläche und den Bunden sind sorgfältig auszurunden, scharfe Eindrehungen nach Abb. 1137 aber wegen der Gefahr des Bruches infolge der Kerbwirkung unbedingt zu vermeiden. Zu große Bunddurchmesser wirken schädlich insofern, als das Öl bei raschem Laufe durch die Fliehkraft stark abgesaugt und weggeschleudert wird.

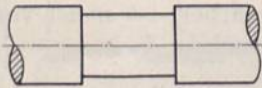


Abb. 1137. Fehlerhafte scharfe Eindrehung an einer Welle.

Ein durch Eindrehen nach Abb. 1077 geschaffener Halszapfen vermindert die Widerstandsfähigkeit der Welle gegen Biegung in erheblichem Maße; wenn beispielweise der Zapfen-

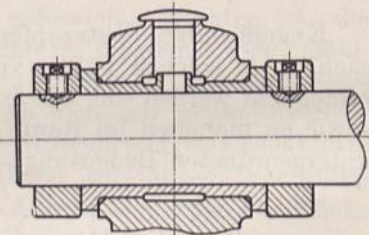


Abb. 1138. Festlegung einer Welle durch Stellringe.

durchmesser das 0,8fache des Wellendurchmessers beträgt, ist sein Widerstandsmoment nur noch das 0,503fache von dem der Welle. Besser ist es, freilich auch teurer, die seitliche Begrenzung durch aufgeschweißte Bunde zu erreichen. Wenn irgend möglich, wird man mit Stellringen, Abb. 1138, auszukommen suchen, die man u. a. an Triebwerkwellen fast ausschließlich verwendet, um an Bearbeitung zu sparen. Gelegentlich kann ein Stellring durch die Nabe eines Rades oder einer Scheibe ersetzt werden, wenn dieselbe gegen seitliche Verschiebung genügend gesichert ist. Alle Bunde und Stellringe sind so anzubringen, daß die Ausdehnung der Welle nicht gehindert wird. Falsch wäre die Anordnung derselben an einer längeren Welle nach Abb. 1139, weil die Bunde, durch die Ausdehnung der Welle gegen die Lager gepreßt, heiß laufen würden. Gewöhnlich wird eins der Wellenenden festgehalten, dem andern aber freie Ausdehnung gesichert.

Zapfen werden häufig wegen des Baustoffes, der Herstellung und des Härtens getrennt ausgeführt und in die anschließenden Teile eingesetzt. Dabei ist die größte Sorgfalt



auf richtige Stellung zu verwenden. So müssen an Kurbelwellen die Zapfen- und Wellenachsen genau parallel zueinander laufen, — an zusammengesetzten, gekröpften Wellen die Hauptlagerstellen genau ausgerichtet sein, wenn ein dauernd gutes Laufen erreicht werden soll.

Beispiele für die Befestigung von Stirnzapfen bieten die Abb. 1140 bis 1144. Die konstruktiv einfachste ist das Einschrumpfen oder Einpressen in die bei Gußeisen um 0,125%, bei Flußstahl um 0,5% kleinere Bohrung, Abb. 1140 und 1141. Zur Erhöhung der Sicherheit wird manchmal noch ein Stift quer durch beide Teile hindurchgetrieben oder der Zapfen vernietet, Abb. 1140, oder verbohrt. Bei der letzten Art der Sicherung wird nach Abb. 1141 ein zylindrischer oder schwach kegelliger Stift in ein längs der Fuge gebohrtes Loch getrieben. Freilich wirkt die Bohrung als Kerb und stört den Verlauf der Schrumpfspannungen, die den Zapfen festhalten sollen, um so mehr, je größer und tiefer sie ist. Soweit das Verbohren überhaupt für nötig gehalten wird — höchstens an auf Drehung beanspruchten Zapfen —, sollte es auf ein Drittel bis ein Viertel der Länge des Schrumpfsitzes beschränkt und an einer Stelle vorgenommen werden, wo die Schwächung weniger bedenklich ist, an Kurbeln zum Beispiel auf der Seite des Armes.

Das Einpressen geschieht mit Schrauben- oder Wasserdruckpressen, wobei die Einführung durch eine kurze, schwach kegelige Andrehung des im übrigen zylindrischen Zapfenendes erleichtert wird. Beim Einschrumpfen bringt man den kalten Zapfen

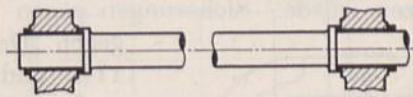


Abb. 1139. Falsche Anordnungen von Bunden.

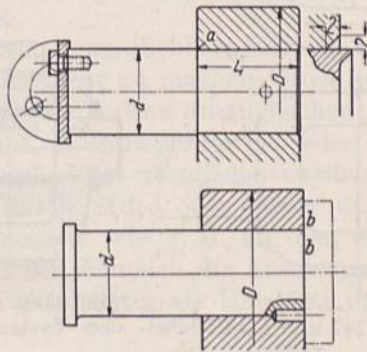


Abb. 1140 und 1141. Befestigen von Stirnzapfen durch Einschrumpfen oder Einpressen.

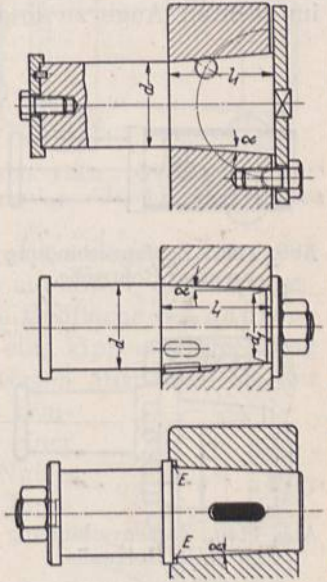


Abb. 1142 bis 1144. Lösbare Stirnzapfenbefestigungen.

in die erwärmte Nabe, die beim Abkühlen das Zapfenende fest umspannt. Der Vorsprung  $a$ , Abb. 1140, begrenzt den Weg des Zapfens beim Einziehen und sichert die richtige Entfernung der Zapfenmitte von der Nabenfläche.  $a$  braucht nur wenige Zehntel Millimeter zu betragen, um die sonst auftretende Kerbwirkung an dieser vielfach auf Biegung und Drehung hoch beanspruchten Stelle zu vermindern. Ein anderes Mittel, die richtige Lage des Zapfens beim Zusammenbau zu prüfen, ist, die Außenflächen bei  $b b$ , Abb. 1141, genau miteinander abschneiden zu lassen und das Einpressen an einem darüber gelegten Lineal zu verfolgen. Zur Erzeugung genügender Schrumpfspannungen müssen die Naben kräftig, ihre Außendurchmesser  $D$  1,8- bis 2mal so groß, wie die Bohrungen genommen werden. Als Einschrumpflänge  $l_1$  findet man an Stirnzapfen  $l_1 = 1,0$  bis  $1,2 d$ , an den Zapfen zusammengebäuter, gekröpfter Wellen und an den Kurbelnaben  $l_1 = 0,7 - 0,8 d$ , ausnahmsweise  $0,65 d$ .

Befestigungen durch Schrauben oder Keile sind lösbar, aber teurer und verlangen kegeliges Einpassen des Zapfens, Abb. 1142 bis 1144. Üblich sind dabei:

die normalen Kegel  $\frac{d - \hat{a}_1}{l_1} = 1 : 10, 1 : 15, 1 : 20, 1 : 30$  bis  $1 : 50$  der DIN 254,

Kegellängen:  $l_1 = 1,5 \dots 1,7 d$ ,

Gewindedurchmesser:  $\approx 0,3 d_1$ ,

Keildicken:  $0,2 \dots 0,25 d$ ,

Keilhöhen:  $0,3 \dots 0,4 l_1$ .



Zur Sicherung gegen Mitnahme lösbarer Zapfen durch das Reibungsmoment dient im Falle der Abb. 1143 eine Feder, in Abb. 1142 ein Vierkant, sonst auch eine Nase, Schraube u. dgl.

Für Bunde nach Abb. 1144 sind Eindrehungen *E* vorzusehen, so daß das Verspannen der Kegel nicht gehindert ist.

Zapfenverbindungen an Rohr- und Holzwellen zeigen die Abb. 1145 und 1146.

Die einfachste Form eines Gabelzapfens ist der zylindrische Bolzen, Abb. 1110, 1147 und 1148. In dem Teile, in welchem er festsitzen soll, wird er mit Schiebe- oder Festsitz eingebracht oder durch Stifte u. dgl. festgehalten, im Lager aber mit Laufsitz eingepaßt. Wie dabei die Bolzendurchmesser, je nachdem, ob das Passungssystem der Einheitswelle oder der Einheitsbohrung verwendet wird, zu wählen sind, zeigen die Abb. 1149 und 1150. Im Falle der Einheitswelle kommt man mit einem Absatz aus, weil die Büchse dem Laufsitz entsprechend weiter gebohrt wird. Bei dem System der Einheitsbohrung muß der Bolzen dagegen zwei Absätze erhalten, weil er sonst im rechten Auge zu lose sitzen würde. Sicherungen gegen Längsverschiebungen und gegen Drehen sieht man in Abb. 1147 und 1148. Bei Übertragung großer oder wechselnder Kräfte wird zweckmäßig kegelliger Sitz mit Normkegeln 1 : 20 oder 1 : 30 nach

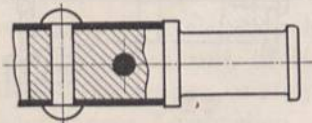


Abb. 1145. Zapfenverbindung an einer Rohrwellen.

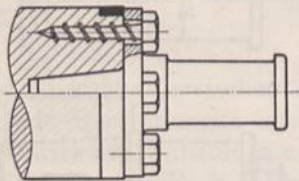


Abb. 1146. Zapfenverbindung an einer Holzwellen.

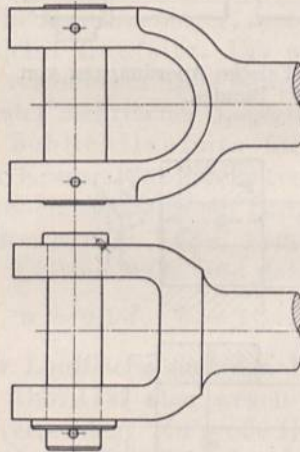


Abb. 1147 und 1148. Gabelzapfen.

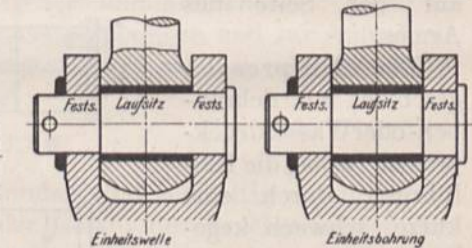


Abb. 1149 und 1150. Gabelzapfen nach dem System der Einheitswelle und der Einheitsbohrung.

Abb. 1151, 1152 und 976 angewandt und die nötige Spannungsverbindung durch Schrauben hergestellt. Die Ausführung nach Abb. 1152 mit gemeinsamem Kegel für beide Auflageflächen ist im Gegensatz zu Abb. 1151 einfacher, da der Zapfen unter Durchlaufen des Werkzeugs und beide Löcher gemeinsam mit einer durchgehenden Reibahle bearbeitet werden können; freilich schwächt das größere Loch auf der Seite *A* das Gabelauge in stärkerem Maße. Bei *B* läßt man den Ansatz am Zapfen etwas zurücktreten, um im Falle eines zu großen Lochs Klemmungen der Lagerschale durch das Anziehen des Zapfens zu vermeiden und um den Bolzen gut ausrunden zu können. Das Anziehen beider Sitzflächen mittels einer einzigen Schraube wird bei großen Abmessungen unsicher und kann zu Lockerungen des Sitzes oder auch zu Klemmungen des in der Gabel liegenden Lagers führen, wenn diese nachgiebig gestaltet ist. Dann müssen beiderseits Anzugvorrichtungen, Abb. 1151, angeordnet werden.

Die Kreuzkopfbolzen in den offenen Kolben mittlerer Gasmaschinen pflegen nur am einen Ende durch Kegel und Schraube, Abb. 976, oder eine sonstige Spannvorrichtung festgehalten, am andern aber zylindrisch abgedreht und mit Gleitsitz eingepaßt zu werden, damit sich die Formänderungen frei ausbilden können, denen die Kolben beim Betriebe durch die Erwärmung ausgesetzt sind und Zusatzspannungen vermieden werden.

Der einfachste Spurzapfen entsteht bei der Übertragung des Axialdruckes unmittelbar durch die eben abgedrehte Endfläche einer Achse oder Welle. In Abb. 1153



stützt sie sich gegen eine Lagerschale, die gleichzeitig als Halslager zur Aufnahme von seitlichen Drücken ausgebildet ist, eine u. a. an Stützsäulen von leichten Drehkränen häufig benutzte Ausführung.

Aus Rücksicht auf den Baustoff, die Herstellung und die Auswechselbarkeit bei zu erwartender starker Abnutzung werden auch die Spurzapfen häufig für sich besonders hergestellt und in die Konstruktionsteile, die sie stützen sollen, mit zylindrischem oder kegeligem Schaft eingesetzt, vgl. Abb. 1154.

Eine in der Achse vorgesehene Querbohrung *A* dient zum Heraustreiben des Zapfens mittels eines kegeligen Stiftes. Die Lauffläche wird am besten eben ausgeführt und muß wie die Linse, auf der sie läuft, genau senkrecht zur Drehachse stehen, weil sonst die zur richtigen Stützung nötige Berührung auf der ganzen Fläche ausgeschlossen ist. Macht die genaue

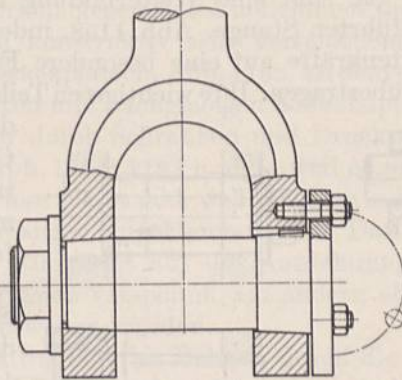


Abb. 1151. Gabelzapfen mit kegeligem abgesetztem Sitz.

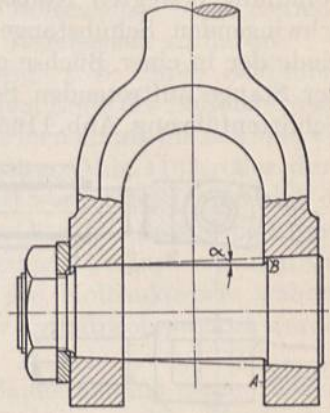


Abb. 1152. Gabelzapfen mit kegeligem durchlaufendem Sitz.

Herstellung Schwierigkeiten, so empfiehlt es sich, die Linse kugelig zu lagern, Abb. 1083 und sie dadurch selbsteinstellbar zu machen. Doch ist das nur ein Mittel, Ausführungsfehler in der Unterstützung der Linse auszugleichen; wenn die Endfläche des Zapfens schief zur Drehachse steht, muß die Linse bei jeder Drehung eine kippende Bewegung machen, Abb. 1156, die unbedingt vermieden werden sollte. Gegen Mitnahme bei der Drehung wird die Linse durch Stifte oder besser durch zwei symmetrische Anschläge gesichert, wie z. B. an dem Stützlager einer Reglerspindel, Abb. 1157, bei dem sich die Anschläge in zwei Nuten einer Büchse führen, die gleichzeitig als Halslager dient. Die Linse

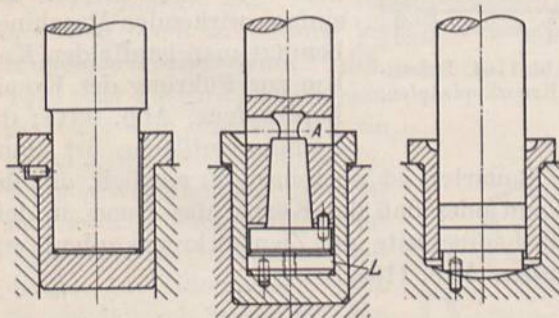


Abb. 1153 bis 1155. Spurzapfen.

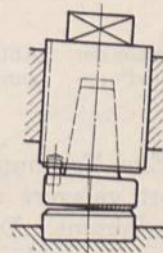


Abb. 1156. Schiefstehender Spurzapfen.

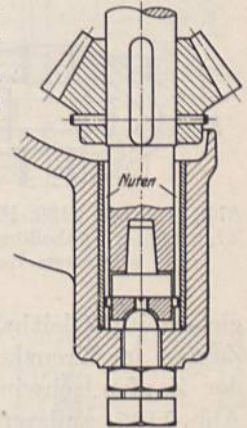


Abb. 1157. Stützlager einer Reglerspindel.

ruht auf einer kugelig abgedrehten Stellschraube zur genauen Einstellung der Höhenlage des Kegelrades.

Kugelige Laufflächen bieten keine besonderen Vorteile, sind aber schwieriger herzustellen. Bei ihnen muß der Mittelpunkt der Kugelfläche am Zapfen genau in der Drehachse liegen, um das Kippen der Linse zu vermeiden.

Mehrere Linsen übereinander anzuordnen, Abb. 1155, erhöht insofern die Sicherheit, als die Bewegung bei Störungen an einer Lauffläche, noch an einer anderen möglich ist; dagegen ist auf das gleichzeitige Laufen aller Linsen mit abgestufter Geschwindigkeit und eine Verminderung des Reibungswiderstandes, wie vielfach angenommen wird, nicht zu rechnen.



## Sechzehnter Abschnitt.

## Kreuzköpfe.

## 1. Zweck und Hauptformen.

Kreuzköpfe vermitteln im Kurbelgetriebe die Übertragung der Kräfte zwischen dem geradlinig bewegten Kolben oder der Kolbenstange und der um den Kreuzkopfzapfen schwingenden Schubstange. Sie sind eine Weiterbildung des einfachen Gelenkes am Ende der in einer Büchse geführten Stange, Abb. 1158, indem sie die beim Ausschlagen der Stange auftretenden Seitenkräfte auf eine besondere Führung, die Gleitbahn oder Schlittenführung, Abb. 1165, übertragen. Ihre wichtigsten Teile sind: der Kreuzkopfzapfen,

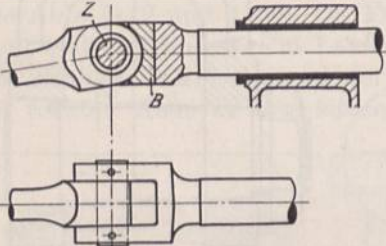


Abb. 1158. Stange mit Gelenkopf.

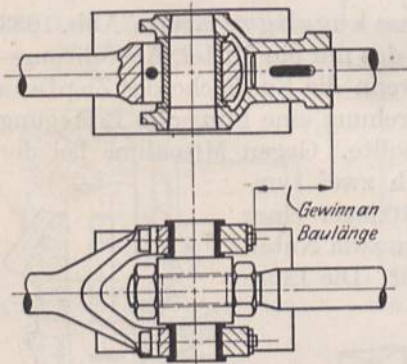


Abb. 1159 und 1160. Hauptformen der Kreuzköpfe: gabelförmige und geschlossene Bauart.

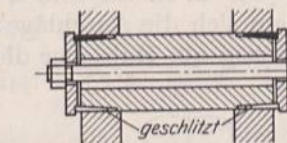
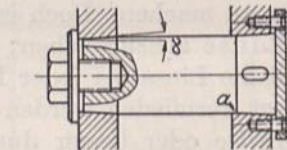
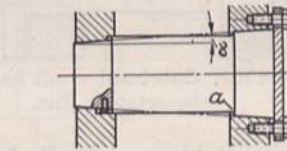
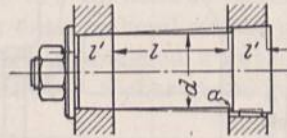


Abb. 1161 bis 1164. Befestigung von Kreuzkopfzapfen.

der Kreuzkopfkörper und die Gleitschuhe. In konstruktiver Hinsicht unterscheidet man zwei Formen: die gabelförmige Bauart, Abb. 1159, zu der ein geschlossener Schubstangenkopf gehört und die geschlossene, Abb. 1160, die einer gegabelten Schubstange entspricht. Die erste Ausführung, meist durch Gießen hergestellt, ist billig; die zweite gibt einfachere, auch durch Schmieden herstellbare Formen und eine oft wertvolle Verminderung der Baulänge oder -höhe der ganzen Maschine, so daß sie sich vor allem bei großen Ausführungen und bei stehender Anordnung findet. An einfach wirkenden Maschinen benutzt man häufig den Kolben zur Führung des Kreuzkopfzapfens, Abb. 931a; die Zylinderlauffläche ist dann

gleichzeitig Gleitbahn. Eine Trennung der Bauarten ist auch insofern möglich, daß der Zapfen im Kreuzkopf fest gelagert sein kann oder daß der Körper das Lager, in dem der Zapfen schwingt, aufnimmt. Das führt einerseits zu Zapfenkreuzköpfen, wie Abb. 1195, andererseits zu Lagerkreuzköpfen, Abb. 1198.

## 2. Der Kreuzkopfzapfen.

Der Kreuzkopfzapfen, meist aus Stahl bestehend, ist auf Biegung und Flächen-  
druck, wie in dem Abschnitt über Zapfen des näheren dargelegt ist, zu berechnen. Genügende Sicherheit gegen Warmlaufen durch die Reibungsarbeit ist wegen der geringen, nur schwingenden Bewegung meist von vornherein vorhanden. Als Verhältnis zwischen der Lauflänge und dem Durchmesser findet sich an den beiderseits unterstützten Zapfen der Bauarten, Abb. 1161 bis 1164, im Mittel  $l \approx 1,5 d$ , die Stützlänge in den Wangen des Kreuzkopfes  $l' \approx 0,5 d$ . Während bei kleineren und nur schwellenden Kräften zylindrisches Einpassen des Zapfens mit Festsitz im Kreuzkopfkörper, Abb. 978, genügt, ist bei größeren, namentlich wechselnden Kräften auf sorgfältige Befestigung durch Spannungsverbindungen zu achten. Die Enden werden zu dem Zwecke kegelig aus-



gebildet, entweder durchlaufend, Abb. 1161 und 1162 oder abgesetzt, Abb. 1163, mit normalen Kegeln der DIN 254 1:5, 1:6 (Lokomotivkreuzköpfe) und 1:10 oder mit Neigungen  $\text{tg } \alpha = \frac{1}{10}, \frac{1}{12}$  und  $\frac{1}{20}$ . Im Falle durchlaufender Flächen ist die Herstellung des Bolzens und des Loches erleichtert, im andern tritt eine geringere Schwächung der einen Wange ein. Auf die Möglichkeit des Abschleifens der Bolzenauflfläche ist dadurch Rücksicht zu nehmen, daß man den Kegel auf der weiteren Seite erst bei  $a$  in der Wange selbst ansetzt, gleichzeitig, um etwas Spiel in der Richtung der Bolzenachse beim Anziehen des Zapfens und um Sicherheit gegen das Einklemmen der Lagerschale zu haben.

Die Verspannung kann konstruktiv sehr verschiedenartig, z. B. durch Schrauben, Abb. 1161 und 1195, oder Druckplatten, Abb. 1162, an dem einen Ende des Bolzens erreicht werden. Bei größeren Kräften und nachgiebigen Kreuzkopfformen empfiehlt sich eine Verspannung an beiden Enden durch Schrauben und Druckplatten, Abb. 1163, oder durch geschlitzte Spannhülsen, Abb. 1164, 1182 u. dgl., weil es sonst vorkommen kann, daß der Bolzen auf der einen Seite lose bleibt oder daß die dazwischen liegende Lagerschale durch das Zusammenfedern der Wangen eingeklemmt wird. Daß jedoch die Zapfen in den Gasmaschinentauchkolben in Rücksicht auf die Ausdehnung des Kolbenkörpers während des Betriebs nur an einem Ende verspannt, am andern aber zylindrisch geführt werden, war schon auf Seite 543 erwähnt worden.

Zur Sicherung gegen Mitnahme des Bolzens durch die Zapfenreibung dienen Federn, Nasen usw.; zum Lösen und Herausziehen Schrauben, Abb. 1190 am rechten Zapfenende.

### 3. Die konstruktive Gestaltung der Kreuzköpfe.

Der Kreuzkopfkörper ist konstruktiv im engen Zusammenhange mit der zugehörigen Schubstange durchzubilden. Die Höhenlage  $h$  des Zapfens über der Gleitbahn oder der Durchmesser  $D = 2h$  zylindrischer Gleitflächen ergibt sich nach Abb. 1165 aus dem größten Ausschlag der Schubstange, der annähernd in der Hubmitte erreicht wird, unter Berücksichtigung etwaiger Ölleisten oder Ölfänger an den Enden der Lauffläche. Niedrigere Kreuzkopfhöhen kann man bei einseitiger

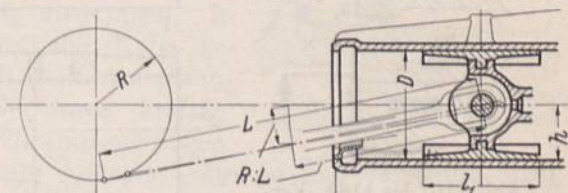


Abb. 1165. Ermittlung der Kreuzkopfhöhe.

Führung durch Anwendung des schiefen Kurbeltriebes, Abb. 1046 oder durch Aussparungen der Gleitbahn erhalten, wie sie gelegentlich bei stehenden Maschinen vorkommen. Manchmal können auch andere Umstände die Kreuzkopfhöhe bedingen. Im Falle der Abb. 1166 ist sie dadurch bestimmt, daß sich der vordere Zylinderdeckel und der Kolben der Großgasmaschine sollen nach vorn zu ausbauen lassen. Zu dem Zwecke ist der Kreuzkopf noch so ausgebildet, daß

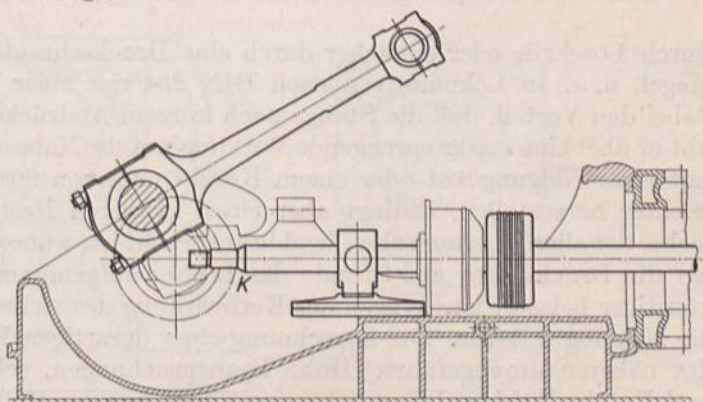


Abb. 1166. Einseitig geführter Gasmaschinenkreuzkopf, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, so ausgebildet, daß der Kolben nach vorn zu ausgebaut werden kann.

er zur Führung der Kolbenstange dient, die durch ihn hindurchgeschoben werden kann, während die Schubstange am Kranhaken schräg nach oben zu gehalten wird. Beim Betrieb wird die Druckkraft in der Kolbenstange durch einen geteilten Ring, der sich gegen den Kegel  $K$  stützt, auf den Kreuzkopf übertragen. Die Kreuzkopfhöhlung ist so weit zu bemessen, daß der Schubstangenkopf auch in der ungünstigsten Schräglage nicht



anstößt und das Nachziehen der Lagerschalen bequem möglich ist. Zum Lösen oder Herausnehmen des Kreuzkopfbolzens dient ein im Rahmen vorgesehenes weites Loch *A*, Abb. 1698.

Die wichtigsten konstruktiven Einzelheiten betreffen die Verbindung des Kreuzkopfkörpers mit der Kolbenstange, dem Kreuzkopfbolzen und den Schuhen, sowie die Ausbildung der Lager in den Lagerkreuzköpfen. Als Baustoffe kommen bei mäßigen Kräften vor allem Gußeisen, bei größeren Stahlguß, Schmiedeeisen und Stahl in Betracht.

#### a) Die Verbindung mit der Kolbenstange.

Die Befestigung der Kolbenstange geschieht entweder durch einen Querkeil oder durch eine Schraubenverbindung. Bei der ersten Art ist die Stange zylindrisch mit Schiebesitz, Abb. 1168 oder kegelig, Abb. 1167, einzupassen; Druckkräfte werden durch den Flächendruck am Grunde des Loches oder durch den Kegel übertragen, während der Keil die Zugkräfte aufzunehmen hat. Wegen eines etwaigen späteren Abschleifens der Kolbenstange ist der Absatz *a*, Abb. 1167 und 1168, zu empfehlen. Das Lösen geschieht

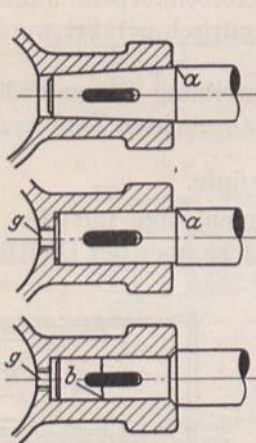


Abb. 1167 bis 1169. Verkeilungen der Kolbenstange im Kreuzkopfhals.

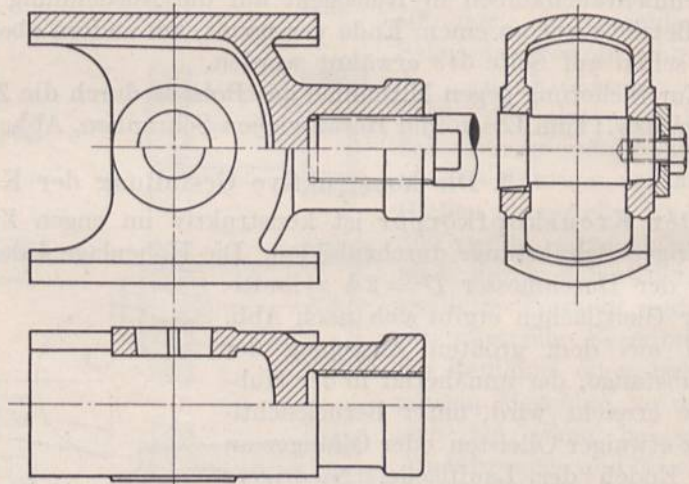


Abb. 1170. Einfacher Kreuzkopf mit eingeschraubter Kolbenstange.

durch Lösekeile oder einfacher durch eine Druckschraube im Gewinde *g*. Ein schlanker Kegel, u. a. an Lokomotiven nach DIN 254 mit einer Verjüngung 1:15 üblich, bietet dabei den Vorteil, daß die Stange nach kurzem Abdrücken völlig frei wird. Andererseits übt er aber eine starke sprengende Wirkung auf die Nabe aus. Der kurze Kegel, Abb. 1169, mit einer Neigung 1:1 oder einem Kegelwinkel von  $90^\circ$  ist ebenso wie seine Sitzfläche leichter herzustellen, bedingt aber einen kleineren Restquerschnitt *b* neben dem Keilloche, der allerdings nur schwelend beansprucht ist, während er in dem Falle der Abb. 1168, wo die Druckkräfte am Grunde des Loches aufgenommen werden, wechselnd, also ungünstiger belastet ist. Wegen der Kerbwirkung des steilen Kegels ziehen manche Firmen die Neigung 2:5 vor. Die Berechnung einer derartigen Keilverbindung ist auf Seite 195 des näheren durchgeführt. Hohe Beanspruchungen, schwierige und teure Ausführung und Empfindlichkeit bei unrichtigem Eintreiben des Keiles sind Nachteile, die mehr und mehr zur Ausbildung und Verwendung geeigneter Schraubenverbindungen führten, die sich selbst bei großen Kräften und Abmessungen, wie an den Großgasmaschinen bewährt haben.

Schraubt man die Kolbenstange unmittelbar in den Kreuzkopf ein, so treten bei wechselnden Kräften bald Lockerungen und schließlich Zerstörungen des Gewindes namentlich in gußeisernen Kreuzkopfhälsen ein, sofern man nicht durch das Anpressen an einem Bund oder am Grunde der Bohrung, Abb. 1170, genügende Verspannung erreichen kann. Die Einstellbarkeit der Kolbenstange gegenüber dem Kreuzkopf in der Längs-



achse ermöglicht eine richtig angezogene Gegenmutter, Abb. 1171, die die Druckkräfte aufzunehmen hat, während Zugkräfte durch das Stangengewinde übertragen werden. Durch Differentialgewinde, Abb. 1172, hat man die Verspannung noch wirksamer

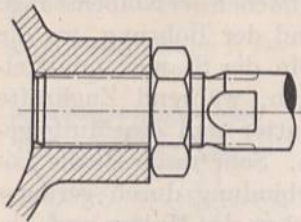


Abb. 1171. Stangenverbindung mit Gegenmutter.

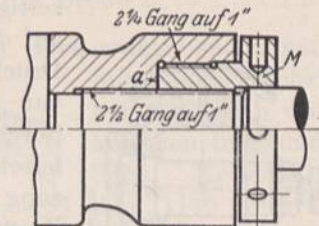


Abb. 1172. Befestigung der Stange durch Differentialgewinde.

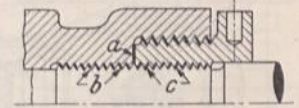


Abb. 1173. Wirkung des Differentialgewindes.

zu machen gesucht, kommt dadurch aber zu schwierigem Zusammenbau der Teile, weil die Mutter *M* unter ständigem Drehen sowohl der Kolbenstange oder des Kreuzkopfes, wie auch der Mutter selbst, so eingestellt werden muß, daß sie an der Fläche *a* anliegt.

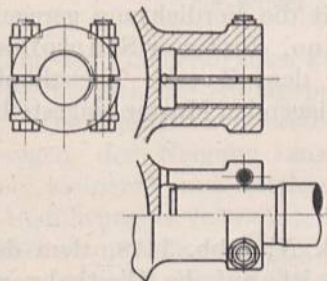


Abb. 1174. Geschlitzter Kreuzkopfhals.

Bei richtiger Verspannung, die allerdings durch die Wirkung des Differentialgewindes sehr kräftig erfolgen kann, werden die in Abb. 1173 durch starke Linien hervorgehobenen Stellen aufeinandergepreßt. Zugkräfte in der Stange werden bei *b* unmittelbar, Druckkräfte durch *c* und *a* auf den Kreuzkopfhals übertragen. In Abb. 1174 ist die Nabe geschlitzt; nach dem Aufschrauben wird sie durch kräftige Schrauben zusammengezogen,

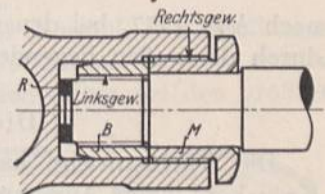


Abb. 1175. Verspannung durch aufgeschraubten Bund.

so daß das Gewinde an beiden Flanken zum Anliegen gebracht und verspannt wird. Nach Abb. 1175 wird auf das Kolbenstangenende ein Bund *B* geschraubt. Gegen diesen stützt sich die Mutter *M*, die aber gleichzeitig das Kolbenstangenende gegen den aus-

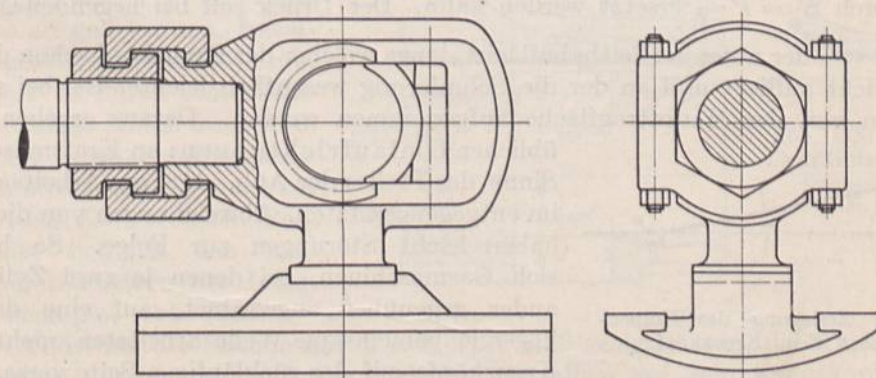


Abb. 1176. Gasmaschinenkreuzkopf von Ehrhardt und Sehmer, Saarbrücken.

wechselbaren Ring *R*, am Grunde der Kreuzkopfbohrung, der zur genauen Einstellung der Stangenlänge dient, preßt und verspannt. *B* und *M* haben entgegengesetzte Steigung, damit *B* nicht etwa durch die Reibung an *M* gelöst wird. Zu beachten ist, daß die Kolbenstange, nicht aber die Mutter *B*, zum Aufliegen am Grunde kommt, weil sonst die Übertragung der Zug- und Druckkräfte mit verschiedenen Mitteln vereitelt wird. Der Vorteil der Ausführung gegenüber den vorher beschriebenen ist, daß beim Zusammensetzen lediglich die Mutter *M* gedreht zu werden braucht, das Drehen der Kolbenstange oder



des Kreuzkopfs aber vermieden wird. Die von Ehrhardt und Sehmer an Großgasmaschinen angewandte Verbindung, Abb. 1176, umgeht das Gewinde im Kreuzkopf. Beim Anziehen legt sich die Mutter gegen den Innenrand der geteilten Muffe und preßt gleichzeitig die Endflächen der Kolbenstange

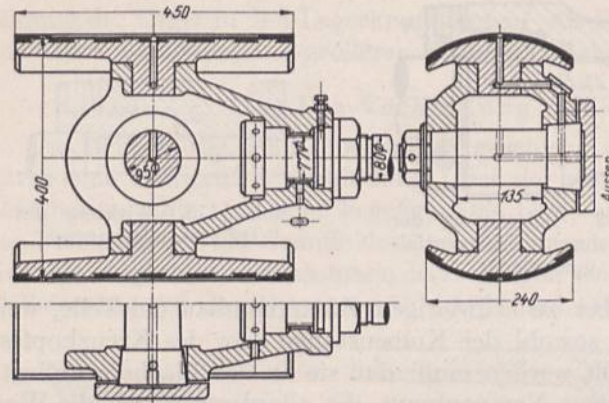


Abb. 1177. Kreuzkopf für Gleichstromdampfmaschinen, Prof. Stumpf.

auf den Grund der Bohrung, wo die Druckkräfte in der Stange unmittelbar übertragen, während Zugkräfte durch die Mutter und die Muffe geleitet werden. Sehr rasch ist die Lösung der Verbindung durch geringes Zurückschrauben der Mutter und Abnehmen der Muffe möglich.

An Gleichstromdampfmaschinen ist es notwendig, das Kolbenspiel gegenüber den Stirnwänden des Zylinders weitgehend einzuschränken und den Kolben genau einstellen zu können, damit die Verdichtung geregelt werden kann. Professor Stumpf benutzt zu dem Zwecke Kreuzköpfe

nach Abb. 1177, bei denen die Kolbenstange mit der innen liegenden Mutter eingestellt, durch die außen liegende verspannt und gesichert wird.

#### b) Die Ausbildung der Gleitschuhe.

Die Gleitschuhe haben die Aufgabe, den Seitendruck  $N$ , Abb. 1178, dem der Kreuzkopf beim Ausschlagen der Schubstange ausgesetzt ist, auf die Gleitbahn zu übertragen, in der die Schuhe mit Laufsitz laufen. Am geraden Kurbeltrieb erreicht  $N$  beim größten Ausschlag der Stange, der nach  $\sin \psi = \frac{R}{L} \sin \varphi$  durch den Größtwert von  $\sin \varphi$ , also bei  $\varphi = 90^\circ$  gegeben ist, die Größe  $P \operatorname{tg} \psi = P \frac{R}{\sqrt{L^2 - R^2}}$ , die genügend genau durch  $N = P \cdot \frac{R}{L}$  ersetzt werden kann. Der Druck soll bei liegenden Maschinen

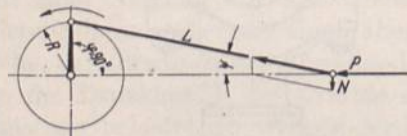


Abb. 1178. Zerlegung des Kolbendruckes  $P$  im Kreuzkopf.

möglichst von der unteren Gleitbahnfläche, längs welcher der Kreuzkopf schon durch sein Eigengewicht aufliegt und an der die Schmierung wesentlich leichter ist, bei stehenden Maschinen von der Haupttragfläche aufgenommen werden. Daraus ergeben sich die üblichen Umlaufrichtungen: an Kraftmaschinen im Sinne des Pfeiles der Abb. 1178, an Arbeitsmaschinen im entgegengesetzten. Abweichungen von dieser Regel haben leicht Störungen zur Folge. So bewährten sich Gasmaschinen, bei denen je zwei Zylinder einander gegenüber angeordnet, auf eine dazwischen liegende gemeinsame Welle arbeiteten, nicht, weil die Kreuzköpfe auf der rückläufigen Seite versagten. Bei umsteuerbaren Maschinen, Lokomotiven und Schiffsmaschinen wechselt auch der Bahndruck; an ihnen ist für besonders gute Führung, gegebenenfalls für Nachstellmöglichkeit der Gleitschuhe bei eintretender Abnutzung Sorge zu tragen. Das Abheben des Kreuzkopfes von der Gleitbahn kann auch vorkommen, wenn der Druckwechsel verhältnismäßig früh eintritt, wie z. B. die Punkte  $W_1$  und  $W_2$  in Abb. 1112 für die Wasserwerkmaschine, Tafel I, im Gegensatz zu Abb. 1113, die für die Betriebsmaschine gilt, andeuten.

Nachstellvorrichtungen der Schuhe sind im allgemeinen an Kreuzköpfen von Maschinen mit der üblichen Umlaufrichtung entbehrlich, wenn die Laufflächen genügend







der Gleitbahn zu geben, wie sie noch weiter durch Einschalten von Kugelflächen nach Abb.1183 vervollkommnet werden kann. Die Schuhe der Abb.1195 werden zu vieren zu-

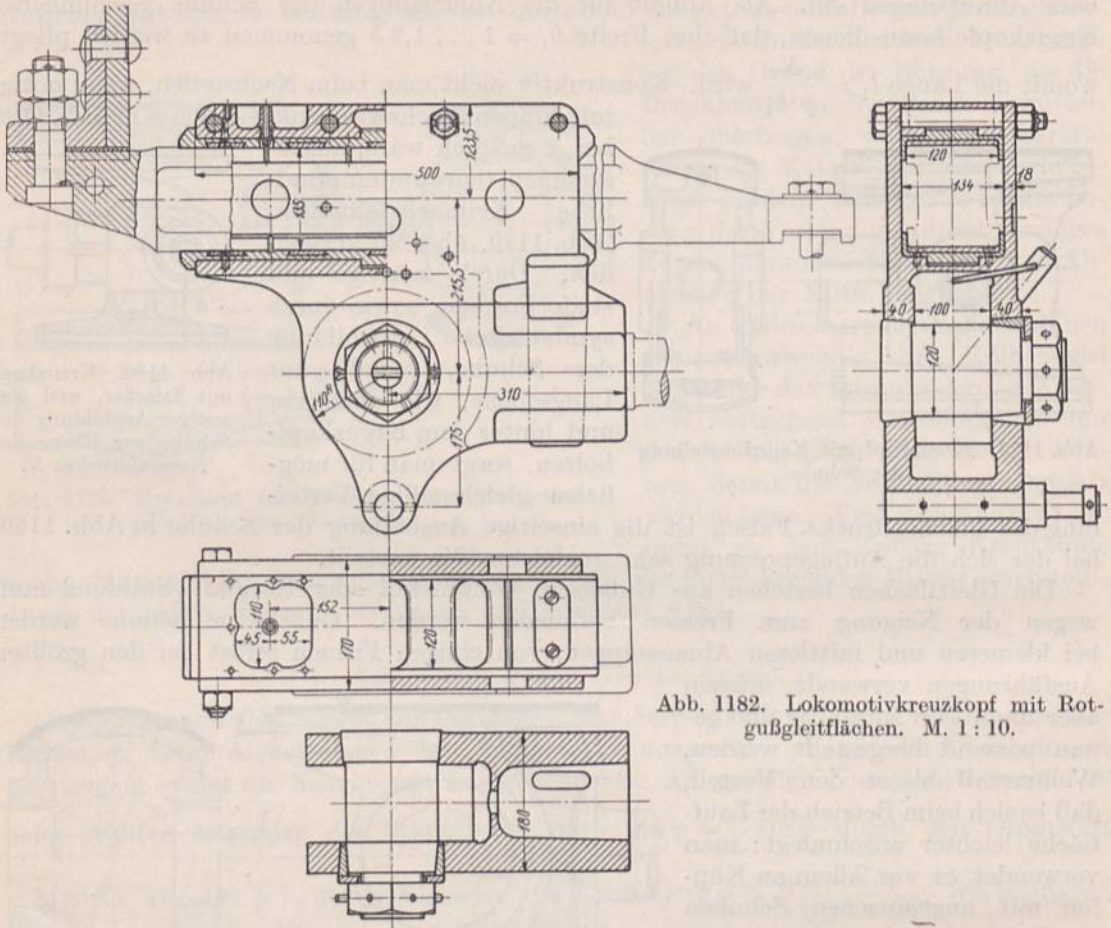


Abb. 1182. Lokomotivkreuzkopf mit Rot-  
gußgleitflächen. M. 1 : 10.

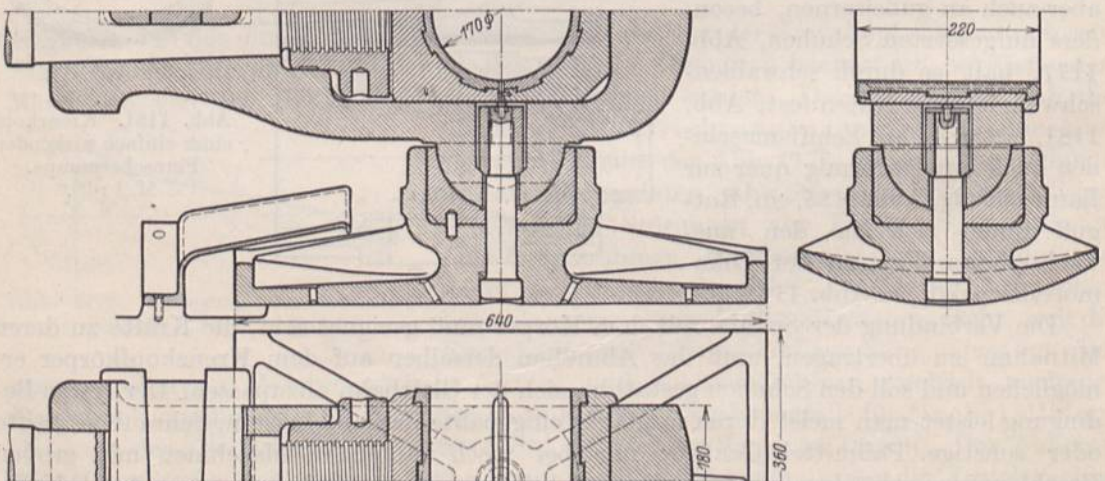


Abb. 1183. Kreuzkopf mit kugeliger Stützung der Schuhe, Gebr. Sulzer, Winterthur. (Nach Frey, Schubstangen und Kreuzköpfe.)

sammengegossen, getrennt vom Kreuzkopf innen und außen durch Drehen bearbeitet und durch Zentrierleisten und Kegelstifte in der richtigen Lage gegenüber dem Kreuz-



kopfkörper gehalten. Sorgfältige Sicherung aller Schrauben, Federn usw., die beim Lösen oft tiefe Riefen in die Gleitbahn einarbeiten, ist geboten.

Die Gleitflächen erhalten entweder die zylindrische, durch Abdrehen hergestellte Form, Abb. 1195, oder die ebene, Abb. 1191. Die erste gestattet den zentrischen Einbau des Kreuzkopfes in der Bohrung des Rahmens, Abb. 1698, unter gleichzeitiger Sicherung der seitlichen Führung. Die zweite setzt eine ebene, gehobelte oder gefräste Lauffläche, Abb. 1678, voraus und wird namentlich bei einseitiger Führung angewandt. Sie verlangt dann zwar besondere Leitlineale, um das Abheben des Kreuzkopfes von der Gleitfläche zu verhüten und um die seitliche Führung zu sichern, wird dadurch mehrteiliger und teurer, bietet aber den Vorteil größerer Zugänglichkeit der Teile, wie z. B. Abb. 1166 an einem offenen Rahmen einer Großgasmaschine zeigt. An Lokomotiven findet sich auch die einseitige Führung längs eines Lineals, Abb. 1182 oder längs einer gedrehten Stange. Veraltet ist die schwere und teure Ausführung, Abb. 1184 und 149, mit zwei seitlichen Schlitten.

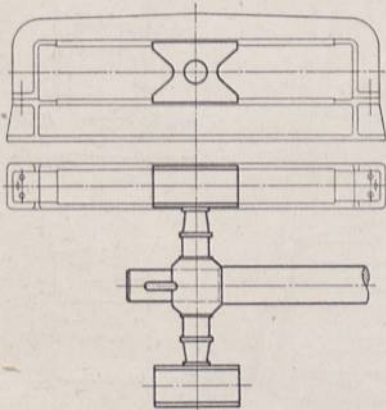


Abb. 1184. Veraltete Form des Kreuzkopfes.

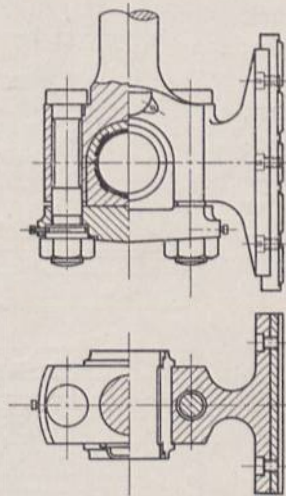


Abb. 1185. Mit Kolbenstange und Schuh aus einem Stück geschmiedeter Schiffsmaschinenkreuzkopf.

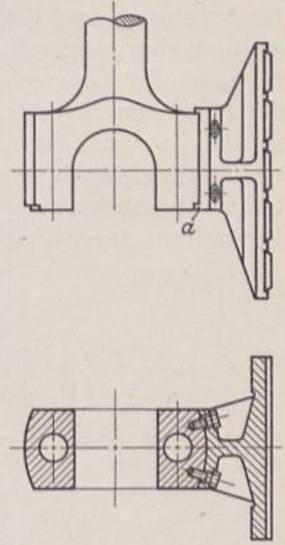


Abb. 1186. Abänderung des Kreuzkopfes Abb. 1185.

### c) Gestaltung der Lager.

Die Ausbildung der Lager in Lagerkreuzköpfen, Abb. 1198, entspricht völlig denen in Schubstangen. Besonders ist darauf zu achten, daß das Anziehen des Keiles oder der Schrauben zum Nachstellen der Schalen bequem möglich ist und daß die einzelnen Teile herausgenommen werden können, ohne den ganzen Kreuzkopf ausbauen zu müssen. Eine Sonderausführung gibt Abb. 1183, wo die Nachstellung durch eine auf die verlängerte Kolbenstange aufgesetzte Mutter bewirkt wird. Einem offenen Schubstangenkopf entspricht die Ausführung Abb. 1185, einer Schiffsmaschine entnommen, bei der der Kreuzkopfkörper mit der Kolbenstange aus einem Stück geschmiedet ist — eine durch die unzumutbare Form schwierige und sehr teure Arbeit! Der Ausbau des ganzen Kreuzkopfes verlangt ein Lösen der Kolbenstange im Kolben. Um wenigstens die Lagerteile leicht herausnehmen zu können, ist der Kopf mit einem Deckel versehen, der durch kräftige Schrauben gehalten wird. Nicht selten kommen aber Brüche dieser Schrauben vor, die Bach auf Biegespannungen infolge Durchbiegungen des Deckels zurückführt, so daß unbedingt kräftige Deckelformen zu empfehlen sind. Auch auf das gleichmäßige Anziehen beider Schrauben, das durch die geringe Zugänglichkeit der hinteren oft sehr erschwert wird, ist größte Sorgfalt zu verwenden; sonst sind Überlastungen der einen Schraube ganz unvermeidlich. Wesentlich günstiger in bezug auf Herstellung und Bearbeitung ist die Ausbildung des Kreuzkopfes nach Abb. 1186, bei der die Stange nur mit dem Hauptteil des Kreuzkopfes zusammengeschmiedet, der ganze Gleitschuh aber ange-  
setzt, durch Schrauben gehalten und beim Laufen durch die Knaggen *a* mitgenommen wird.



## d) Form und Ausbildung der Kreuzkopfkörper.

Die Gestaltung des Kreuzkopfkörpers hängt von der Art der Herstellung — durch Gießen oder Schmieden — ab. Das Schmieden verlangt, wie schon oben erläutert, möglichst einfache Formen, wie sie die Abb. 1160 und 1166 für gegabelte Schubstangen zeigen. Formen nach Abb. 1198 mit unmittelbar angesetzten langen Zapfen für die Schuhe bereiten größere Schwierigkeiten beim Schmieden; günstig ist dagegen wieder der in Abb. 1187 mit der Kolbenstange aus einem Stück geschmiedete, ungeteilte Körper, in den die Lagerschalen von der Seite her eingesetzt werden, so daß der bei Abb. 1185 erwähnte Deckel mit seinen Nachteilen vermieden ist. Bei der Herstellung durch Gießen ist man

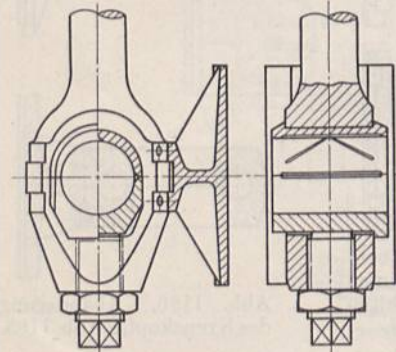


Abb. 1187. Kreuzkopf mit Schraubennachstellung.

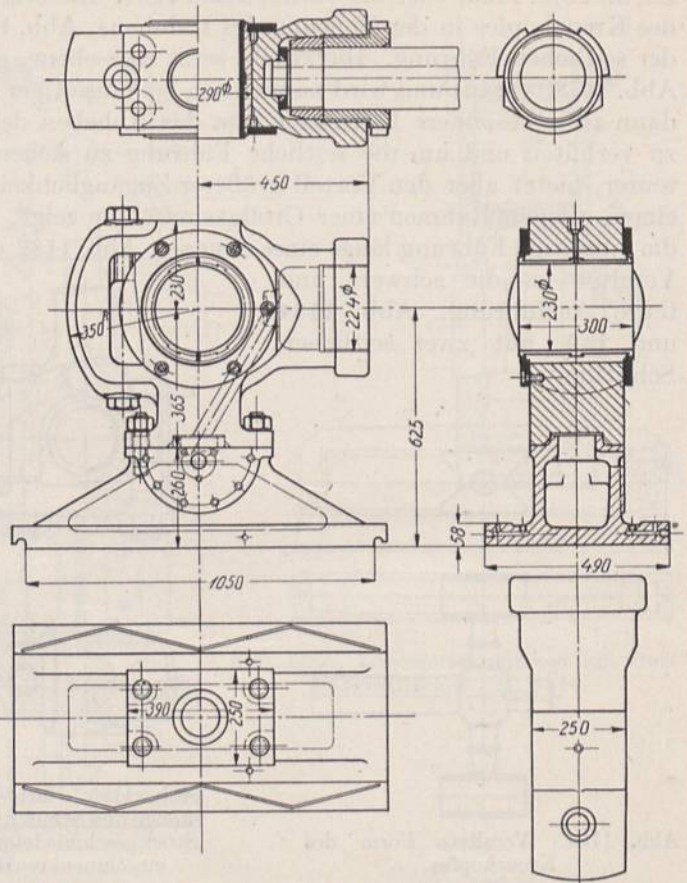


Abb. 1188. Großgasmaschinenkreuzkopf. Siegener Maschinenbau A.-G., Siegen. M. 1 : 20.

in der Formgebung freier; neben den einfacheren Formen, Abb. 1170 und 1188, sind auch gegabelte, Abb. 1193 oder Hohlformen, Abb. 1195, ohne weiteres möglich. Die konstruktive

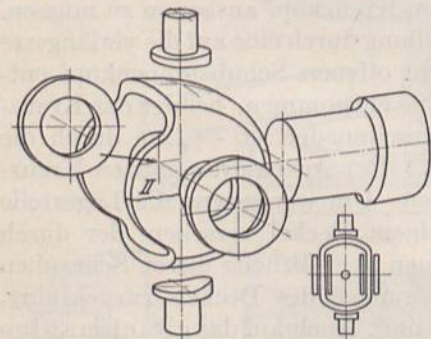


Abb. 1189. Konstruktive Entwicklung des Kreuzkopfkörpers.

Entwicklung sei an dem Beispiel, Abb. 1189, näher erläutert. Dem Schubstangenkopfe, Abb. 1258, entspricht am besten ein Körper von kugelförmiger Grundform, der nach vorn zu zylindrisch verlängert oder kegelig erweitert, seitlich durch zwei ebene Wände abgeschlossen ist und der durchweg die gleiche Wandstärke hat. Auf ihn setzt man außen und innen Augen zur Stützung des Kreuzkopfbolzens und in Richtung der Kolbenstange die Nabe für das Stangeneende an, unten und oben aber die Zapfen zur Mitnahme der Gleitschuhe mit niedrigen Augen zur Schaffung einer Auflagefläche. Das nötige Widerstandsmoment des auf Biegung stark beanspruchten

Querschnittes II kann durch Auswölben der Seitenwandungen erzielt werden.

In Abb. 1190 ist die Außenfläche als reiner Drehkörper ausgebildet, um die Herstellung des Modells oder, wenn es verlangt wird, die vollständige Bearbeitung des Körpers zu erleichtern.







obere Gleitschuh zur Zuführung benutzt, indem das Öl des Gefäßes *I* von der Kante *a* abgestreift, durch das Röhrchen *R* in die Aussparung am Schubstangenkopfe und auf den Zapfen fällt. Gefäß *II* dient zur Gleitschuh schmierung; das Öl wird von der Kante *b* abgenommen und zur Verteilung den Nuten *N* zugeführt. Die wichtigere untere Gleitfläche ist durch das von der oberen und vom Zapfen abfließende Öl hinreichend geschmiert. Zweckmäßig ist aber, das Öl an den Enden der Gleitbahn durch Rippen oder Kappen, Abb. 1165, aufzufangen. Der Schuh taucht in den Totlagen in das dort sich sammelnde Öl und nimmt einen Teil wieder mit. Durch geeignete Form der Kappe kann man erreichen, daß das Öl über die Rippen *K* der Abb. 1195 an den Schuhen hinwegspritzt und durch Bohrungen *B* den Schmiernuten in der Gleitfläche wieder zugeführt wird. An stehenden Maschinen dienen zu ähnlichem Zwecke die geschlitzten, dicht über der Gleitbahn laufenden Bleche *A*, Abb. 1193, die in die Ölbecher am Ende der Gleitbahn tauchen und das dort aufgefangene Öl wieder mit nach oben nehmen. Frisches wird der Bahn tropfenweise am oberen Ende zugeführt. Über Preßschmierung vgl. die Ausführung unter Schubstangen auf Seite 716.

Bei der Anordnung der Schmiernuten in Abb. 1195 war maßgebend, daß das Öl am oberen Schuh von selbst nach der Seite hin abzufließen sucht und daß deshalb eine Nut auf einer schmalen Fläche ausreicht. Am unteren Schuh sind die zickzackförmigen Nuten über die ganze Breite hinweg gezogen.

Flüssige Reibung läßt sich an den Gleitschuhen unter Vermeidung jeglicher Abnutzung erreichen, wenn man bei der Bewegung keilförmige Schmier-schichten nach den Ausführungen an Stützzapfen S. 681 erzeugt. Schon das sorgfältige Abrunden und schlanke Ansträ-

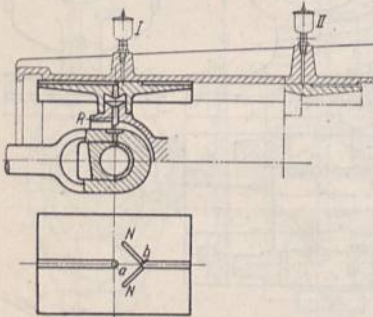


Abb. 1194. Kreuzkopfschmierung.

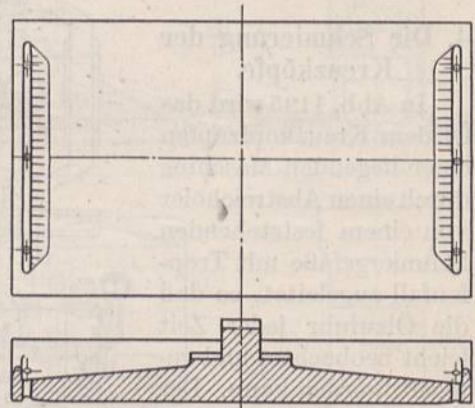


Abb. 1194a. Ausbildung der Schmiernuten an Kreuzkopfschuhen zur Erzielung flüssiger Reibung.

gen der Vorder- und Hinterkanten der Schuhe kann dieselben zum Schwimmen auf dem Öl bringen, namentlich, wenn die Schuhe sich auf Gelenken, Abb. 1183, ähnlich wie die Stützflächen an Michell-Lägern selbsttätig schräg einstellen können. In Verbindung mit dem durch die Rippe *K*, Abb. 1195, gegebenen Ölfängern würden auch keilförmige Flächen nach Abb. 1194a sehr wirksam sein.

Bezüglich der Berechnung der einzelnen Teile von Kreuzköpfen sei auf die folgenden Beispiele und die ausführlichen Darlegungen und die Kritik der Festigkeitsberechnung von Schubstangenköpfen, S. 719, verwiesen.

### 5. Ausführungs- und Berechnungsbeispiele.

Abb. 931a zeigt den Kolben einer einfach wirkenden Gasmaschine mit eingebautem Kreuzkopfbolzen, um die Baulänge der Maschine klein zu halten. Dabei muß der Kolben selbst eine genügend große Tragfläche zur Aufnahme des Seitendruckes des Kurbeltriebes bieten. Er kann zu dem Zwecke ähnlich, wie die selbsttragenden Kolben am unteren Drittel genau auf den Zylinderdurchmesser, im oberen Teil dagegen exzentrisch abgedreht werden, um die Ausdehnungsmöglichkeit im Zylinder sicher zu stellen.

**Berechnungsbeispiel.** Kreuzkopf zur Wasserwerkmaschine, Tafel I. a) Gabelform, Abb. 1195, zum geschlossenen Schubstangenkopf, Abb. 1258, passend. Größter Druck in den Totlagen der Kurbel: Summe des Dampf- und Pumpendruckes auf der Hochdruckseite,  $P_{\text{max}} = 20600 \text{ kg}$ ; größter Dampfdruck im Niederdruckzylinder der als Betriebs-



maschine verwandten Dampfmaschine  $P_a = 17400$  kg;  $n = 50$  Umdrehungen in der Minute. Kreuzkopfkörper aus Stahlguß, Schuhe aus Gußeisen, Kolbenstange und Zapfen aus Stahl. Kolbenstangendurchmesser 100 mm, vgl. Seite 579, an der Eintrittsstelle in den Hals wegen der Möglichkeit, die Stange nachschleifen zu können, unter schlankem Übergang auf  $d_1 = 95$  mm abgesetzt.

Die zylindrisch eingepaßte Stange liege am Grunde der Bohrung auf. Infolge des Brechens der Stangenkante hat die Auflagefläche  $d_2 = 85$  mm Durchmesser. Durch das Loch für die Schraube zum Herausdrücken der Stange geht eine Kreisfläche von  $d_3 = 38$  mm Durchmesser verloren.

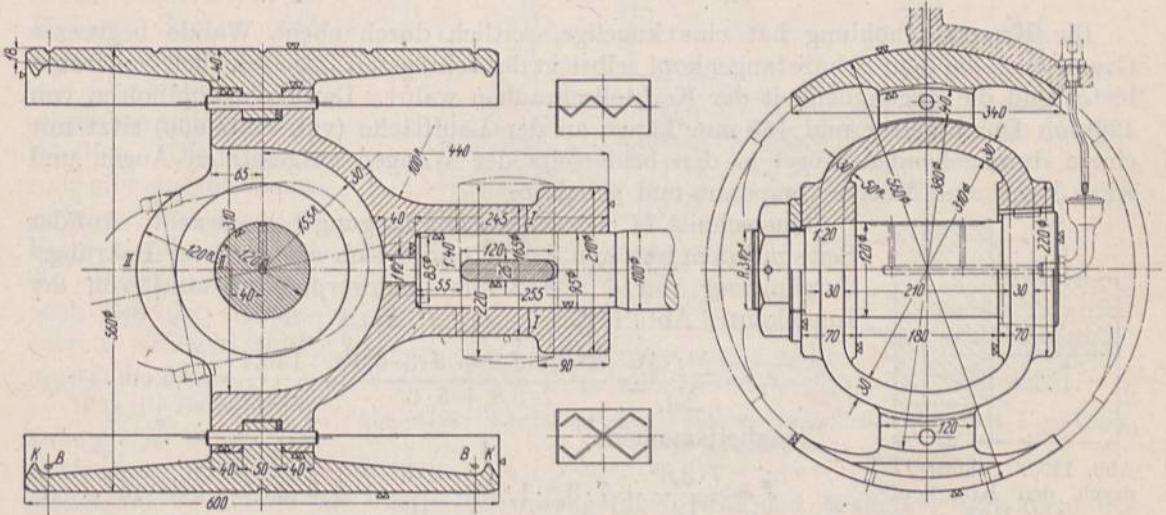


Abb. 1195. Kreuzkopf der Wasserwerkmaschine Tafel I. M.  $\approx 1:10$ .

Auflagepressung:

$$p = \frac{P_{\max}}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_3^2)} = \frac{20600}{\frac{\pi}{4}(8,5^2 - 3,8^2)} = 454 \text{ kg/cm}^2; \text{ niedrig.}$$

Keilstärke  $b$  aus dem Auflagedruck des Keiles in der Stange. Stahl auf Stahl, schwellende Belastung.  $p = 850 \text{ kg/cm}^2$  angenommen.

$$f = d_1 \cdot b = \frac{P_{\max}}{p}; \quad b = \frac{20600}{9,5 \cdot 850} = 2,55 \text{ cm.}$$

Gewählt  $b = 26 \text{ mm}$ .

Beanspruchung des Restquerschnittes der Stange  $f'$ , Abb. 1196, durch die wechselnde Belastung:

$$\sigma_z = \frac{P_{\max}}{f'} = \frac{20600}{\frac{\pi}{4} \cdot 9,5^2 - 9,5 \cdot 2,6} = 445 \text{ kg/cm}^2.$$

Auflagelänge  $l$  des Keiles im Hülsenbunde.  $p = 700 \text{ kg/cm}^2$  für die schwellende Belastung des Stahlgusses.

$$p \cdot l \cdot b = P_{\max}; \quad l = \frac{20600}{700 \cdot 2,6} = 11,4 \text{ cm.}$$

Daraus Bunddurchmesser:

$$D = 114 + 95 \approx 210 \text{ mm.}$$

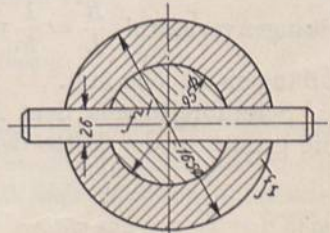


Abb. 1196. Schnitt durch den Hals des Kreuzkopfes Abb. 1195.

Keilhöhe  $h$  aus schwellender Beanspruchung auf Biegung nach laufender Nr. 16 der Zusammenstellung 5; zugelassen  $k_b = 1200 \text{ kg/cm}^2$ .



$$h^2 = \frac{6 \cdot P_{\max} \cdot D}{8 \cdot b \cdot k_b} = \frac{6 \cdot 20600 \cdot 21}{8 \cdot 2,6 \cdot 1200} = 104; \quad h = 10,2 \text{ cm.}$$

Wegen Abrundung gewählt  $h = 120 \text{ mm}$ .

Überstehendes Ende der Kolbenstange  $h_1 = \frac{1}{2} h = 55 \text{ mm}$ , Höhe des Kreuzkopfbundes über den Keil  $h_2 = 70 \text{ mm}$ .

Beanspruchung im Querschnitt  $I$  von 165 mm Außendurchmesser:

$$\sigma_z = \frac{P_{\max}}{f_I} = \frac{20600}{\frac{\pi}{4}(16,5^2 - 9,5^2) - 2,6 \cdot 7} = 164 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Kreuzkopfhöhlung hat eine kugelige, seitlich durch ebene Wände begrenzte Grundform, die dem Schubstangenkopf selbst in der schrägsten Lage reichlich Spielraum bietet und die Zugänglichkeit der Keilstellschrauben wahrt. Der Kreuzkopfbolzen von 120 mm Durchmesser und 180 mm Länge an der Lauffläche (vgl. Seite 650) sitzt mit einem durchgehenden Kegel in den beiderseits der Wangen aufgesetzten Augen und wird durch eine Mutter verspannt und gehalten.

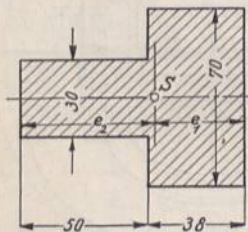


Abb. 1197. Schnitt II durch den Kreuzkopf  
Abb. 1195.

Querschnitt II, schwelend auf Biegung beansprucht. Auf der Seite mit dem weiteren Loche ergibt sich ein mittlerer Bohrungsdurchmesser von  $d' = 142 \text{ mm}$ . Schwerpunktabstand von der Innenkante, Abb. 1197:

$$e_1 = \frac{\sum f \cdot \xi}{\sum f} = \frac{7 \cdot 3,8 \cdot 1,9 + 5 \cdot 3 \cdot 6,3}{7 \cdot 3,8 + 5 \cdot 3} = \frac{145,4}{41,6} = 3,5 \text{ cm.}$$

Trägheitsmoment:

$$J = \frac{7 \cdot 3,8^3}{12} + 7 \cdot 3,8 \cdot 1,6^2 + \frac{3 \cdot 5^3}{12} + 3 \cdot 5 \cdot 2,8^2 = 249 \text{ cm}^4.$$

Betrachtet man die Wange näherungsweise als einen geraden Träger von  $l' = 180 \text{ mm}$  Stützweite, so wird die größte Zugspannung in der äußeren Faser in  $e_2 = 53 \text{ mm}$  Abstand vom Schwerpunkte:

$$\sigma_b = \frac{P_{\max}}{4} \frac{\left(\frac{l'}{2} - \frac{d'}{4}\right) e_2}{J} = \frac{20600}{4} \frac{\left(\frac{18}{2} - \frac{14,2}{4}\right) \cdot 5,3}{249} = 597 \text{ kg/cm}^2.$$

Zulässig. Die Wange muß, um den angenommenen Querschnitt zu ermöglichen, weit herausgezogen werden. Dabei wird man aber darauf achten, daß die Ausbuchtung nur an der ebenen Wand, Abb. 1189, ansetzt und nicht auf den zylindrischen Teil übergreift.

Die gußeisernen Schuhe werden in Rillen, die um die Längsachse des Kopfes gedreht sind, gehalten und durch Kegelstifte gesichert. Sie können zu vierten zusammengewossen, gemeinsam außen und innen abgedreht werden, wie es der Seitenriß andeutet. Der Außendurchmesser  $D$  ergibt sich aus der Abb. 1165 bei  $l_1 = 600 \text{ mm}$  Schuhlänge, einem Stangenverhältnis  $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$  und unter Berücksichtigung des auf der Gleitbahn aufgesetzten Ölfängers zu 560 mm.

Schuhbreite aus dem Auflagedruck in der Gleitbahn  $p = 1,8 \text{ kg/cm}^2$ . Maßgebend die größte in der Mitte des Hubes wirkende Kolbenkraft  $P_a = 17400 \text{ kg}$ .

$$b = \frac{P_a \cdot R}{L \cdot l_1 \cdot p} = \frac{17400}{5 \cdot 60 \cdot 1,8} = 32,2 \text{ cm.}$$

Gewählt 340 mm Breite.

Die Schmierung des Kreuzkopfbolzens geschieht durch einen Abstreichhölzer, die des oberen Gleitschuhes durch ein auf der Rahmenmitte sitzendes Schmiergefäß. Dem unteren Schuh wird das an den Enden der Gleitbahn sich sammelnde Öl durch Ölfänger, die es hinter die Leisten  $K$ , Abb. 1195, spritzen, immer wieder zugeführt. Während



die Schmiernuten am oberen Schuh zickzackförmig auf einer schmalen Fläche beiderseits der Mittellinie gezogen sind, erstrecken sie sich am unteren nahezu über die ganze Breite des Schuhs.

b) Geschlossene Form, Abb. 1198, als Lagerkreuzkopf zur gegabelten Schubstange, Abb. 1263, ausgebildet.

Die Kolbenstange ist im Stahlgußkörper kegelig mit einer Verjüngung 1:10 eingepaßt. Das Lager besteht aus zwei Bronzeschalen mit Nachstellung durch einen Keil und zwei Kopfschrauben; die gußeisernen Schuhe sitzen auf zylindrischen Zapfen und werden durch Federn und gut gesicherte Kopfschrauben in ihrer Lage gehalten. Die Ausführung gibt eine um 65 mm geringere Baulänge als Form *a*, andererseits ist die Bearbeitung, die nach den drei Hauptachsen erfolgen muß, umständlicher.

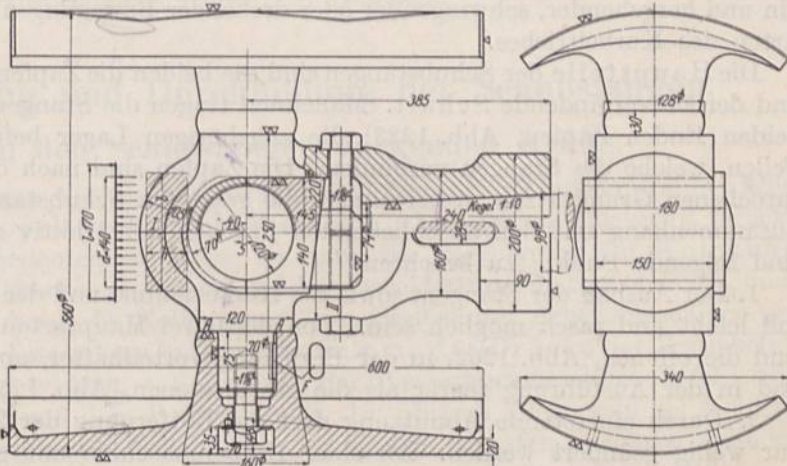


Abb. 1198. Kreuzkopf der Wasserwerkmaschine Tafel I als Lagerkreuzkopf ausgebildet.

Was die Berechnung anlangt, so ist die der Befestigung der Kolbenstange im Kreuzkopf auf Seite 195 durchgeführt, während bezüglich derjenigen des Lagers auf die ganz entsprechende der Schubstangenköpfe, Seite 729, verwiesen werden kann.

Querschnitt *I*, als gerader Balken von  $l = 170$  mm Stützlänge betrachtet, muß, mit  $k_b = 600$  kg/cm<sup>2</sup> beansprucht, ein Widerstandsmoment:

$$W = \frac{P_{\max}}{2} \frac{\left(\frac{l}{2} - \frac{d'}{4}\right)}{k_b} = \frac{20600}{2} \frac{\left(\frac{17}{2} - \frac{14}{4}\right)}{600} = 85,8 \text{ cm}^3$$

haben, dem ein Rechteck von  $b = 150$  mm Breite und einer Höhe von:

$$h = \sqrt{\frac{6W}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 85,8}{15}} = 5,86 \text{ cm}$$

entspricht.

Kopfbende kugelig mit 105 mm Halbmesser ausgeführt. Zugbeanspruchung der Wange in dem durch die Schraubenlöcher geschwächten Querschnitte *II*:

$$\sigma_z = \frac{P_{\max}}{f_{II}} = \frac{20600}{4 \cdot 16,3} = 316 \text{ kg/cm}^2. \quad \text{Zulässig.}$$

Die Form des Kreuzkopfkörpers ist so gewählt, daß man ihn ohne Schwierigkeit vollständig bearbeiten, sich aber auch auf die Bearbeitung der besonders gekennzeichneten Flächen beschränken kann. Bei einer etwaigen Herstellung desselben durch Schmieden sind die Zapfen für die Gleitschuhe unbequem. Es ist aber nicht schwer, den Körper so umzugestalten, daß die Schuhe, ähnlich wie in Abb. 1187 auf umlaufenden, niedrigen Leisten mit Kopfschrauben gehalten werden. Die Schuhe haben die gleichen Auflageflächen wie bei der Ausführung *a*).

Über die Bearbeitung einiger Kreuzkopfformen sind auf Seite 167 nähere Angaben gemacht.



## Schubstangen.

### I. Zweck, Hauptteile und allgemeine Anforderungen.

Schubstangen, auch Treib-, Flügel-, Bleuel-, Lenk- oder Kuppelstangen genannt, dienen zur Übertragung der Kräfte zwischen zwei Zapfen, insbesondere zur Umsetzung hin und hergehender, schwingender oder drehender Bewegungen durch die verschiedenen Arten des Kurbeltriebes.

Die Hauptteile der Schubstangen sind die beiden die Zapfen umschließenden Köpfe und der sie verbindende Schaft. Manchmal tragen die Stangen an einem oder auch an beiden Enden Zapfen, Abb. 1223; die zugehörigen Lager befinden sich dann in den Teilen, welche die Stangen verbinden. Die Zapfen sind nach den im Abschnitt 15 besprochenen Grundsätzen zu berechnen, die gesamten Schubstangen aber stets in engem Zusammenhang mit den anschließenden Stücken konstruktiv zu gestalten. Besonders sind folgende Punkte zu beachten:

1. Der Ausbau der Stangen, sowie die Herausnahme und der Ersatz der Lagerschalen soll leicht und rasch möglich sein. Von den zwei Hauptarten der Schubstangenköpfe sind die offenen, Abb. 1262, in der Beziehung vorteilhafter, andererseits aber schwerer und in der Ausführung teurer als die geschlossenen, Abb. 1257.

2. Durch eintretende Abnutzung darf die Entfernung der Zapfenmitten nicht oder nur wenig geändert werden. An einer Kolbenmaschine mit geringem Spiel zwischen

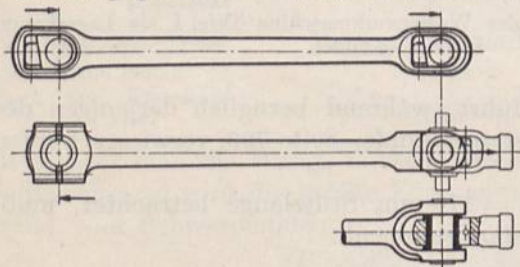


Abb. 1199 und 1200. Nachstellung an Schubstangen.

Kolben und Zylinderdeckel wird sonst die Größe des schädlichen Raumes und damit die Höhe der Verdichtung beeinflusst; es kann zum Anschlagen des Kolbens am Deckel und zu Brüchen kommen. Beispielsweise müssen die Stellkeile an der Stange mit zwei geschlossenen Köpfen, Abb. 1199, in den Pfeilrichtungen wirken. Durch Nachstellen der Schalen am linken Kopfe für den Kurbelzapfen wird die Zapfenmitte nach dem Schaft zu verschoben, demzufolge die Stange gekürzt und der Kolben im Zylinder nach links verstellt. Das kann nur durch die nach der gleichen Richtung erfolgende Nachstellung am andern Kopfe ausgeglichen werden. Im Falle der Abb. 1200, wo die Nachstellvorrichtungen an zwei verschiedenen Teilen der Maschine, nämlich am linken Kopfe der Schubstange und am Kreuzkopf vorgesehen sind, verfolgt man am besten die bei der Nachstellung eintretende Verschiebung des Kolbens. Durch die Abnutzung der Schalen des linken, offenen Kopfes wird derselbe im Sinne des dort angezeichneten Pfeiles verschoben, eine Bewegung, die durch die am Kreuzkopf gezeichnete Anordnung des Keils aufgehoben wird, wenn sich die Kreuzkopflagerschalen im gleichen Maße, wie die am Kurbelzapfen abnutzen. Umständlicher wird der Ausgleich, wenn an beiden Enden der Schubstange offene Köpfe verwandt werden, welche bei der Nachstellung stets eine Verminderung der Stangenlänge bedingen, die nur durch besondere Mittel, etwa durch Doppelmuttern auf der Kolbenstange, Abb. 1160, unschädlich gemacht werden kann. Sonst muß die Verschiebung des Kolbens in Kauf genommen werden. An Gasmaschinen mit verhältnismäßig großen Verdichtungsräumen ist das meist zulässig. Treibt jedoch die Gasmaschine ein durch die Kolbenstange gekuppeltes Gebläse an, so ist wieder auf die Möglichkeit genauer Einstellung des Kolbenspieles im Gebläsezylinder, z. B. in dem Führungsschlitten der Kolbenstange Bedacht zu nehmen.

3. Die Achsen der Zapfen und Lagerschalen müssen genau parallel sein. Ein im Kurbelarm schief sitzender zylindrischer Kurbelzapfen ist überhaupt nicht zu gleichmäßigem Anliegen in den Schalen zu bringen. Er wird bei größeren Belastungen und



Geschwindigkeiten stets zum Warmlaufen neigen und zu Anständen führen. Für das gleichmäßige Tragen und gute Laufen der Schalen ist durch sorgfältiges Anpassen derselben an die Zapfen und durch eine hinreichende, zuverlässige Schmierung Sorge zu tragen.

4. Wegen der Massenwirkungen sind die Schubstangen leicht zu halten.

5. Die Überleitung der Spannungen aus einem Stangenteil in den andern ist durch allmähliche Übergänge zu begünstigen. Scharfe Ecken und Absätze führen selbst bei rechnerisch niedrigen Beanspruchungen leicht zu Brüchen.

## II. Berechnung und Durchbildung der Schubstangen.

### A. Die in den Schubstangen wirkenden Kräfte.

Die in den Schubstangen wirkenden Kräfte sind Zug- oder Druckkräfte, in vielen Fällen, wie an allen doppeltwirkenden Maschinen, abwechselnd Zug- und Druckkräfte. Bei der meist bedeutenden Länge ist dann die Berechnung auf Knickung gegenüber den größten, überhaupt vorkommenden Druckkräften maßgebend. So muß an Kraftmaschinen, die durch die Kolbenstange unmittelbar mit Arbeitsmaschinen gekuppelt sind, die in den Totpunkten auftretende Summe der Drucke der Festigkeitsrechnung zugrunde gelegt werden, z. B. im Falle der Wasserwerkmaschine, Tafel I, die Summe aus dem Dampf- und dem Pumpendruck. Im übrigen pflegt man bei Kolbenmaschinen die aus der wirksamen Kolbenfläche  $F$  und dem höchsten Druck im Zylinder

$p_{\max}$  berechnete Kraft  $P = F \cdot p_{\max}$  zu benutzen, dagegen die Erhöhung auf  $\frac{P}{\cos \varphi}$  in der Schräglage der Stange, Abb. 1061, zu vernachlässigen, die an Pumpen, Gebläsen und Kompressoren eintritt, wenn auch in der Mitte des Hubes der volle Kolbendruck  $P$  wirkt. Der Fehler beträgt 2,1 % bei einem Stangenverhältnis  $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$ , 3,3 % bei  $\frac{R}{L} = \frac{1}{4}$ ,

wobei noch zu beachten ist, daß ein Teil der Kolbenkraft  $P$  zur Überwindung der Kolben-, Stangen- und Kreuzkopfreibung verwandt worden ist, ehe sie in der Schubstange zur Wirkung gelangt, so daß der rechnerische Fehler annähernd ausgeglichen ist.  $p_{\max}$  darf an Verpuffungsgasmaschinen zu 25, an Gleichdruckmaschinen zu 35–40 at gesetzt werden; an Dampfmaschinen hängt der Wert von dem Kesseldruck, den Zylinderverhältnissen und der Höhe der Belastung ab.

Bei kleinen Füllungsgraden haben die Trägheitskräfte der hin- und hergehenden Massen eine günstige, ausgleichende und entlastende Wirkung. So erreichen die Kolbenkräfte an Gasmaschinen während des normalen Laufes nie die volle Höhe  $P = F \cdot p_{\max}$ , immerhin ist aber zu bedenken, daß beim Anlaufen, gerade bei geringen Geschwindigkeiten, bei denen der Einfluß der Massenwirkung noch unbedeutend ist, häufig Frühzündungen vorkommen, die den Druck weit über das gewöhnliche Maß hinaus steigern.

### B. Die Zapfen der Schubstangen.

Den Ausgangspunkt bei der konstruktiven Gestaltung bilden die Zapfen. In bezug auf ihre Berechnung sei das Folgende hervorgehoben. Der Rechnung auf Festigkeit ist die größte, überhaupt auftretende Kraft zugrunde zu legen, derjenigen auf Flächendruck die größte, längere Zeit wirkende Belastung, gegebenenfalls unter Berücksichtigung der Massendrucke. Endlich ist bei der Berechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen, die hauptsächlich für umlaufende Zapfen in Betracht kommt, von der mittleren Belastung auszugehen. Beispielweise sind die Zapfen der Wasserwerkmaschine, Tafel I, auf Biegung gegenüber der Summe aus dem Dampf- und Pumpendruck  $P_0 = P_d + P_p = 20\,600$  kg, der aber nur ganz vorübergehend in den Totpunkten wirkt, zu berechnen, während für den Flächendruck der größte Dampfdruck  $P_d = 16\,900$  kg



(unter Vernachlässigung der Massenwirkung), für die Sicherheit gegen Warmlaufen der mittlere Druck  $P_m = 10550$  kg maßgebend ist, wie des näheren auf Seite 650 ausgeführt wurde.

An Kreuzkopfpzapfen findet sich das Verhältnis der Länge  $l$  zum Durchmesser  $d$  fast immer  $\frac{l}{d} \approx \frac{1,5}{1}$ ; dagegen läßt sich für Kurbelzapfen kein allgemein gültiger Wert angeben, weil die je nach der Art der Maschine verschiedenen Kraft- und Reibungsverhältnisse von erheblichem Einfluß sind.

### C. Die Lagerschalen der Schubstangen.

Um die nach Durchmesser und Länge gegebenen oder berechneten Zapfen herum bildet man zunächst die Lagerschalen aus. Bei geringer Belastung genügen einteilige Büchsen, Abb. 1206, die in die Stangenköpfe fest eingetrieben und, wenn nötig, gegen Mitnahme durch die Zapfenreibung gesichert werden. Bei höheren Belastungen eintretende Abnutzung verlangt die Teilung der Schalen und Nachstellvorrichtungen. Die Fuge wird meist und zweckmäßigerweise senkrecht zur Kraft- und damit zur Abnutzungsrichtung, also zur Stangenachse, angeordnet; seltener findet sich die zur Stangenmitte symmetrische Form, Abb. 1212. Größter Wert ist wegen der Beschränkung des Ölverbrauches und wegen der Sicherstellung der Schmierung auf guten Fugenschluß zu legen. Die Schalenkanten streifen, namentlich wenn sie nicht abgerundet, sondern scharf sind, das Öl ab, das dann durch den Spalt unausgenutzt abfließt. Das ist besonders bei dem häufig durch Nichtfachleute vorgenommenen Befeilen der Ränder gelegentlich des Nachziehens der Schalen nach eingetretener Abnutzung zu beachten. Als Werkstoff wird an den Kreuzkopflagerschalen der Kolbenkraft- und Arbeitsmaschinen wegen der lediglich kippenden Bewegung gegenüber dem Zapfen vorwiegend Bronze ohne Ausguß, an den Kurbelzapfenschalen dagegen meist Weißmetall verwandt, in Bronze-, Stahlguß- oder Gußeisenschalen oder auch in die Stangenköpfe selbst eingegossen. Einen Anhalt für die Stärke der Schalen im Scheitel, wo sie durch die Stangenkräfte am stärksten beansprucht sind und wo auch die größte Abnutzung eintritt, geben die bei Lagern gebräuchlichen Formeln, u. a. die von Lindner:

für Bronzeschalen

$$s = 0,06 d + 6 \text{ mm}, \quad (383)$$

für Bronzeschalen mit Weißmetallausguß

$$s = 0,08 d + 8 \text{ mm}, \quad (384)$$

für Stahlgußschalen mit Weißmetallausguß

$$s = 0,09 d + 9 \text{ mm}, \quad (385)$$

für Gußeisenschalen mit Weißmetallausguß

$$s = 0,12 d + 12 \text{ mm}, \quad (386)$$

} einschließlich  
Weißmetall-  
ausguß.

Voraussetzung für die Stärke  $s$  ist, daß die Schalen mindestens auf einer Breite  $= \frac{3}{4}$  des Bohrungsdurchmessers aufliegen. Sind sie auf schmaleren Flächen gestützt, so müssen sie kräftiger bemessen werden. Der Weißmetallausguß pflegt, die Tiefe der Befestigungsmittel ungerechnet, eine Stärke:

$$s_1 = 0,025 d + 2,5 \text{ mm} \quad (387)$$

zu erhalten, mit der Maßgabe, daß man selten über 10 bis 12 mm hinausgeht. Er muß aufs sorgfältigste festgehalten werden, durch schwalbenschwanzförmige Nuten, Löcher, Vertiefungen, Eindrehungen usw., wie des näheren in dem Abschnitt über Lager besprochen ist. Namentlich an den Schalenkanten blättert und bricht das Weißmetall leicht ab, wenn es nicht wirksam befestigt ist. An Lokomotivschubstangen pflegt man es in Bronzeschalen nicht bis zur Fuge gehen zu lassen, sondern schmalere, an den Rändern durch unterschrittene Kanten gehaltene Weißmetallspiegel auszubilden, Abb. 1211 und 1219, muß aber die Bronzeflächen dann zurücktreten lassen oder freischaben, damit die Zapfen nicht angegriffen werden. Unnötig tiefe Schwalbenschwänze vergrößern



den Verbrauch an teurem Weißmetall, lassen es dort gröber kristallinisch werden und schwächen die Schalen.

Zugunsten geringer Lichtweite, sowie kleiner Gesamtabmessungen der Köpfe nimmt man die Schalenstärke, senkrecht zur Stangenachse gemessen, bei  $a$ , Abb. 1258, häufig kleiner als  $s$ , wird aber im übrigen auf möglichst einfache Herstellung sowohl der Schalen, als auch der Aussparung im Kopf durch Ausbohren, Fräsen und Stoßen achten. So ließe sich die kantige Gestalt der rechten Lagerschale in Abb. 1219 ohne Schwierigkeit durch eine Drehfläche ersetzen. Seitliche Verschiebungen der Schalen oder der Stange gegeneinander müssen durch Bunde, Deckbleche, Abb. 1212, oder dgl., aber unter Beachtung des leichten Zusammenbaues der einzelnen Teile verhütet werden.

#### D. Nachstellmittel.

Als Nachstellmittel dienen meist Stelleile mit möglichst breiten Anlageflächen, um die Nebenbeanspruchung der Schale auf Biegung und die örtliche Steigerung des Auflagedruckes an der Lauffläche zu beschränken oder zu vermeiden. Nur bei kleineren Kräften finden sich Schrauben, Abb. 1207, angewendet. Auf die Möglichkeit des leichten und sicheren Anziehens der Stellmittel, gute Zugänglichkeit der Keilschrauben, ohne andere Teile ausbauen oder wegnehmen zu müssen, ist besonderer Wert zu legen. Beispiele für verschiedene Ausbildungsmöglichkeiten bringen die späteren Ausführungen.

#### E. Baustoffe der Schubstangenkörper.

Als Baustoff der eigentlichen Stangen kommt vor allem Flußstahl, geschmiedet, bei Massenherstellung auch im Gesenk gepreßt, ferner Stahlguß, das leichte Aluminium und seine Legierungen, seltener Gußeisen oder Holz in Betracht — das letztere seines geringen Gewichtes wegen für die Stangenschäfte an Sägegattern und ähnlichen rasch laufenden Maschinen.

#### F. Ausbildung und Berechnung des Schaftes.

Die Schubstangenlänge  $L$ , gerechnet von Mitte bis Mitte Zapfen, pflegt man bei Kurbeltrieben in einem bestimmten Verhältnis zum Kurbelhalbmesser  $R$  anzunehmen. Je kleiner  $\frac{R}{L}$  ist, desto niedriger fällt der Druck auf die Kreuzkopfschuhe und die radiale Seitenkraft an der Kurbel aus und desto günstiger sind die Beschleunigungsverhältnisse; andererseits wächst die Länge des Triebes und der Maschine. An liegenden Kraft- und Arbeitsmaschinen findet man  $R:L$  meist gleich 1:5, an stehenden wegen der Einschränkung der Bauhöhe gleich 1:4,5 bis 1:4. An Lokomotiven hängt es sehr von dem Gesamtaufbau ab.

Die wichtigsten Querschnittformen des Schaftes, der Kreis-, der seitlich abgeflachte Kreisquerschnitt und der I-förmige, sind in den Abb. 1201 bis 1203 wiedergegeben. In Rücksicht auf die Biegemomente durch die Massenkraft ordnet man die beiden zuletzt genannten so an, daß das größte Trägheitsmoment der Schwingebene der Stange zukommt. Bei der Berechnung auf Knickung ist aber selbstverständlich stets das kleinste einzusetzen. Die wirtschaftlich vorteilhafteste Form ist im allgemeinen der Kreisquerschnitt.

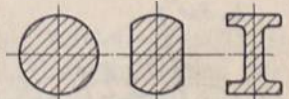


Abb. 1201 bis 1203. Schaftquerschnitte.

Muß die Stange Druckkräfte übertragen, so ist der Schaft auf Knickung, und zwar je nach seiner Schlankheit nach der Eulerschen oder Tetmajerschen Formel (16) oder (21) zu berechnen. Dabei darf der Sicherheitsgrad an kleineren Maschinen, soweit nicht konstruktive Rücksichten oder die Herstellung und Bearbeitung größere Schaftquerschnitte verlangen, zwischen 10 bis 8, an größeren zwischen 8 bis 6 genommen werden. Lokomotiven weisen in Rücksicht auf die Forderung geringer hin- und hergehender



Gewichte Werte bis herab zu 3, selbst 1,75 auf, um die störenden Bewegungen durch die Massenkräfte einzuschränken.

Die Berechnung des Schaftes erfolgt am einfachsten dadurch, daß man den Durchmesser oder Querschnitt schätzt, das zugehörige Trägheitsmoment  $J$  sowie den Trägheitshalbmesser  $i = \sqrt{\frac{J}{f}}$  ermittelt, an der Schlankheit der Stange  $\frac{L}{i}$  feststellt, ob die Eulersche oder Tetmajersche Formel maßgebend ist und nun die Sicherheit gegen Ausknicken ermittelt. Im Gebiet der unelastischen Knickung fällt die Sicherheit flußeiserner Stangen wegen der niedrigeren Werte für den Festwert  $K$  der Zusammenstellung 3, Seite 18, geringer aus, als der von Stahlstangen. Dagegen ist der Baustoff, sobald die Eulersche Formel maßgebend wird, ohne Einfluß, weil die Dehnungsziffern von weichem und hartem Stahl nahezu gleich groß sind, vgl. Berechnungsbeispiel 1. Bei der Ermittlung der Maße hölzerner Stangen darf  $\alpha$  im Mittel gleich  $\frac{1}{120000}$  cm<sup>2</sup>/kg gesetzt werden.

Nach der bisher ausschließlich benutzten Eulerschen Formel wird die Sicherheit in vielen Fällen ganz bedeutend überschätzt; einige Beispiele bieten die an ausgeführten Maschinen errechneten Zahlen der Zusammenstellung 123.

Zusammenstellung 123. Sicherheitsgrade von Schubstangen.

Lfde Nr	Art der Maschine und Hersteller	Stangen-			Sicherheitsgrad nach		Bemerkungen	
		länge mm	quer-schnitt mm Ø	kraft kg	Euler	Tet-majer		
1	Gleichstrommaschine, Prof. Stumpf . . . . .	1500	88	17200	16,1	St. 10,3 Fl. 8,2	Flußeisen 42 bis 48 kg/mm <sup>2</sup> , 20% Dehnung	
2	Gute-Hoffnungshütte . . .	3125	175	54000	18,6			Fl. 10,2
3	Verbundgebläse. Deutsche Masch.-Fabr. A. G. Duisburg	4500	300	150000	27,8	St. 14 Fl. 11,4		
4	140 PS Gasmaschine 450 Ø, 580 mm Hub . . . . .	1550	125	39800	26,5	St. 9,4 Fl. 7,8		$p = 25$ at
5	160 PS Dieselmotor 330 Ø, 560 mm Hub . . . . .	1400	105	30000	21,6	St. 8,7 Fl. 7,2		$p = 35$ at
6	Großgasmaschine Syst. Cockerill 39 1/2" Ø, 43 1/2" Hub	2750	210	190000	14,1	St. 5,6 Fl. 4,6		$p = 25$ at
7	Kraftwagenmotor 105 Ø, 130 mm Hub, $n = 1200$ , Abb. 1225	310	—	2160	5,5	4,6		Flußstahl, vgl. Berechnungsbeispiel 2

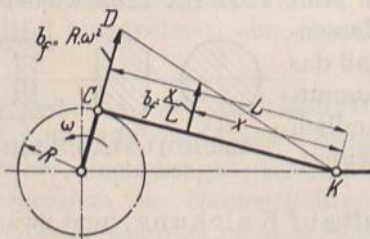


Abb. 1204. Massenbeschleunigungen an einer Schubstange.

Für die Beanspruchung auf Biegung kommen die Komponenten der Massenkräfte senkrecht zur Schubstangenachse in Frage. In der in Abb. 1204 dargestellten Lage der Schubstange senkrecht zum Kurbelarm ist sie am Kurbelzapfen durch die Zentrifugalbeschleunigung  $b_f = R \cdot \omega^2 = CD$ , wobei  $R$  in Metern einzusetzen ist, gegeben. Annähernd, aber genügend genau kann man sie für die übrigen Punkte gleichgerichtet und verhältnismäßig der Entfernung  $x$  vom Kreuzkopfpapfen  $K$ , also

zu  $\frac{x}{L} \cdot b_f$  oder entsprechend den Ordinaten des Dreieckes  $KCD$  annehmen. Denkt man sich an einer beliebigen Stelle ein Stück der Stange von 1 cm Länge herausgeschnitten,







Reihe herausgegriffene Normalkopf nach Professor Stumpf, Berlin, Abb. 1208. Derartige Köpfe können, in größerer Zahl auf Lager gehalten, an Steuergestängen usw. häufig und vorteilhaft Verwendung finden, wie schon auf Seite 185 kurz ausgeführt ist. Die rechte Schale stützt sich gegen einen breiten Keil, der durch die untere Kopfschraube eingestellt wird, während die obere, nach erfolgter Einstellung angezogen, die Lage durch die gegenseitige Verspannung sichert. Auch eine durchgehende Schraube, Abb. 1209, unter Sicherung durch eine Mutter *M* wird häufig verwandt. Der Keil reicht über etwa  $\frac{2}{3}$  bis  $\frac{3}{4}$  der lichten Weite *b* des Kopfes, Abb. 1208, so daß  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{4}$  *b* zum Nachstellen

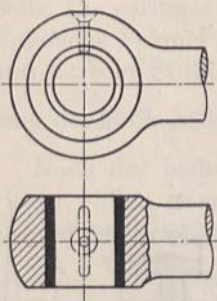


Abb. 1206. Kugelig abgedrehter Schubstangenkopf (Auge.)

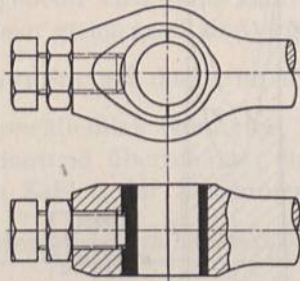


Abb. 1207. Kopf mit Schraubennachstellung.

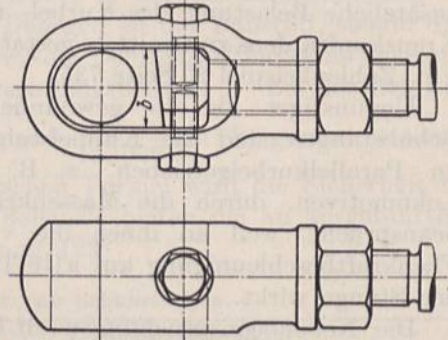


Abb. 1208. Normalkopf nach Prof. Stumpf.

zur Verfügung bleibt, bei dem man die Schalen an der Fuge nachfeilt. Seitlich sind die Schalen nicht besonders gehalten, es ist deshalb nötig, die Endscheiben auf dem Zapfen so breit zu machen, daß der Stangenkopf selbst geführt wird. Der letztere, aus weichem Flußstahl oder schmiedbarem Guß bestehend, ist als ein beiderseits abgeflachter Drehkörper ausgebildet, dessen Höhlung durch Bohren und Stoßen bearbeitet wird. In Rücksicht auf die Abrundung in der Höhlung wird der aus Stahlguß- oder Flußstahl hergestellte Keil zweckmäßigerweise an den entsprechenden Kanten abgeschragt.

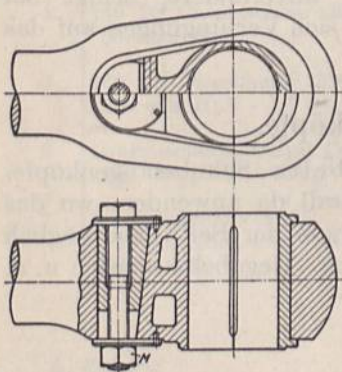


Abb. 1209. Schubstangenkopf mit Querkeil.

Die Stange wird in den Hals eingeschraubt und durch eine Mutter in ihrer Lage gesichert. Hat dabei der eine Kopf der Stange linksgängiges, der andere rechtsgängiges Gewinde, so ist die Stangenlänge durch Lösen der Muttern und Drehen der Stange auf jedes beliebige Maß einstellbar. Bei gleichem Gewinde läßt sich die Länge durch Drehen eines Kopfes nur stufenweise um je eine halbe Ganghöhe verändern.

In ganz ähnlicher Weise werden auch die Stangenköpfe größerer Maschinen, Abb. 1258, durchgebildet. Jedoch pflegen die Schalen in seitlicher Richtung durch Bunde gehalten zu werden, um das Anlaufen des Zapfenrandes an zwei verschiedenen Baustoffen zu vermeiden, wie es im Falle der Abb. 1208 statthat. Die rechte Schale, Abb. 1258, besitzt beiderseits Bunde; sie wird, um  $90^\circ$  gedreht, eingeführt und

dann im Kopf in die richtige Lage gebracht. An der linken dagegen muß der Rand auf der einen Seite wegfallen, damit sie zugleich mit dem Keil von der Seite her eingeschoben werden kann. Vorausgesetzt ist dabei freilich, daß der Zapfen keinen festen Bund, sondern eine abnehmbare Endscheibe, Abb. 1298, besitzt. Andernfalls muß die Führung des Keiles durch die Schalenränder wegbleiben, damit Schale und Keil nacheinander eingebracht werden können. Das vereinfacht auch die Herstellung der Schale; die Lage des Keiles ist hinreichend gesichert, wenn die Schrauben in den Löchern kein großes Spiel haben.







Handhabung wegen seitlich weit herausgezogen ist. Die Lagerschalen am Kurbelzapfen sind mit Weißmetall ausgegossen und werden von einem mit der Stange aus einem Stück bestehenden Ölgefäß aus geschmiert. Wie der Grundriß zeigt, ist die Höhlung des letzteren durch Ausbohren hergestellt und durch einen Deckel dicht geschlossen; sie wird unter Niederdrücken des Knopfes *K* gefüllt. Während der Fahrt gelangt das im Gefäß umhergeschleuderte Öl durch die Nuten am Stift *S* zur Schale. Vgl. auch Abb. 1219.

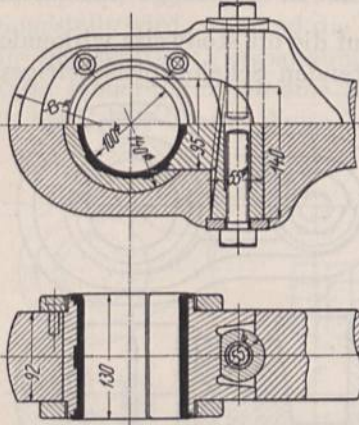


Abb. 1213. Kopf mit zylindrischem Stellkeil. M. 1 : 8.

## 2. Offene Schubstangenköpfe.

Die gebräuchlichste Form der offenen, vorwiegend an den Kurbelzapfen angewandten Schubstangenköpfe ist der sogenannte Marinekopf, Abb. 1215, rechts, bei dem der Bügel zunächst nach Abb. 1216 mit der Stange zugleich bearbeitet und dann erst längs der Fuge *F*, Abb. 1264, abgetrennt wird. Die letztere wird vielfach durch Blechzwischenlagen, Abb. 1215, die auch zum Nachstellen der Schalen dienen, ausgefüllt, während kräftige Schrauben die Verbindung zwischen dem Deckel und der Stange herstellen. Die Schrauben haben nicht allein die

Aufgabe, die Längskräfte zu übertragen; sie müssen auch die Seitenkräfte, die bei großen Geschwindigkeiten entstehen, aufnehmen und deshalb beiderseits gut eingepaßt sein. Wenn sie zur Verminderung der Biegemomente im Deckel möglichst nahe zusammengedrückt sind und dann tief in die Lagerschalen einschneiden, empfiehlt es sich, sie auf einer Länge *ab*, Abb. 1262, einzupassen, die länger als der Ausschnitt in den

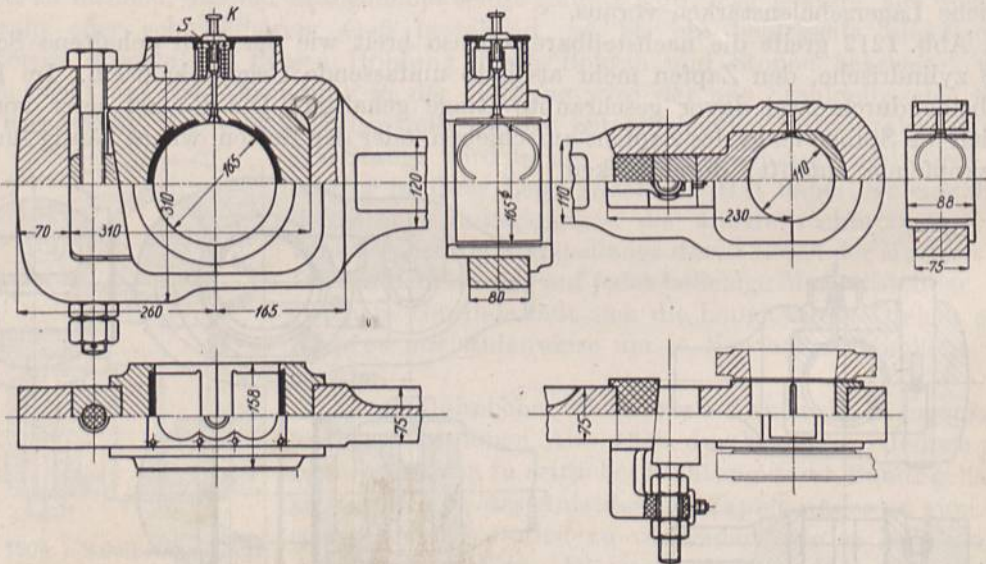


Abb. 1214. Lokomotivschubstange. M. 1 : 10.

Lagerschalen ist, so daß die Schrauben wenigstens auf einer kurzen Strecke ringsum gehalten sind. Beschränkt man sich am mittleren Teile auf eine kürzere Paßlänge, so soll man die Bolzen auch am Kopfende satt einpassen, Abb. 1215, um ihnen einen sicheren Halt zu geben. Ein anderer Weg, die seitlichen Kräfte aufzunehmen, wäre, den Deckel am Stangenende durch einen Absatz zu zentrieren, eine Ausführung, die aber die getrennte und dadurch umständlichere Herstellung und Bearbeitung desselben verlangt.

Die Schrauben müssen gleichmäßig und mit genügender Vorspannung, so daß kein Klaffen entsteht, angezogen und auf das sorgfältigste gesichert werden, etwa durch kräftige



Gegenmuttern, Abb. 1262 oder nach der Pennschen Art, Abb. 1218 oder durch eine Kappe und Vierkant, Abb. 1215. Eintretendes Lösen einer Schraube bedingt Biegebeanspruchungen und Überlastungen der anderen, die zusammen mit den gleichzeitig durch

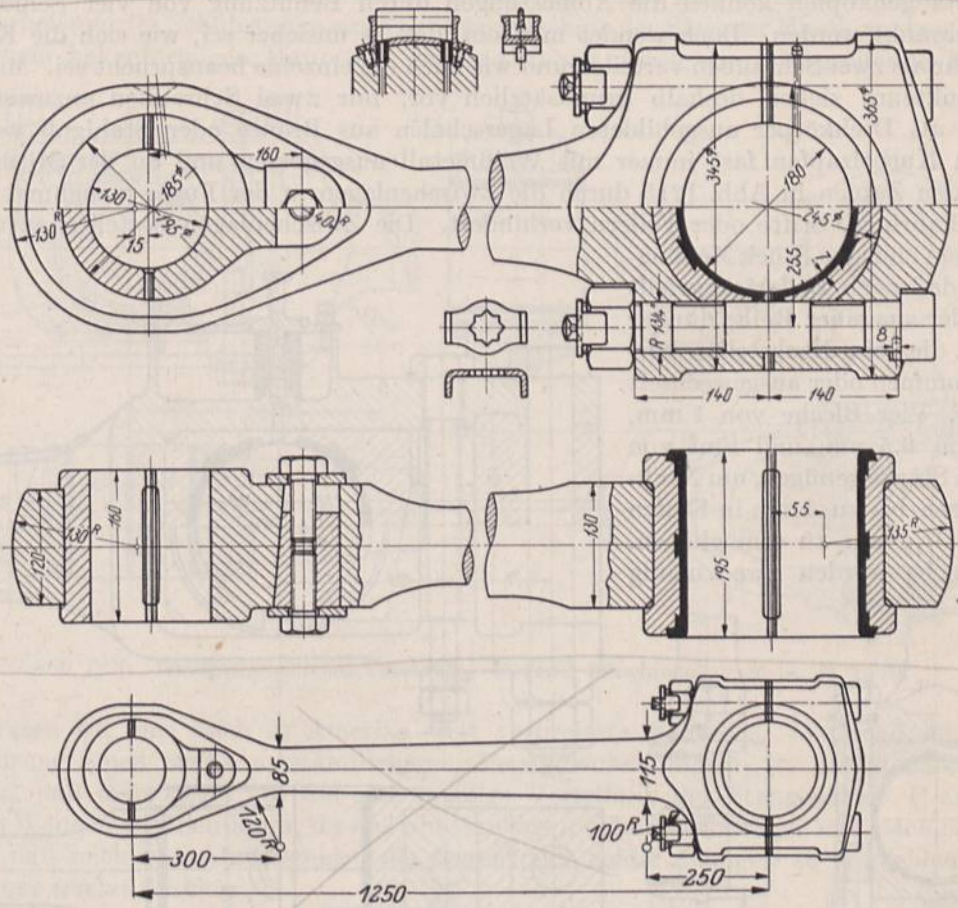


Abb. 1215. Schubstange einer Pumpmaschine. M. 1: 8 und 1: 15.

das Spiel in den Lagerschalen entstehenden Stößen oft zum Bruch der Schrauben führen. Besonders gern reißen diese an der Ansatzstelle des Kopfes, nicht allein wegen des häufig viel zu scharfen Überganges, sondern auch, weil die Fasern durch das Einkerbten beim Ausschmieden des Bolzens aus einem Stück vom Durchmesser des Kopfes, Abb. 1217, oft lei-

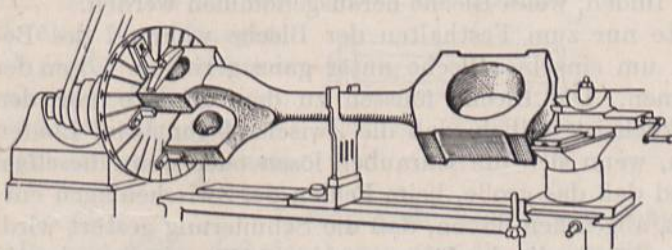


Abb. 1216. Bearbeitung einer Schubstange.

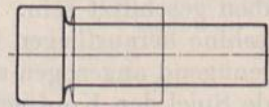


Abb. 1217. Ausschmieden des Bolzens.

den und weil dabei die inneren, durch höheren Phosphorgehalt spröderen Teile der Stange an die Oberfläche kommen. Das letztere trifft auch in dem Falle zu, daß die Schrauben durch Abdrehen aus einem dicken Stück hergestellt werden [XVII, 3]. Vorteilhaft kann der Ersatz des Kopfes durch eine gegen Lösen gut gesicherte Mutter sein. Auch das normale scharfe Gewinde bedingt starke Kerbwirkungen und sollte vermieden werden; Fein- oder Rundgewinde ist unbedingt vorzuziehen. Die bei der Aufnahme



der Stoßwirkungen wichtige Elastizität der Schrauben läßt sich durch Eindrehen des Schaftes auf den Kerndurchmesser, Abb. 1262, erhöhen, sogar unter gleichzeitiger Verminderung der Kerbwirkung an der Ansatzstelle des Gewindes. An sehr schweren Schubstangenköpfen können die Abmessungen durch Benutzung von vier Schrauben eingeschränkt werden. Doch wendet man ein, daß es unsicher sei, wie sich die Kräfte auf mehr als zwei Schrauben verteilen und wie hoch die einzelne beansprucht sei. Manche Konstrukteure ziehen deshalb grundsätzlich vor, nur zwei Schrauben anzuwenden.

Die als Drehkörper ausgebildeten Lagerschalen aus Bronze oder Stahlguß werden an den Kurbelzapfen fast immer mit Weißmetall ausgegossen und an der Mitnahme durch den Zapfen in Abb. 1215 durch die Zwischenlagen in der Fuge, manchmal auch durch Paßringe, Stifte oder Federn verhindert. Die Zwischenlagen bestehen entweder aus einem einzigen Stück Messingblech, das nach Bedarf abgefeilt wird oder aus einer Reihe dünner Bleche, die beim Nachstellen herausgenommen oder ausgewechselt werden. Vier Bleche von 1 mm, eins von 0,5 mm und fünf von 0,1 mm Stärke genügen, um Nachstellungen bis zu 5 mm in Stufen von je  $\frac{1}{10}$  mm zu ermöglichen. Die Bleche werden zweckmäßig

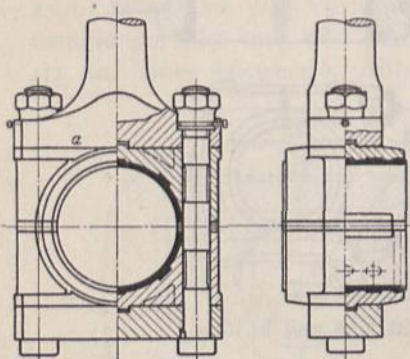


Abb. 1218. Bei der Marine übliche Bauart offener Schubstangenköpfe.

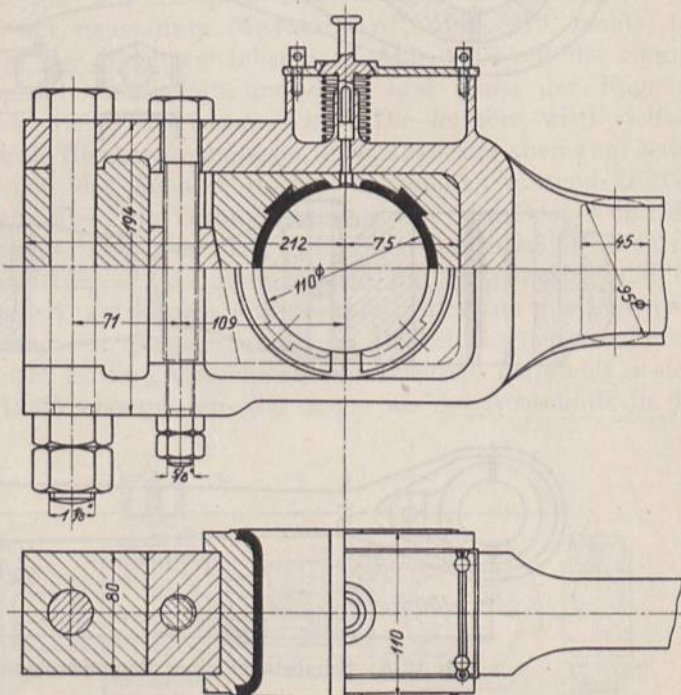


Abb. 1219. Offener Kopf von einer Lokomotivschubstange.  
M. 1 : 5.

auf zwei Stifte *S*, Abb. 1262, gereiht, die, in die eine Schale fest eingetrieben, in der anderen in weiteren Löchern Platz finden, wenn Bleche herausgenommen werden.

Manche benutzen die Reihstifte nur zum Festhalten der Bleche während des Bearbeitens und entfernen sie dann, um einzelne Bleche unter ganz geringem Lösen der Schrauben herausnehmen zu können. Die Bleche müssen zu dem Zwecke vor den Schrauben geschlitzt sein. Bedenklich ist freilich, daß die Zwischenlagen beim Laufen der Maschine herausfliegen können, wenn sich die Schrauben lösen oder wenn dieselben nicht genügend angezogen sind und daß das große, beim Fehlen der Zwischenlagen entstehende Spiel den Kopf gefährdet, abgesehen davon, daß die Schmierung gestört wird.

An Schiffsmaschinen findet man häufig die Ausführung, Abb. 1218, mit flanschartig ausgeschmiedetem Schaft, der mit den Bronzeschalen und dem Deckel durch eingepaßte Schrauben verbunden ist. Die Bauweise ist durch den großen Verbrauch an Bronze teuer. Auch werden die seitlichen Kräfte weniger gut als in Abb. 1215 aufgenommen; sie können erhebliche Beanspruchungen auf Biegung in den Schrauben hervorrufen. Gelegentlich wird diese Form benutzt, um die Stangenlänge durch Einlegen von Zwischenstücken bei *a*, etwa an Versuchsmaschinen oder bei Verwendung verschiedener Brennstoffe an Ölmotoren, verändern zu können.



Die hoch beanspruchten Schrauben des Marinekopfes vermeiden die Ausführungen Abb. 1219 und 1220. Bei der ersten, zu einer Lokomotivschubstange gehörig, wird der Verschluß durch ein seitlich eingeschobenes und durch eine Schraube gehaltenes Querstück gebildet, gegen das sich der Keil stützt. Im Falle Abb. 1220 besteht der Kopf am Kurbelende der Schubstange einer Großgasmaschine der Siegener Maschinenbau A.-G., aus einem hakenförmigen Hauptteil, dessen Öffnung durch eine übergreifende Brücke

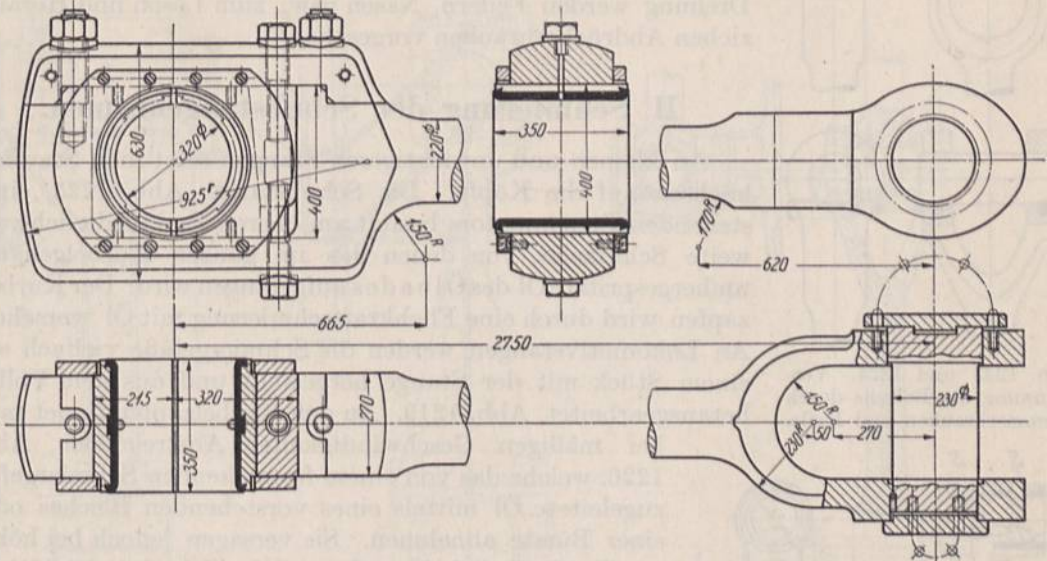


Abb. 1220. Großgasmaschinenschubstange. Siegener Maschinenbau A.-G. M. 1 : 20.

geschlossen ist, eine auch in Amerika weit verbreitete Bauweise. Während die erste Ausführung einen etwas umständlicheren Zusammenbau ergibt, ist der Nachteil der zweiten, daß man kaum auf die gleichmäßige Verteilung der Stangenkraft  $P$  auf die beiden Wangen rechnen kann, da das abnehmbare Schlußstück länger und nachgiebiger ist, so daß reichliche Abmessungen der festen oder beider Wangen zu empfehlen sind.

Klose ersetzt die eine Seitenwange durch eine Schraube und ein darum gelegtes, geschlitztes Stück  $A$ , Abb. 1221.

Konstruktionen, Abb. 1222, bei denen ein Bügel über das Stangenende geschoben und durch Keile festgehalten wird, sind teuer, ungünstig beansprucht und veraltet.

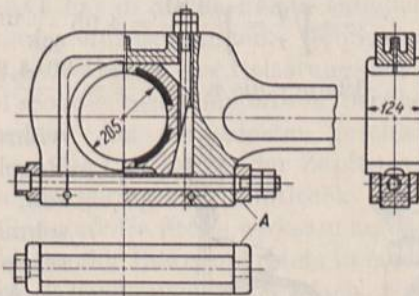


Abb. 1221. Schubstangenkopf, Bauart Klose.

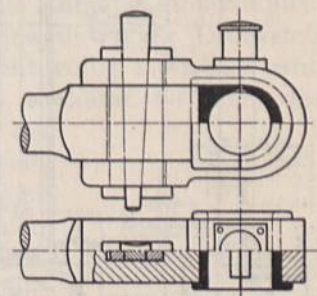


Abb. 1222. Veraltete Stangenkopfform.

### 3. Gegabelte Enden von Schubstangen.

In dem Falle, daß das Lager und die Nachstellung in dem durch die Schubstange angetriebenen Teil, z. B. im Kreuzkopf liegt, wird der Bolzen in das meistens gegabelte Schubstangenende fest eingesetzt. Als Gabelform wählt man entweder diejenige nach Abb. 1220 oder die für die unmittelbare Übertragung der Stangenkraft günstigere nach Abb. 1224. Der Zapfen pflegt bei kleinen Kräften zylindrisch eingepaßt und durch Stifte, Splinte u. dgl. gehalten oder durch Schrauben festgeklemmt zu werden. Bei größeren und namentlich bei wechselnden Kräften ist auf die Ausbildung einer Spannungsverbindung besonderer Wert zu legen, wie sie bei den Kreuzkopfbolzen, Seite 690, aus-



fürlich beschrieben wurde. Auch an den Schubstangen ist eine Verspannung an beiden Enden immer dann zu empfehlen, wenn die Gabel nachgiebig ist und federt. Gelegentlich findet man zylindrische Bolzen in geschlitzten Stangenenden, Abb. 1223, die durch Schrauben festgespannt werden. Unvorteilhaft sind die teuren Keile, Abb. 1224, die zudem die Augen in starkem Maße schwächen. Zur Sicherung gegen Drehung werden Federn, Nasen usw., zum Lösen und Herausziehen Abdrückschrauben vorgesehen.

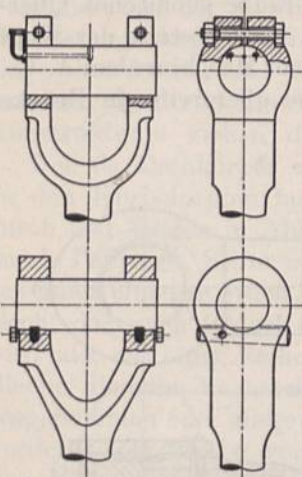


Abb. 1223 und 1224. Verspannung des Bolzens durch Klemmschrauben und Keile.

## H. Schmierung der Schubstangenzapfen.

An kleinen und unwichtigeren Stangen setzt man Staufferbüchsen auf die Köpfe. Die Schubstange, Abb. 1225, eines stehenden Benzinmotors besitzt am oberen Ende lediglich zwei weite Schlitze *S*, von denen das im ganzen Kurbelgehäuse umhergespritzte Öl des Ölbad es aufgefangen wird. Der Kurbelzapfen wird durch eine Fliehkraftschmierung mit Öl versehen. An Lokomotivstangen werden die Schmiergefäße vielfach aus einem Stück mit der Stange hergestellt und aus dem Vollen herausgearbeitet, Abb. 1219. An den Kurbelzapfen findet man

bei mäßigen Geschwindigkeiten Abstreichöler, Abb. 1226, welche das von einem feststehenden Schmiergefäß zugeleitete Öl mittels eines vorstehenden Bleches oder einer Bürste abnehmen. Sie versagen jedoch bei höheren Geschwindigkeiten oft, weil das Schmiermittel leicht verspritzt wird und können nicht mehr verwandt werden, sobald die Zentrifugalbeschleunigung größer als die Erdbeschleunigung ist, weil dann die Öltröpfen weggeschleudert werden und nicht auf die Zapfen fallen. Die Grenze ist schon bei der Wasserwerkmaschine, Tafel I, überschritten, da die Bedingung  $\omega^2 \cdot r \leq g$  zu

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{r}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,4}} = 4,95 \frac{1}{\text{sek}}$$

$$\text{kleiner als } n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 4,95}{\pi} = 47 \text{ in der Minute führt,}$$

während die Maschine in der Regel 50 Umdrehungen machen soll. Deshalb ist Fliehkraftschmierung, Abb. 1298, vorgesehen.

An großen Maschinen hat man Preßschmierungen in konstruktiv verschiedenster Weise durchgebildet. Posaunenrohre, Abb. 1227 und Gelenkrohre sind vierteilig, empfindlich und nicht immer zuverlässig. In Abb. 1228 wird das Drucköl durch einen um die Welle gelegten, abgedichteten Ring zugeleitet und dem Kurbelzapfen

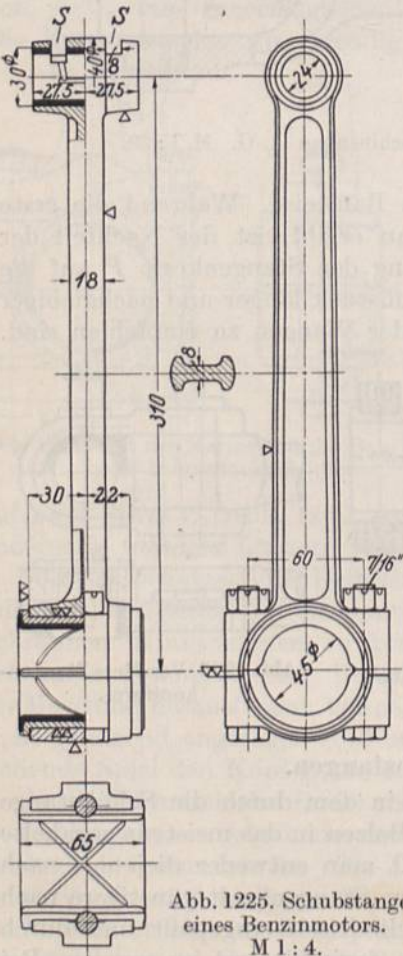


Abb. 1225. Schubstange eines Benzinmotors. M 1 : 4.

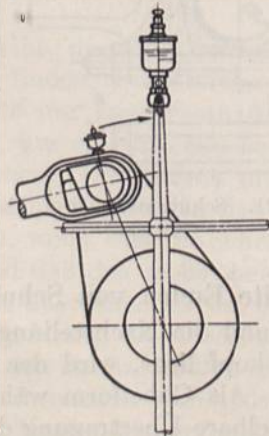


Abb. 1226. Abstreichöler am Kurbelzapfen.

durch Bohrungen in der gekröpften Welle, dem Kreuzkopfzapfen von dort durch Bohrungen oder eine Rohrleitung längs der Schubstange zugeführt [XVII, 4]. Einfacher



und noch sicherer erscheint es, eine Ringnut im Wellenlager, Abb. 1229, zur Zuführung des Drucköls zu benutzen.

Auf die im Abschnitt 15 näher behandelte flüssige Reibung kann an Schubstangenköpfen im Falle kippender Bewegung, z. B. an den Kreuzkopfpfenden keinesfalls gerechnet werden. Selbst wenn der Zapfen umläuft, hindert das meist eintretende abwechselnde

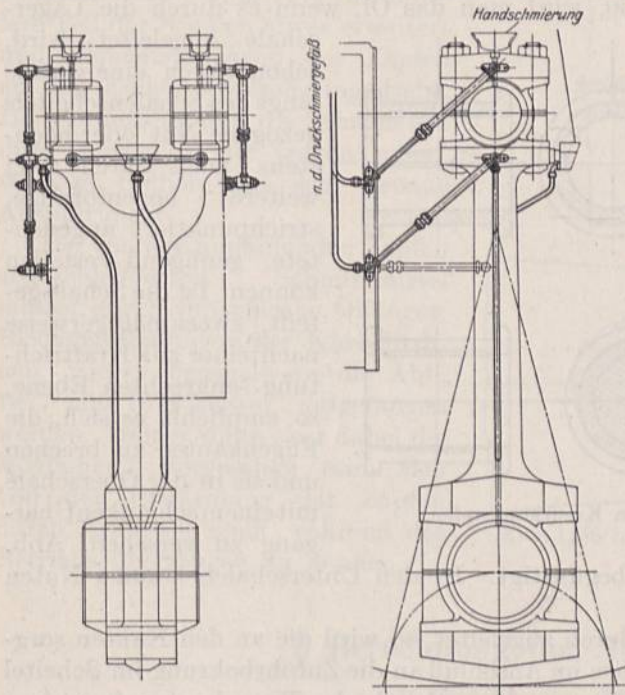


Abb. 1227. Posaunenrohrschmierung an der Schubstange einer Schiffsmaschine.

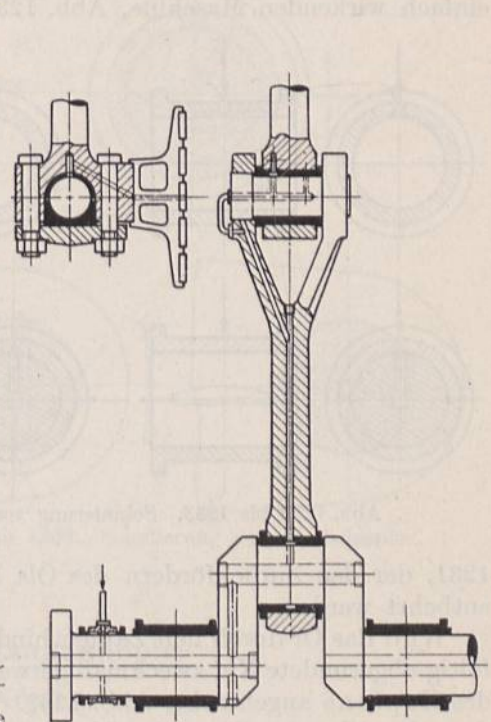


Abb. 1228. Druckölschmierung.

Anliegen an der einen und der andern Schale die Ausbildung zusammenhängender, tragfähiger Schichten. Das Öl hat in diesen Fällen lediglich die Aufgabe, stoßdämpfend zu wirken und die Abnutzung einzuschränken. Gelingt es, jeweils an die Druckstelle so viel Öl zu bringen, daß es während der Belastungszeit nicht völlig verdrängt wird, und daß sich Zapfen und Schale nicht metallisch berühren, so kann die Abnutzung vollständig vermieden werden. Am wirksamsten geschieht das durch Drucköl; in Fällen, wo die Laufstellen der Zapfen zeitweise unbelastet sind, genügt schon geringer Zufuhrdruck von  $\frac{1}{2}$  bis 1 at, um die Schalen zu füllen und die Stöße wirksam zu dämpfen.

Wenn der Zapfen bei kippender Bewegung stets in einer Richtung belastet ist, wie die Kreuzkopfpfenden einfacherer Maschinen, wird man das Schmiermittel durch eine oder mehrere an den Kanten sorgfältig abgerundete Längsnuten zuführen, die ständig gefüllt gehalten werden und in denen sich der Zapfen bei der Bewegung benetzt. Vielfach sind auch schräge, sich kreuzende oder bogenförmige Nuten üblich, die aber nicht zu lang sein dürfen, damit das Abfließen des Schmiermittels erschwert wird. Wenn durch die Nuten ein beträchtlicher Teil der Tragfläche verloren geht, so ist das bei der Berechnung auf Auflage-  
druck zu berücksichtigen.

Erleichtert wird die Zuführung und Verteilung des Öles, wenn der Zapfen infolge wechselnder Kräfte atmet, d. h. bald an der einen bald an der andern Schale anliegt, wie die Kreuzkopfpfenden doppelt wirkender Maschinen und die meisten umlaufenden Kurbelzapfen. Das auf der Druckseite verdrängte Öl soll nach der unbelasteten Schale

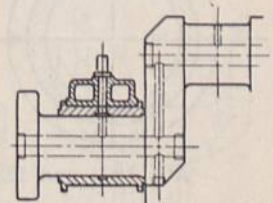


Abb. 1229. Zuführung des Drucköls durch das Lager.



geleitet und dort für die nächste Belastung aufgespeichert werden, unter der Wirkung des Druckes aber langsam entweichen. Man paßt zu dem Zwecke die Schalenflächen möglichst vollkommen dem Zapfen durch Schaben oder Einschleifen an. Ein paar Beispiele mögen das Gesagte erläutern.

An einem im wesentlichen von oben her belasteten Kreuzkopfzapfen einer stehenden einfach wirkenden Maschine, Abb. 1230, wird man das Öl, wenn es durch die Lager-

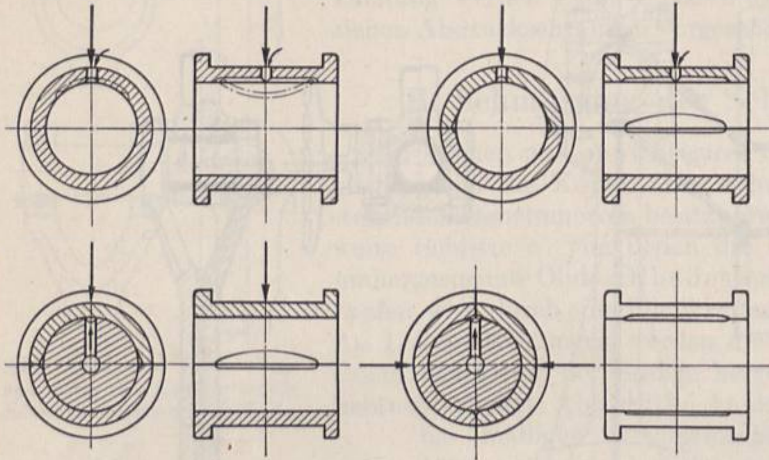


Abb. 1230 bis 1233. Schmierung von Kreuzkopfzapfen.

schale zugeleitet wird, schon durch eine gerade längs des Schalenscheitels gezogene Nut oder höchstens noch durch zwei weitere bogenförmige, strichpunktiert angedeutete, genügend verteilen können. Ist die Schale geteilt, zweckmäßigerweise nach einer zur Krafrichtung senkrechten Ebene, so empfiehlt es sich, die Fugenkanten zu brechen und sie in der Oberschale mit einem schlanken Übergang zu versehen, Abb.

1231, der das Zurückfördern des Öls begünstigt. In den Unterschalen können Nuten entbehrt werden.

Wird das Öl durch den Zapfen hindurch zugeleitet, so wird die an den Kanten sorgfältig abgerundete Nut zweckmäßigerweise im Anschluß an die Zufuhrbohrung im Scheitel des Zapfens angebracht, Abb. 1232. Der geteilten Schale des Kreuzkopfzapfens einer doppelt wirkenden, liegenden Maschine, Abb. 1233, leitet man das Öl im oberen Scheitel zu und schafft dort durch Abschrägen der Fugenkanten einen Ölraum, indem sich der kippende Zapfen benetzt.

Die Schalen der Pleuellzapfen doppelt wirkender, liegender Maschinen, Abb. 1234,

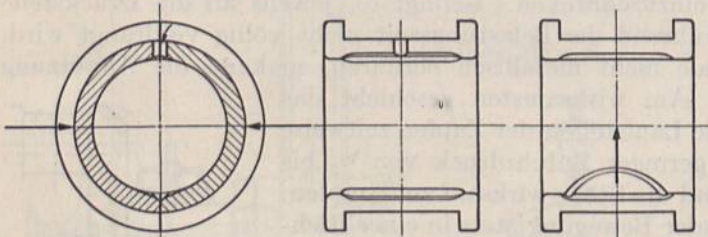


Abb. 1234 und 1235. Schmierung von Pleuellzapfen.

denen das Öl von außen her zugeleitet wird, versieht man mit ähnlichen Ölvorratsräumen an beiden Fugen, damit der sich drehende Zapfen aus ihnen das Öl entnehmen und die unbelastete Schale mit einer Ölschicht überziehen kann. Geht die Relativbewegung im Sinne des Pfeils, Abb. 1235, vor sich,

so kann auch je eine bogenförmige Nut in jeder Schale im Anschluß an die gebrochenen Kanten der Teilfugen zur Verteilung des Öls dienen.

Soll das Öl durch den Zapfen hindurch zugeführt werden und ist der Umlaufsinn der Maschine ständig derselbe, so dürfte es sich empfehlen, die Bohrung und die Verteilungsnut am Zapfen nach Abb. 1236 so anzuordnen, daß sie der Stelle, die demnächst belastet wird, voreilt, so daß die Schale mit einer Ölschicht überzogen ist, bevor der größte Druck auftritt. An den Schalenfugen werden wieder Ölräume ausgespart, aus denen der Zapfen weiteres Öl mitnehmen kann.

An den Pleuellzapfen umsteuerbarer Maschinen dürfte, falls das Schmiermittel unter geringem Druck steht, wie in den Schleuderschmierungen, eine durchgehende Bohrung senkrecht zum Pleuellarm, Abb. 1237, zweckmäßig sein. Sie ist zur Vermeidung



eines Ölsackes etwas aus der Mitte versetzt angeordnet. Steht dagegen das Öl unter höherem Druck, wie bei Preßschmierungen, so wird man die Bohrung am Kurbelzapfen radial nach innen führen, Abb. 1238, um dadurch die unbelastete Schale reichlich mit Öl zu versehen.

Um das Öl besser zusammenzuhalten, ist in Abb. 1211 der mittlere Teil der Schalen etwas erweitert und dementsprechend der Zapfen an den Enden schwach eingedreht. Die Forderung, daß die Schalen auf ihrer ganzen Breite tragen sollen, verlangt freilich eine sehr genaue Ausführung.

Die von den umlaufenden Zapfen abgeschleuderten Schmiermittel müssen durch Spritzbleche, Ölfänger, Blechverschalungen der Kurbelbahnen, wie sie beispielweise die Abb. 1677 und 1678 zeigen, aufgefangen werden. Immer sollte aber dabei die Möglichkeit vorgesehen sein, sich von der Erwärmung der Zapfen durch Anfühlen auch während des Betriebs überzeugen zu können.

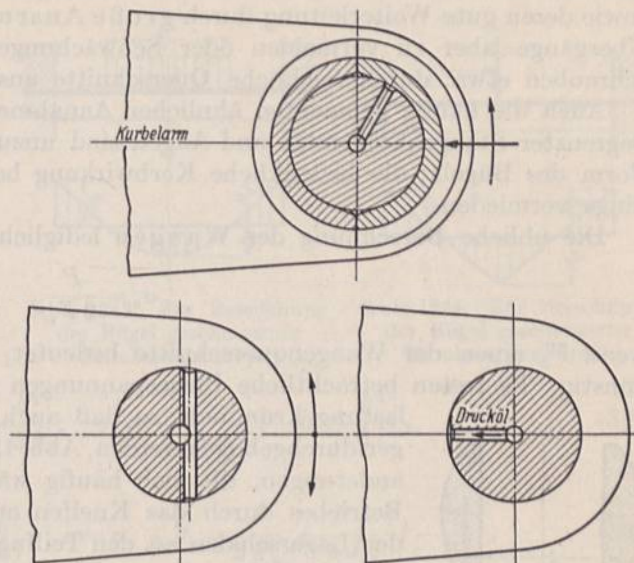


Abb. 1236 bis 1238. Schmierung von Kurbelzapfen.

## I. Berechnung der Stangenköpfe.

### 1. Geschlossene Köpfe.

Bei der Berechnung geschlossener Schubstangenköpfe, insbesondere des Bügelscheitels, der beiden Wangen und des Übergangs zum Schaft begnügt man sich meist mit einfachsten Vergleichsrechnungen, die die wirkliche Inanspruchnahme sehr unvollkommen treffen, manchmal sogar irreführend wirken. So pflegt man den Bügel eines Kopfes nach Abb. 1214 links in erster Annäherung als einen geraden Balken, Abb. 1239, zu betrachten, der in seinem mittleren Teil durch den Keil gleichmäßig belastet ist, an den Enden aber frei aufliegt und eine Stützweite gleich dem Abstand  $l$  der Schwerpunkte der beiden Wangenquerschnitte hat. Der außen zufolge der Bearbeitung durch Drehen meist nach einem Kreisbogen abgerundete Scheitelquerschnitt wird zur Bestimmung des Trägheitsmoments durch ein annähernd gleichwertiges Rechteck ersetzt. Seine Beanspruchung berechnet sich zu:

$$\sigma_b = 6 \cdot \frac{P}{2} \cdot \frac{\left(\frac{l}{2} - \frac{b_0}{4}\right)}{b h^2} = \frac{3 P (2l - b_0)}{4 b h^2} \quad (389)$$

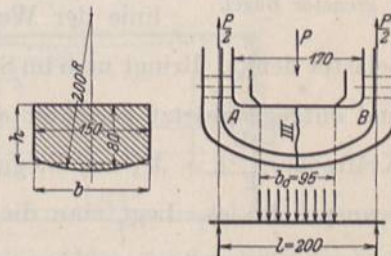


Abb. 1239. Zur Berechnung des Bügels an Stangenköpfen.

und stellt einen oberen Grenzwert dar. Wenn trotzdem der Rechnung mäßige Werte von  $\sigma_b = k_b = 500 \dots 600$ , an großen Köpfen bis  $800 \text{ kg/cm}^2$  zugrunde gelegt werden, so ist das in zwei Umständen begründet: 1. weil die Schubstangen starken Stößen, z. B. bei zu großem Zapfenspiel, ausgesetzt sein können und 2. weil ein kräftiger Bügel, wie später gezeigt ist, auch günstig auf die Inanspruchnahme der Wangen wirkt. Die Beanspruchung der Ecken der Köpfe wird bei dieser Rechnung aber stark unterschätzt, da die Betrachtung des Bügels als ein frei aufliegender Balken dazu verleitet, an den



Enden unbedeutende Spannungen anzunehmen. Brüche an den Enden der Köpfe sind aber gar nicht selten. Sie werden durch die oft beträchtlichen Erhöhungen der tatsächlich vorhandenen Biegespannungen durch die Kerbwirkung in den Kehlen *A* und *B*, Abb. 1239, hervorgerufen. Deshalb sind dort niedrige Spannungen anzustreben, sowie deren gute Weiterleitung durch große Ausrundungen dringend geboten, scharfe Übergänge aber zu vermeiden oder Schwächungen durch Bohrungen, für die Keilschrauben etwa, durch reichliche Querschnitte auszugleichen.

Auch die häufig gemachten ähnlichen Annahmen gemäß Abb. 1240 im Falle kugelig begrenzter Stangenköpfenden und Augen sind unzutreffend wegen der stark gebogenen Form des Bügels; die bedenkliche Kerbwirkung bei *A* und *B* der Abb. 1239 ist allerdings vermieden.

Die übliche Berechnung der Wangen lediglich auf Zug nach

$$\sigma_z = \frac{P}{2F_w}, \quad (390)$$

wenn  $F_w$  einen der Wangenquerschnitte bedeutet, ist unrichtig und sicherlich viel zu günstig. Es treten beträchtliche Biegespannungen auf, weil sich die Bügel bei der Belastung krümmen, so daß auch die Wangen durchgebogen werden, Abb. 1241, Formänderungen, die sich häufig während des Betriebes durch das Kneifen und Fressen der Lagerschalen an den Teilfugen geltend machen. Wenn man erfahrungsgemäß nur sehr geringe Zugbeanspruchungen von  $k_z = 200$  bis  $300$ , höchstens bis  $400$  kg/cm<sup>2</sup> in den Wangen zulassen darf, so ist das eben auf die rohe Annäherung an die Wirklichkeit, die die Formel bietet, zurückzuführen.

Die Übergangsstelle zum Schaft am Kopf Abb. 1257 prüft man nach, indem man sich ein Stück nach Abb. 1242 herausgeschnitten und einen unter dem Winkel  $\alpha$  geführten Querschnitt durch die in der Schwerlinie der Wange wirksame Kraft  $\frac{P}{2}$

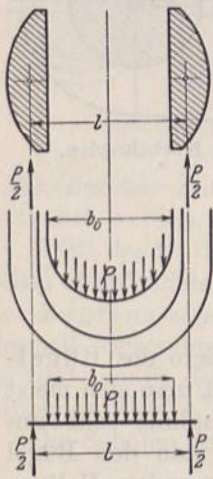


Abb. 1240. Zur Berechnung kugelig begrenzter Bügel.

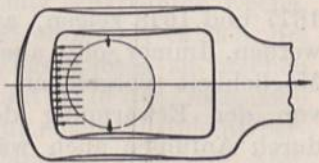


Abb. 1241. Formänderung geschlossener Stangenköpfe.

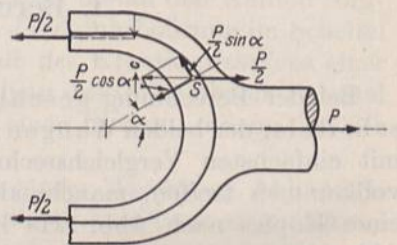


Abb. 1242. Zur Berechnung der Übergangsstelle vom Schaft zum Kopf.

belastet denkt. Bringt man im Schwerpunkt des nachzurechnenden Querschnitts  $\frac{P}{2}$  gleich und entgegengesetzt gerichtet an, so wird ersichtlich, daß der Querschnitt durch das Kräftepaar  $\frac{P}{2} \cdot c = M_b$  auf Biegung, durch  $\frac{P}{2} \cdot \sin \alpha$  auf Zug und durch  $\frac{P}{2} \cdot \cos \alpha$  auf Schub beansprucht ist. Legt man die Formel für den geraden Balken zugrunde, so gibt:

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_z = \frac{P \cdot c}{2 \cdot W} + \frac{P \cdot \sin \alpha}{2 \cdot f} \quad (391)$$

einen Anhalt für die größte am äußeren Umfang auftretende Zugspannung, die erfahrungsgemäß  $500$  bis  $600$  kg/cm<sup>2</sup> betragen und  $800$  kg/cm<sup>2</sup> nicht überschreiten soll. Die durch die Schubkraft bedingten Schubspannungen haben ihren Größtwert in der Schwerlinie und können deshalb unberücksichtigt bleiben. Die Vernachlässigung der Krümmung des betrachteten Abschnittes der Stange und der schon bei guten Abrundungen nachweisbaren Kerbwirkung, sowie des Umstandes, daß auch die Wangen auf Biegung beansprucht sind, lassen die Ermittlung ebenfalls nur als Vergleichsrechnung berechtigt erscheinen.



Der tatsächlichen Beanspruchung im Scheitel und in den Wangen kommt man wesentlich näher, wenn man die Bügel als an den Enden eingespannte gerade Balken betrachtet und die Wangen durch die Einspannmomente auf Biegung und durch die Längskraft auf Zug belastet ansieht. Es liegt nahe, die Kraft  $P$  nach Abb. 1243 auf einer Breite  $b_0$  gleichmäßig verteilt anzunehmen, wenn der Bolzen genau eingepaßt ist oder unter Einschaltung einer satt im Stangenkopf anliegenden Schale wirkt, sie dagegen als Einzelkraft nach Abb. 1244 aufzufassen, wenn der Bolzen im Kopf reichlich Spiel hat. Danach ergeben sich die folgenden Formeln:

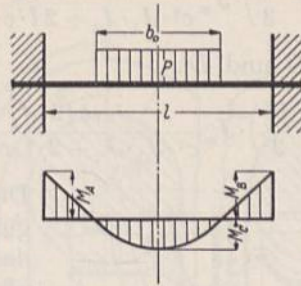


Abb. 1243. Zur Berechnung der Bügel geschlossener Schubstangenköpfe.

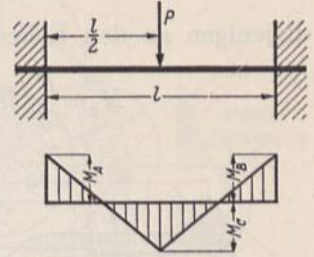


Abb. 1244. Zur Berechnung der Bügel geschlossener Schubstangenköpfe.

A. Belastung gleichmäßig auf der Strecke  $b_0$  verteilt. Scheitelmoment:

$$M_C = \frac{P}{8} \left[ l - b_0 + \frac{b_0^2}{3l} \right]; \quad \sigma_b = \pm \frac{P \cdot e}{8J} \left[ l - b_0 + \frac{b_0^2}{3l} \right], \quad (392)$$

Eck- gleich Einspannmoment:

$$M_A = M_B = -\frac{P}{8} \left[ l - \frac{b_0^2}{3l} \right]; \quad \sigma = \sigma_z \pm \sigma_b = \frac{P}{2F_w} \pm \frac{P \cdot e}{8J_w} \left[ l - \frac{b_0^2}{3l} \right]. \quad (393)$$

B. Belastung wirkt unter Linienberührung als Einzelkraft in der Mitte. Das Scheitel- und die Einspannmomente sind zahlenmäßig gleich, aber entgegengesetzt gerichtet:

$$M_C = -M_A = -M_B = \frac{P \cdot l}{8}. \quad (394)$$

Vgl. Zusammenstellung 5, Seite 26, lfd. Nr. 7.

Beanspruchung des Scheitelquerschnitts:

$$\sigma_b = \pm \frac{P \cdot l \cdot e}{8J}, \quad (395)$$

der Wangen:

$$\sigma = \sigma_z \pm \sigma_b = \frac{P}{2F_w} \pm \frac{P \cdot l \cdot e}{8J_w}. \quad (396)$$

Untersuchungen an Stangenköpfen und die Zahlen der Zusammenstellung 124 zeigen, daß die zweite, ungünstigere Annahme gegenüber den tatsächlich gemessenen Anstrengungen sehr reichliche obere Grenzwerte liefert. (Vgl. die Ergebnisse der Formeln (395) und (396) in den Spalten e und i mit den Werten der Spalten c und g.) Dagegen kommt die erste Annahme den höchsten, bei reichlichem Bolzenspiel festgestellten Spannungen näher (vgl. die Werte nach den Formeln (392) und (393) in den Spalten e und i mit den Zahlen der Spalten c und g). Im Falle genau passenden Bolzens versagen alle bisher aufgestellten Formeln, weil die Inanspruchnahme der Köpfe günstiger ist, als die erste Annahme voraussetzt.

Stangenköpfe rechteckiger Grundform, Abb. 1245, lassen sich unschwer noch genauer aus der Bedingung berechnen, daß nach Abb. 1246 die Winkel der elastischen Linien  $\beta_1$  und  $\beta_2$  der Wangen, des Bügels und des Querstücks nach dem Schaft zu paarweise gleich groß sein müssen. Sind  $J_1$  das Trägheitsmoment des Bügels,  $J_w$  das einer Wange,  $J_2$  das des Querstücks,  $b_0$  die an beiden Enden gleich groß angenommene Breite, auf der

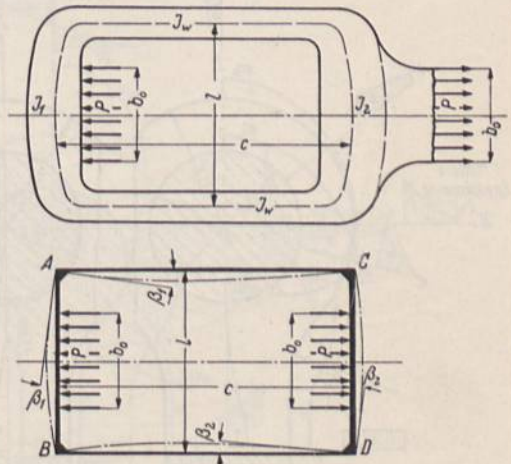


Abb. 1245 und 1246. Zur Berechnung geschlossener Schubstangenköpfe rechteckiger Grundform.



die Stangenkraft gleichmäßig verteilt wirkt,  $l$  und  $c$  die in Abb. 1245 eingeschriebenen Entfernungen der Schwerlinien der Querschnitte des Kopfumfanges, so werden die Einspannmomente an den Ecken  $A$  und  $B$ :

$$M_1 = \frac{P}{8} \left( l^2 + \frac{b_0^2}{3} \right) \cdot J_w \frac{c(2J_2 - J_1) + 3l \cdot J_w}{c^2 \cdot J_1 \cdot J_2 + 2l \cdot c \cdot J_w (J_1 + J_2) + 3l^2 \cdot J_w^2}, \quad (397)$$

diejenigen an den Ecken  $C$  und  $D$ :

$$M_2 = \frac{P}{8} \left( l^2 + \frac{b_0^2}{3} \right) \cdot J_w \frac{c(2 \cdot J_1 - J_2) + 3l \cdot J_w}{c^2 \cdot J_1 \cdot J_2 + 2l \cdot c \cdot J_w (J_1 + J_2) + 3l^2 \cdot J_w^2}. \quad (398)$$

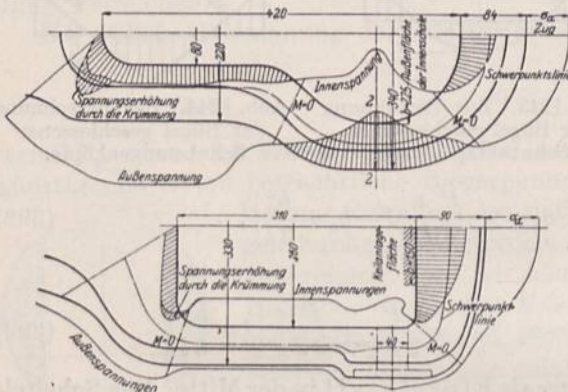


Abb. 1247 und 1248. Spannungsverteilung an geschlossenen Schubstangenköpfen nach Watzinger.

Durch sie werden die Wangen auf Biegung beansprucht. Welches von ihnen das größere ist, hängt von dem Verhältnis der Trägheitsmomente  $J_1$  und  $J_2$  ab. Ist, wie meist zutreffend,  $J_2 > J_1$ , so wird  $M_1 > M_2$  und damit sind die Ecken  $A$  und  $B$  stärker belastet. In den Wangen wird die Biegespannung noch durch diejenige auf Zug durch  $\frac{P}{2}$  in jeder Wange auf:

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_z = \frac{M_1 \cdot e}{J_w} + \frac{P}{2 F_w}$$

bzw.  $\frac{M_2 \cdot e}{J_w} + \frac{P}{2 F_w} \quad (399)$

erhöht, wenn  $e$  den Abstand des Wangenrandes von der neutralen Schicht bedeutet. Das Biegemoment im Scheitel des Bügels ist:

$$M_{b.s.} = \frac{P}{8} (2l - b_0) - M_1. \quad (400)$$

Die analytische Berechnung von Stangenköpfen und Augen mit runden Enden, Abb. 1258, nach der Theorie der gekrümmten Balken führt zu ziemlich verwickelten Formeln

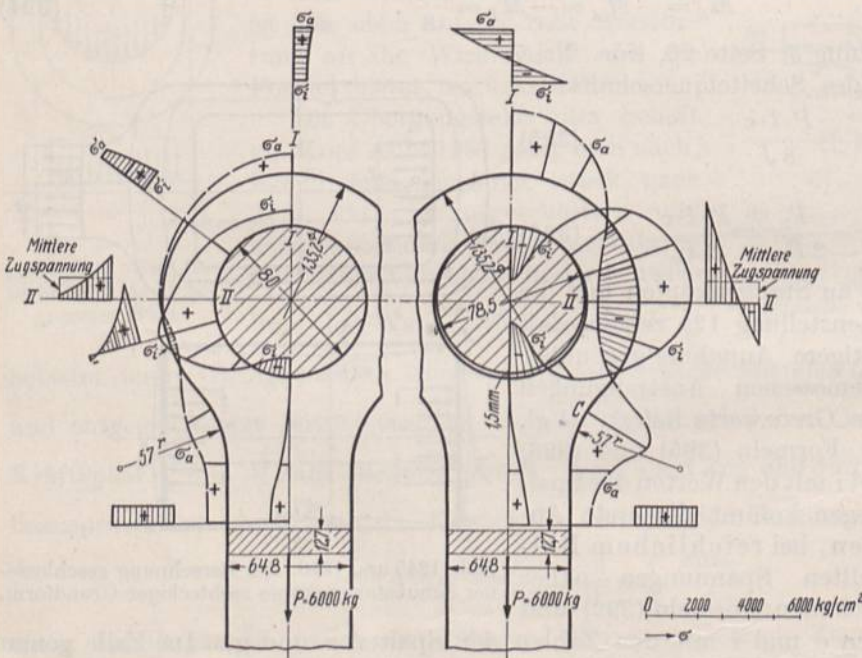


Abb. 1249.

und Rechnungen, vgl. Blumenfeld [XVII, 8] und Baumann [XVII, 7], sowie Becke [XVII, 9]. Zeichnerisch-rechnerische Verfahren zur Untersuchung von Stangenköpfen haben Watzinger [XVII, 1] und Matsumura [XVII, 2] angegeben. Auf all diese näher einzugehen, würde zu weit führen; wohl aber sind in den Abb. 1247 und 1248 die von Watzinger an zwei verschiedenen Kopfformen ermittelten Spannungen



an den inneren und äußeren Fasern wiedergegeben, und zwar sind die Zugspannungen senkrecht zu den Umrißlinien nach außen, die Druckspannungen, noch hervorgehoben durch Strichelung, nach innen zu auftragen. Deutlich machen sich namentlich die hohen Biegespannungen der Wangenquerschnitte in Abb. 1247 bemerkbar.

Versuche über die tatsächliche Höhe und Verteilung der Spannungen in geschlossenen Stangenköpfen führte auf Anregung des Verfassers, Dipl.-Ing. Mathar im Labo-

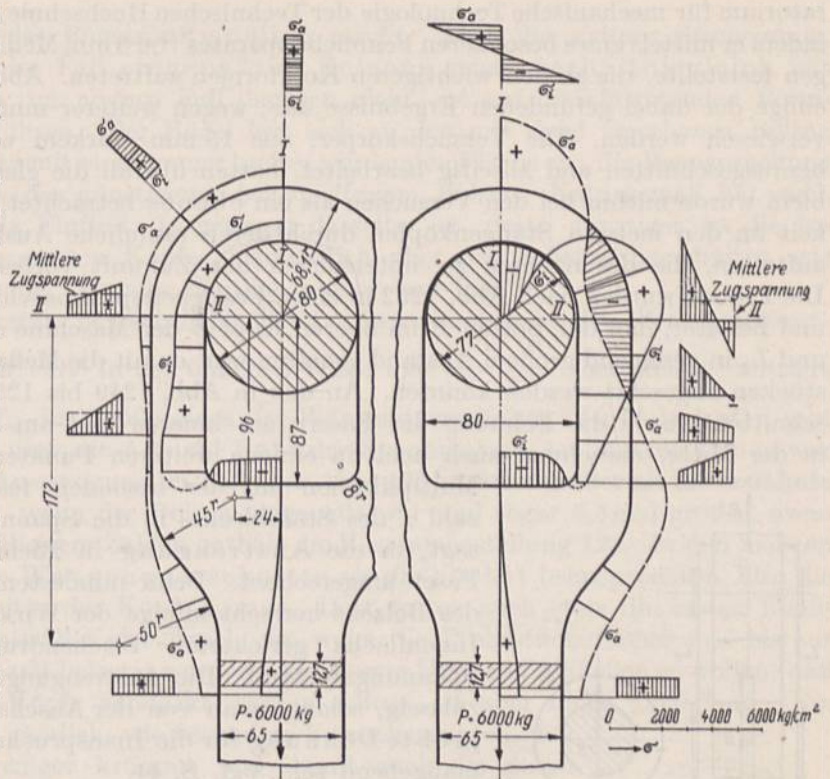


Abb. 1250.

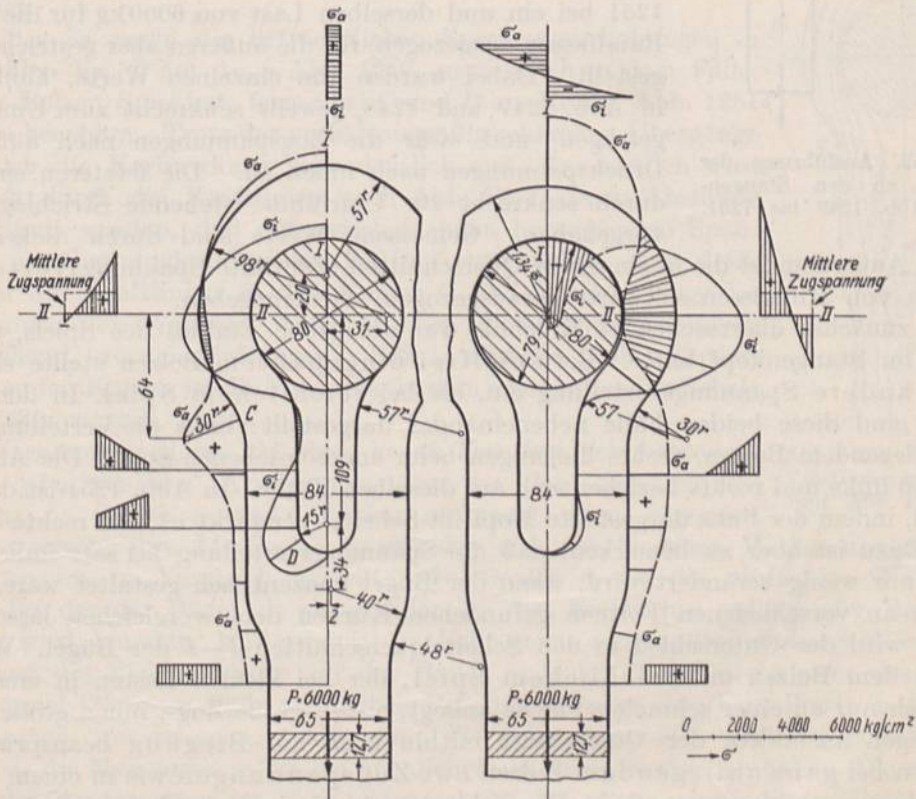


Abb. 1251.

Abb. 1249 bis 1251. Spannungsverteilung an geschlossenen Schubstangenköpfen nach Versuchen von Mathar. (Links bei spielfrei eingepaßtem Bolzen, rechts bei Bolzen mit reichlichem Spiel.)



ratorium für mechanische Technologie der Technischen Hochschule Aachen aus [XVII, 11], indem er mittels eines besonderen Feinmeßapparates von 8 mm Meßlänge die Formänderungen feststellte, die an den wichtigeren Kopfformen auftreten. Abb. 1249 bis 1251 stellen einige der dabei gefundenen Ergebnisse dar; wegen weiterer muß auf die Arbeit selbst verwiesen werden. Die Versuchskörper, aus 15 mm starkem weichen Flußstahlblech herausgeschnitten und allseitig bearbeitet, hatten überall die gleiche Stärke. Das Problem wurde mithin bei den Versuchen als ein ebenes betrachtet, während in Wirklichkeit an den meisten Stangenköpfen durch deren räumliche Ausbildung Abweichungen auftreten, die des näheren zu untersuchen der Zukunft vorbehalten bleiben mußte. Die Proben wurden nach Abb. 1252 in einer Festigkeitsprüfmaschine derart eingespannt und belastet, daß der Bolzen  $B$  im oberen Kopf  $E$  der Maschine durch zwei Laschen  $L_1$  und  $L_2$  in genügend großem Abstand gehalten war, damit die Meßapparate an den Probestücken angesetzt werden konnten. An den in Abb. 1249 bis 1251 angedeuteten Querschnitten wurde die Dehnung der Fasern am inneren und am äußeren Rande, sowie in der Mitte, manchmal auch noch in einigen weiteren Punkten ermittelt und durch

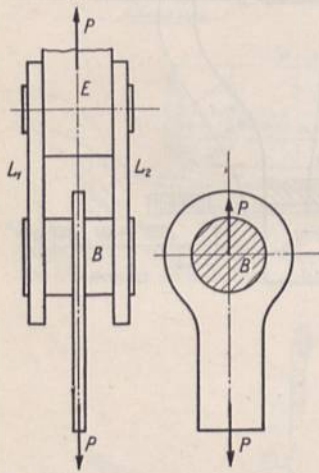


Abb. 1252. Ausführung der Versuche an den Stangenköpfen Abb. 1249 bis 1251.

Multiplikation mit der besonders festgestellten Dehnungszahl  $\alpha$  des Stahlbleches in die Spannung oder genauer gesagt, in die Anstrengung in Richtung der betreffenden Faser umgerechnet. Denn mindestens an der Auflagestelle des Bolzens herrscht infolge der Wirkung des senkrecht zur Innenfläche gerichteten Flächendrucks ein zweiachsiger Spannungszustand. Die Anstrengung zu benutzen, ist aber zulässig, solange man von der Anschauung ausgeht, daß die größte Dehnung für die Inanspruchnahme des Werkstoffes maßgebend sei. Vgl. S. 44.

Der Verlauf der Spannungen ist in den Abb. 1249 bis 1251 bei ein und derselben Last von 6000 kg für die inneren Randfasern ausgezogen, für die äußeren aber gestrichelt dargestellt. Dabei wurden die einzelnen Werte, ähnlich wie in Abb. 1247 und 1248, jeweils senkrecht zum Umriß aufgetragen, und zwar die Zugspannungen nach außen, die Druckspannungen nach innen zu. Die letzteren sind noch durch senkrecht zur Umrißlinie stehende Strichlagen hervorgehoben. Gemessene Werte sind durch dickere Lote

betont. Außerdem ist die in einzelnen Querschnitten ermittelte Spannungsverteilung, in Form von Hilfsrissen seitwärts herausgezogen, wiedergegeben.

Ein zunächst überraschendes Ergebnis war der große Einfluß des Spiels, den der Bolzen im Stangenkopf hatte. Bei spielfrei eingepaßtem Bolzen stellte sich eine völlig andere Spannungsverteilung ein, als bei reichlichem Spiel. In den Abbildungen sind diese beiden Fälle nebeneinander dargestellt: links die Verteilungen bei satt anliegendem Bolzen, rechts diejenigen beim angeschriebenen Spiel. Die Abb. 1249 und 1250 links und rechts beziehen sich auf dieselben Köpfe. In Abb. 1251 ist das nicht der Fall, indem der links dargestellte Kopf im Scheitel verstärkt ist, der rechte dagegen nicht. Dazu ist aber zu bemerken, daß die Spannungsverteilung bei satt anliegendem Bolzen nur wenig verändert wird, wenn der Bügel konzentrisch gestaltet wäre, so daß sich die an verschiedenen Formen gefundenen Kurven doch vergleichen lassen. Am größten wird der Unterschied in den Scheitelquerschnitten  $I-I$  der Bügel. Während sich bei dem Bolzen mit reichlichem Spiel, der bei kleinen Lasten in einer Linie oder doch nur an einer schmalen Fläche anliegt, außen große Zug-, innen große Druckspannungen ausbilden, der Querschnitt mithin hoch auf Biegung beansprucht ist, herrschen bei ganz anliegendem Bolzen nur Zugspannungen wie in einem um den Bolzen herumgeschlungenen Seil. Die Erklärung ist darin zu suchen, daß der Bolzen die zur Ausbildung von Biegespannungen nötigen Formänderungen, nämlich die



schärfere Krümmung des Bügels unmöglich macht. Auch die weitere Erscheinung, daß die Anstrengung im Fall eingepaßten Bolzens genau verhältnisgleich mit der Belastung wächst, im andern Fall dagegen nicht, ist auf die eintretenden Formänderungen zurückzuführen. Der Bügel legt sich an den mit Spiel versehenen Bolzen bei steigender Belastung mit einer immer breiter werdenden Fläche an; die Beanspruchung nähert sich allmählich der günstigeren bei spielfreiem Bolzen. Naturgemäß hat auch die Größe des Spiels Einfluß: je geringer dasselbe ist, desto günstiger ist die Inanspruchnahme des gesamten Kopfes, namentlich aber des Scheitelquerschnitts, wie sich durch entsprechende Versuche deutlich nachweisen ließ.

In allen Fällen traten beträchtliche Biegespannungen in den Wangenquerschnitten *II—II* auf. Die in der üblichen Weise aus  $\sigma_z = \frac{P}{2F_w}$  berechnete mittlere Zugspannung, wenn  $F_w$  die Größe eines der Wangenquerschnitte *II—II* bedeutet, gibt ein ganz falsches Bild über die Art und Höhe der Spannungen. Am inneren Rande war z. B. die tatsächliche Anstrengung im Falle der Abb. 1251 2,8mal größer als die erwähnte mittlere Zugspannung, wenn der Bolzen eingepaßt war und sogar 5,5mal größer, wenn er 1 mm Spiel hatte. Weitere Zahlen enthält die Zusammenstellung 124. In den meisten Fällen stellten sich die Wangenquerschnitte als die höchst beanspruchten, also die gefährlichen Querschnitte der Köpfe heraus. Dort traten auch stets die ersten Fließerscheinungen und schließlich der Bruch ein, wenn die Probestücke höher und bis zur Grenze ihrer Tragfähigkeit belastet wurden. Aus diesem Umstand schließen zu wollen, daß nur die Wangen der Köpfe verstärkt werden sollten, ist aber nicht zutreffend. Ein kräftiger Bügel bietet nämlich, wie besondere Versuche zeigten, den Vorteil, daß er sich weniger krümmt und damit auch die durch diese Formänderung bedingte Biegebeanspruchung in den Wangen erniedrigt.

Wichtig ist noch, die beträchtlichen Spannungserhöhungen in den Kehlen bei *C* am Auge Abb. 1249, namentlich in dem Falle, daß der Bolzen Spiel hat, ferner bei *C* und *D* am Kopfe, Abb. 1251 links, zu beachten. Trotz der verhältnismäßig schlanken Übergänge prägt sich die Kerbwirkung sehr deutlich aus. Anschaulich wird das auch durch die Kraftlinien nach Abb. 1253, deren Abstände so bestimmt wurden, daß die zwischen ihnen herrschenden Spannungen annähernd gleich großen Kräften entsprachen. Man sieht, wie sich die Kraftlinien in den Kehlen *C* und *D* sowie längs des Innenrandes der Wangen, beträchtlichen Spannungserhöhungen entsprechend, zusammendrängen. Erst in ziemlich großer Entfernung von den Köpfen ist die Spannung in dem anschließenden Schaft gleichmäßig verteilt.

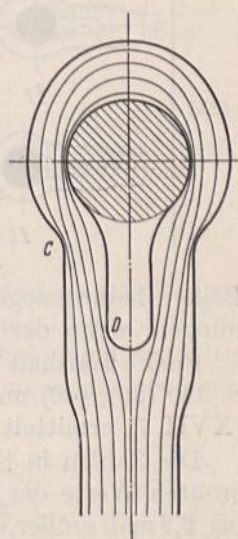


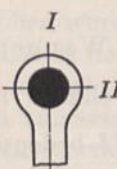

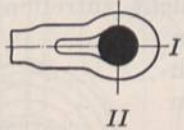
Abb. 1253. Verlauf der Kraftlinien im Stangenkopf Abb. 1251 links.

In Zusammenstellung 124 sind die an den drei Schubstangenköpfen ermittelten Anstrengungen in den Scheitelquerschnitten *I*, Spalte *c* und in den senkrecht dazu liegenden Wangenquerschnitten *II*, Spalte *g*, mit den auf verschiedenen Wegen berechneten Spannungen in Vergleich gestellt. In Spalte *d* ist die einfachste Näherungsformel, bei der der Bügel als ein gerader, an den Enden frei aufliegender Balken betrachtet wird, benutzt. Und zwar ist im Falle genau eingepaßten Bolzens gleichmäßige Verteilung des Flächendrucks auf der Breite  $b_0$  gleich dem Durchmesser des Bolzens nach Formel (389), im Falle reichlichen Bolzenspiels aber eine Einzelkraft in der Mitte angenommen, um zu zeigen, daß schon die erste Annahme durchweg höhere Werte liefert, als die Messungen selbst bei reichlichem Bolzenspiel ergeben haben. Die niedrigen Werte der Anstrengung im Scheitelquerschnitt bei genau eingepaßtem Bolzen liegen weit unter den berechneten.

In Spalte *e* sind die Formeln (392) und (395) für den an den Enden fest eingespannten



Zusammenstellung 124. Vergleich der gemessenen mit den nach verschiedenen

a	b	c	d	e	f
Abb.		Scheitelquerschnitt I			
		Gemessene Anstrengung kg/cm <sup>2</sup>	Berechnete Spannung		
			Formel (389) u. Sonderformel kg/cm <sup>2</sup>	Formel (392) und (395) kg/cm <sup>2</sup>	Nach Baumann kg/cm <sup>2</sup>
1249	 Bolzen ohne Spiel	$\sigma_a = + 750$ $\sigma_i = + 585$	$\pm 6290$ (389)	$\pm 2210$ (392)	$\sigma_a = + 1655$ $\sigma_i = - 1830$
	mit 1,5 mm Spiel	$\sigma_a = + 2440$ $\sigma_i = - 2140$	$\pm 10010$	$\pm 5005$ (395)	—
1250	 Bolzen ohne Spiel	$\sigma_a = + 675$ $\sigma_i = + 675$	$\pm 6120$ (389)	$\pm 2150$ (392)	$\sigma_a = + 4990$ $\sigma_i = - 7210$
	mit 3 mm Spiel	$\sigma_a = + 2800$ $\sigma_i = - 2960$	$\pm 9710$	$\pm 4855$ (395)	$\sigma_a = + 4690$ $\sigma_i = - 6200$
1251	 Bolzen ohne Spiel	$\sigma_a = + 540$ $\sigma_i = + 490$	$\pm 3470$ (389)	$\pm 1215$ (392)	—
	mit 1 mm Spiel	$\sigma_a = + 2740$ $\sigma_i = - 3450$	$\pm 9670$	$\pm 2322$ (392) $\pm 4835$ (395)	—

Balken herangezogen. Sie liefern untere und reichliche obere Grenzwerte für die Spannungen, wenn der Bolzen größeres Spiel hat.

Spalte f enthält Werte, die auf Grund der Formeln von A. Baumann, Z. V. d. I. 1908, S. 380 (39), (40) und (43), S. 377 (10), (11) und (16) sowie S. 342 (47a), (48a) und (49) [XVII, 7] ermittelt sind.

Die Zahlen in Spalte h geben die mittleren Zugspannungen nach (390) wieder. Die größten Werte der tatsächlich in dem Querschnitt gemessenen Spannungen waren 1,5 bis 2,8mal größer, wenn der Bolzen vollkommen anlag, 3,9 bis 5,5mal größer, wenn er Spiel hatte. Im Vergleich dazu liegen die Ergebnisse der Formel (393), Spalte i, der Wirklichkeit näher, wenn sie auch durchweg höher sind:

Spalte k bringt nach den Formeln von Baumann ermittelte Zahlen.

Schließlich beweist die Spalte l, in der die größten gemessenen Anstrengungen zusammengestellt sind, deutlich die günstige Wirkung völligen Anliegens des Bolzens. Die größte Anstrengung ist im Durchschnitt 0,55mal kleiner als bei reichlichem Spiel.

Den Einfluß des Bolzenspiels auf die Spannung in der inneren Faser des Querschnitts II—II des Kopfes Abb. 1250 bei 5000 kg Belastung zeigen die folgenden Zahlen:

Bei einem Spiel von	0	0,22	0,5	1,04	2	3	mm
betrug die Spannung	1000	1960	2720	2760	2760	2760	kg/cm <sup>2</sup> .

Was nun die aus den Versuchen zu ziehenden Folgerungen anbelangt, so ist zunächst zu beachten, daß man mit spielfreiem Sitz des Bolzens nur in solchen Fällen rechnen kann, in denen derselbe eingepreßt, eingetrieben oder mindestens sicher verspannt ist.



Verfahren berechneten Spannungen an drei Stangenköpfen.

g	h	i	k	l	m
Wangenquerschnitt II				Größte gemessene Anstrengung	
Gemessene Anstrengung kg/cm <sup>2</sup>	Berechnete Spannung			kg/cm <sup>2</sup>	Ort
	Formel (390) kg/cm <sup>2</sup>	Formel (393) und (396) kg/cm <sup>2</sup>	Nach Baumann kg/cm <sup>2</sup>		
$\sigma_a = + 170$ $\sigma_i = + 1700$	$\sigma_z = 856$	$\sigma_a = - 3320$ $\sigma_i = + 4940$ (393)	$\sigma_a = - 922$ $\sigma_i = + 3500$	+ 2360	~ 20° unterhalb Querschnitt II, innen
$\sigma_a = - 1570$ $\sigma_i = + 4070$	$\sigma_z = 856$	$\sigma_a = - 4150$ $\sigma_i = + 5860$ (396)	—	+ 4130	dicht oberhalb Querschnitt II, innen
$\sigma_a = + 510$ $\sigma_i = + 1240$	$\sigma_z = 841$	$\sigma_a = - 3130$ $\sigma_i = + 4810$ (393)	$\sigma_a = - 457$ $\sigma_i = + 2700$	+ 1720	Am Innenrand der Höhlung, nahe der Kehle
$\sigma_a = - 1400$ $\sigma_i = + 3300$	$\sigma_z = 841$	$\sigma_a = - 4010$ $\sigma_i = + 5700$ (396)	$\sigma_a = - 980$ $\sigma_i = + 3460$	+ 3300	~ 15° oberhalb Querschnitt II, innen
$\sigma_a = - 300$ $\sigma_i = + 2400$	$\sigma_z = 844$	$\sigma_a = - 3100$ $\sigma_i = + 4780$ (393)	—	+ 2620	~ 15° unterhalb Querschnitt II, innen
$\sigma_a = - 2020$ $\sigma_i = + 4650$	$\sigma_z = 844$	$\sigma_a = - 3990$ $\sigma_i = + 5680$ (396)	—	+ 4700	~ 15° unterhalb Querschnitt II, innen

Beispiele dafür bieten Schubstangen, deren Zapfen in anderen Teilen, etwa im zugehörigen Kreuzkopf, laufen und Brückenstaugen. Falls sich die Verspannung lösen und sich Spiel bilden kann, sind die dabei eintretenden großen Spannungserhöhungen sorgfältig zu beachten. An den üblichen Schubstangenköpfen mit darin schwingendem oder sich drehendem Zapfen wird man stets mit Spiel, schon in Rücksicht auf die wegen der Schmierung nötige Ölluft der Schale rechnen müssen. Dabei liefern die Formeln (392), (393), die allerdings gleichmäßige Verteilung des Flächendrucks auf der Breite *b* voraussetzen, einen ersten Anhalt über die auftretenden Spannungen, die durch sorgfältig eingepaßte, kräftige, in den Stangenköpfen sorgfältig eingepaßte und fest anliegende Schalen wahrscheinlich nicht unwesentlich ermäßigt werden.

An Augenstäben wird es bei eingepaßtem Bolzen genügen, die Form, Abb. 1249, anzustreben, das Auge also konzentrisch zum Bolzen mit schlankem Übergang zum Schaft auszubilden. Die Wangenquerschnitte berechne man mangels einer zutreffenden, genaueren Formel auf Zug mit 0,8 der zulässigen Beanspruchung bei schwellender Belastung. Läuft dagegen der Bolzen im Auge, so empfiehlt es sich, den Kopf mit einer Scheitelhöhe gleich der 1,3fachen Wangenbreite zu entwerfen und ihn nach den Formeln (392) und (393) nachzurechnen.

Ungünstig sind die nachgiebigen, doppelt gekrümmten Wangen der Abb. 1251, vorteilhafter Formen ähnlich Abb. 1255. Größter Wert ist auf die Vermeidung scharfer

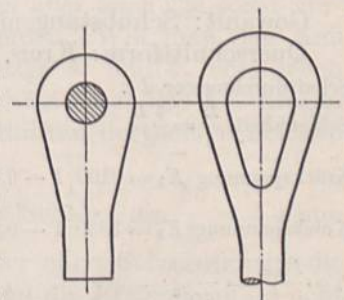


Abb. 1254 und 1255. Zweckmäßige Formen von Augen und geschlossenen Stangenköpfen.

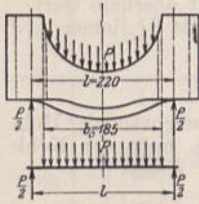


Kehlen und Kerben in den Aussparungen zu legen. Die Übergangsstelle von den Wangen zum Bügel in Abb. 1211 ist in zweifacher Beziehung bedenklich: wegen der durch die viereckige Lagerschale bedingten Kehle und wegen der Schwächung der Wangen durch den Schlitz für den Stellkeil.

Vergleicht man die Messungen ganz allgemein mit den bisher bekannt gewordenen Berechnungsweisen, so ist die Übereinstimmung meist wenig befriedigend, nicht allein in bezug auf die Höhe, sondern vielfach auch in bezug auf den Verlauf der Spannungen. Im einzelnen muß auf die Arbeit von Mathar verwiesen werden.

### 2. Offene und gegabelte Köpfe.

Auch bei der Berechnung offener Köpfe benutzt man ähnliche Näherungsrechnungen wie bei den geschlossenen. Dabei ist zu betonen, daß die Betrachtung eines Bügels als ein in der Mitte der Schrauben gestützter, frei aufliegender Balken, Abb. 1256, berechtigt ist, daß aber die meist starke Krümmung und die Versteifung durch die Lagerschale vernachlässigt wird, wenn man die Biegespannung im Scheitel nach der Formel für den geraden Balken:



$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{P}{2} \left( \frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right) = \frac{P}{8} (2l - b_0) \quad (401)$$

Abb. 1256. Zur Berechnung des Bügels offener Schubstangenköpfe.

ermittelt und als Vergleichswert benutzt. Demgegenüber führt die Formel (46), die die Krümmung des Bügels zu berücksichtigen gestattet, zu höheren Werten für die Druckspannung am inneren Rande, zu niedrigeren am äußeren; vgl. Beispiel Nr. 1 b, S. 734. Um das Biegemoment klein zu halten, wird man die Schrauben einander so nahe wie irgend möglich anordnen.

Die meist gabelförmigen Übergangstellen zum Schaft, Abb. 1262, und gegabelte Schubstangenenden, Abb. 1263, pflegen ähnlich wie die in Abb. 1242 dargestellte Stelle an geschlossenen Köpfen berechnet zu werden, vgl. hierzu Beispiel 1 b.

## III. Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

1. Schubstange der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Größter Druck in der Totlage der Kurbel: Summe des Dampf- und Pumpendruckes auf der Hochdruckseite  $P_{\max} = 20600$  kg,  $n = 50$  Umdrehungen in der Minute. Die Zapfenabmessungen waren schon auf Seite 650 wie folgt ermittelt worden:

am Kreuzkopfe . . . . .  $d_1 = 120$  mm Durchmesser,  $l_1 = 180$  mm Länge,  
 „ Kurbelende . . . . .  $d_2 = 140$  „ „ „  $l_2 = 180$  „ „ .

Gewählt: Schubstangenlänge  $L = 5 R = 5 \cdot 400 = 2000$  mm.

Querschnittform: Kreis.

Schaftdurchmesser $d$ . . . . .	80	90	100	mm
Schlankheit $\frac{L}{i} = \frac{4L}{d}$ . . . . .	100	88,9	80	„
Knickspannung $K_k = 3100 \left[ 1 - 0,00368 \frac{L}{i} \right]$ für Flußeisen . .	1960	2090	2190	kg/cm <sup>2</sup>
Knickspannung $K_k = 3350 \left[ 1 - 0,00185 \frac{L}{i} \right]$ für Flußstahl . .	— <sup>1)</sup>	2800	2850	„
$\sigma_k = \frac{P_{\max}}{f} = \frac{20600}{\pi d^2}$ . . . . .	410	324	262	„
Sicherheitsgrad nach Tetmajer $\sigma_T = \frac{K_k}{\sigma_k}$ für Flußeisen . . .	4,8	6,4	8,4	
Sicherheitsgrad nach Tetmajer $\sigma_T = \frac{K_k}{\sigma_k}$ für Flußstahl . .	— <sup>1)</sup>	8,6	10,9	
Sicherheitsgrad nach Euler $\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot J}{\alpha \cdot L^2 \cdot P_{\max}}$ . . . . .	5,30 <sup>1)</sup>			

<sup>1)</sup> Bei 80 mm Schaftdurchmesser liegt die Stange im Falle der Verwendung von Flußstahl im Gebiet der elastischen Knickung; ihre Sicherheit ist deshalb nach der Eulerschen Formel zu beurteilen.



Gewählt: Weichen Flußstahl, Schaftdurchmesser 100 mm mit 8,4facher Sicherheit nach Tetmajer. Der Schaft werde nach dem Kurbelende zu mit 100 mm Durchmesser zylindrisch, nach dem Kreuzkopfende schwach kegelig, bis auf 90 mm Durchmesser abnehmend, ausgebildet.

a) Ausführung mit zwei geschlossenen Köpfen.

Stangenkopf am Kreuzkopfende, Abb. 1258. Schalen aus Bronze. Die Keilnachstellung sei der besseren Zugänglichkeit wegen nach dem Schaft zu angeordnet. Scheitelstärke der halbrunden Schale (383):

$$s = 0,06 d_1 + 6 = 0,06 \cdot 120 + 6 = 13,2 \text{ mm.}$$

Gewählt: 14 mm. Die Schale ist außen exzentrisch zur Innenfläche abgedreht, um die Lichtweite des Kopfes zu beschränken, was bei der vorliegenden Maschine an beiden Enden ohne weiteres zulässig ist, da der Kreuzkopffzapfen durchgesteckt und der Bund am Kurbelzapfen abgenommen werden kann. Sätze letzterer dagegen fest am Zapfen, so müßte die Lichtweite des zugehörigen Kopfes mindestens so groß wie der Bunddurchmesser sein. Schmale Ränder an beiden Enden der Schale sichern deren Lage im Stangen-

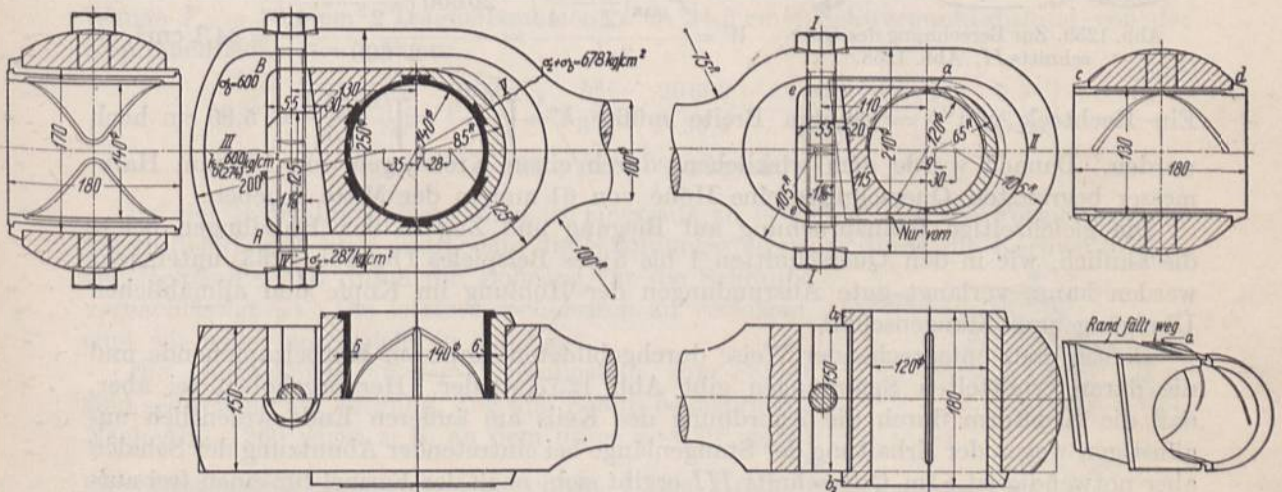


Abb. 1257 und 1258. Schubstange zur Wasserwerkmaschine Tafel I mit zwei geschlossenen Köpfen. M. 1: 8.

kopfe. Die durch einen breiten Keil nachstellbare Gegenschale erhalte, auf der Mittellinie gemessen, 20 mm Stärke. Des Einbringens wegen müssen die Ränder auf der einen Seite dieser Schale weggelassen, des glatten Aussehens wegen aber auch die sonst vorspringenden Ecken bei *a* an der anderen weggeschnitten werden. Will man den Keil seitlich gegenüber der Schale führen, so können die Anschläge *b*<sub>1</sub> und *b*<sub>2</sub> vorgesehen werden, die aber die Herstellung verteuern. Schmiernuten wurden durch das Abschrägen der Schalenkanten an der Fuge geschaffen; in den oberen Hälften der beiden Schalen sind außerdem je zwei schräge Nuten vorgesehen.

Keilneigung: 1 : 8. Bei 95 mm Länge erlaubt der Keil die Schalen um  $\frac{35}{8} = 4,4$  mm nachzuziehen; das Zwischenlegen eines Bleches gestattet aber ohne Schwierigkeit, die Schalen noch weiter nachzustellen. Die Keilschraube ist, wenn die Reibung außer acht gelassen wird, auf  $\frac{P_{\max}}{8}$  auf Zug zu berechnen. Gewählt: Stahl,  $k_s = 600 \text{ kg/cm}^2$ . Kernquerschnitt  $f_1 = \frac{P}{8 k_s} = \frac{20600}{8 \cdot 600} = 4,3 \text{ cm}^2$ , entsprechend  $1\frac{1}{8}$ '' Durchmesser. Konstruktiv wurde sie als Kopfschraube ausgeführt, die nach erfolgtem Nachziehen des Keiles durch eine Gegenschraube verspannt und gesichert wird.

Soll der Stangenkopf als ein beiderseits eben abgehobelter Drehkörper ausgebildet werden, so ergibt sich sein Durchmesser im Seitenriß zu 210 mm daraus, daß die Schalen-



ränder  $c$  und  $d$  nicht überstehen sollten. Mittlere Zugbeanspruchung des Kopfes in dem durch die Schraubenlöcher geschwächten Querschnitt  $I$  nach Formel (390). In Rücksicht auf die Nebenbeanspruchung auf Biegung und die Kerbwirkung der Löcher muß sie gering gehalten werden. Restquerschnitt, an einer Skizze im Maßstabe 1:1 ermittelt,  $2F_w = 65,2 \text{ cm}^2$ .

$$\sigma_z = \frac{P_{\max}}{2F_w} = \frac{20600}{65,2} = 316 \text{ kg/cm}^2.$$

Scheitelquerschnitt  $II$ . Der Bügel kann schwellend, durch die Lagerschale hindurch als gleichmäßig belastet angenommen und in erster Annäherung nach Abb. 1259 als frei aufliegender gerader Balken berechnet werden, dessen Länge  $l$  gleich dem Schwerpunktabstand der Wangen ist. Dieser wurde an einem aus Papier ausgeschnittenen Querschnitt zu 163 mm ermittelt. Gewählt  $k_b = 600 \text{ kg/cm}^2$ .

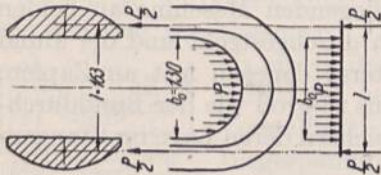


Abb. 1259. Zur Berechnung des Querschnitts  $II$ , Abb. 1258.

$$W = \frac{P_{\max} \left( \frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right)}{2 \cdot k_b} = \frac{20600 \left( \frac{16,3}{2} - \frac{13}{4} \right)}{2 \cdot 600} = 84,1 \text{ cm}^3.$$

Ein Rechteck von  $b = 150 \text{ mm}$  Breite müßte  $h = \sqrt{\frac{6W}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 84,1}{15}} = 5,80 \text{ cm}$  hoch werden. Danach wurde dem wirklichen, durch einen Kreisbogen von 105 mm Halbmesser begrenzten Querschnitte eine Höhe von 61 mm in der Mitte gegeben.

Die gleichzeitige Beanspruchung auf Biegung und Zug in den Rundungen bei  $e$ , die ähnlich, wie in den Querschnitten 1 bis 5 des Beispiels 1b, Abb. 1263, untersucht werden kann, verlangt gute Abrundungen der Höhlung im Kopfe und allmählichen Übergang zum Stangenschaft.

Den in ganz entsprechender Weise durchgebildeten Kopf am Kurbelzapfenende und die daran ermittelten Spannungen gibt Abb. 1257 wieder. Hervorgehoben sei aber, daß die Kopfform durch die Anordnung des Keils am äußeren Ende wesentlich ungünstiger, wegen der Erhaltung der Stangenlänge bei eintretender Abnutzung der Schalen aber notwendig ist. Im Querschnitt  $III$  ergibt sich, nach der Formel für einen frei aufliegenden Balken, bei der Mittellage des Keiles, Abb. 1239, berechnet, die Höhe  $h$  eines rechteckigen Querschnittes von  $b = 150 \text{ mm}$  Breite bei  $k_b = 600 \text{ kg/cm}^2$  Spannung aus:

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{P_{\max}}{2 \cdot k_b} \cdot \left( \frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right) = \frac{20600}{2 \cdot 600} \left( \frac{20}{2} - \frac{9,5}{4} \right) = 131 \text{ cm}^3,$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot 131}{15}} = 7,24 \text{ cm}.$$

Ausgeführt 80 mm Höhe, auf der Mittellinie gemessen, bei 200 mm Abrundungshalbmesser.

Die Nachrechnung auf Grund der Annahme, daß der Bügel als ein an den Ecken eingespannter Balken zu betrachten sei, liefert die folgenden Werte:

an dem Kopf am Kreuzkopfe: Beanspruchung im Scheitelquerschnitt (392):

$$\sigma_b = \frac{P}{8W} \left[ l - b_0 + \frac{b_0^2}{3l} \right] = \frac{6 \cdot 20600}{8 \cdot 15 \cdot 5,80^2} \left[ 16,3 - 13 + \frac{13^2}{3 \cdot 16,3} \right] = 207 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung der Wangen in der Zapfenenebene. Das Trägheitsmoment einer Wange wurde zu  $46,7 \text{ cm}^4$ , der Schwerpunktabstand von der Innenfläche der Höhlung zu 1,65 cm ermittelt. Damit wird die Zugspannung in dieser Faser nach Formel (393):

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{P}{2F_w} + \frac{P \cdot e}{8J_w} \left[ l - \frac{b_0^2}{3l} \right]$$

$$= \frac{20600}{65,2} + \frac{20600}{8 \cdot 46,7} \cdot 1,65 \left[ 16,3 - \frac{13^2}{3 \cdot 16,3} \right] = 316 + 1168 = 1480 \text{ kg/cm}^2.$$



Die Beanspruchung erscheint in Anbetracht der Überschätzung, die nach den Zahlen der Zusammenstellung 124 an Köpfen ähnlich Abb. 1250 durch das Verhältnis  $\frac{5700}{3300}$  (Spalte i und g) gegeben ist, noch zulässig. Denn die tatsächliche Spannung dürfte danach etwa  $1168 \cdot \frac{3300}{5700} = 676 \text{ kg/cm}^2$  sein. Die Beanspruchung der Wangen an der durch das Loch für die Keilschraube geschwächten Stelle ist nach dem Verlauf der Spannungen in Abb. 1250 günstiger; immerhin ist die Kerbwirkung durch das Loch zu beachten.

Stangenkopf am Kurbelzapfenende; Abb. 1257. Beanspruchung des Scheitelquerschnitts bei mittlerer Keilstellung und  $b_0 = 95 \text{ mm}$  Breite des Keils an der Anlagestelle:

$$\sigma_b = \frac{P}{8 \cdot W} \left[ l - b_0 + \frac{b_0^2}{3l} \right] = \frac{6 \cdot 20600}{8 \cdot 15 \cdot 7,24^2} \left[ 20 - 9,5 + \frac{9,5^2}{3 \cdot 20} \right] = 236 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung der Wangen in der Ebene der Keilstellschrauben. Querschnitt einer Wange  $F_w = 36,4 \text{ cm}^2$ , Trägheitsmoment  $J = 34,6 \text{ cm}^4$ ; Schwerpunktabstand von der Koppinnenfläche  $e = 1,58 \text{ cm}$ .

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{P}{2 F_w} + \frac{P \cdot e}{8 J_w} \left[ l - \frac{b_0^2}{3l} \right] = \frac{20600}{2 \cdot 36,4} + \frac{20600 \cdot 1,58}{8 \cdot 34,6} \left[ 20 - \frac{9,5^2}{3 \cdot 20} \right] \\ = 283 + 581 = 864 \text{ kg/cm}^2.$$

Bei der Beurteilung dieser Zahl ist einerseits zu beachten, daß die Formel zu hohe Werte liefert, daß aber andererseits die Spannungssteigerung durch die Kerbwirkung in der Hohlkehle und durch die Bohrung für die Schraube vernachlässigt ist. Die letztere rechnerisch zu verfolgen, sind wir leider noch nicht in der Lage.

Die Querschnitte an der Übergangsstelle zum Schaft sind schwelend auf Biegung, Zug und Schub beansprucht. Nach Abb. 1260 wirkt z. B. an dem unter  $\alpha = 30^\circ$  gegen die Stangenachse geneigten Querschnitt V die Kraft  $\frac{P}{2}$  in der Wange an einem Hebelarm  $c = 40 \text{ mm}$  auf Biegung, außerdem eine Zugkraft  $\frac{P}{2} \cdot \sin \alpha$ , während die Schub-

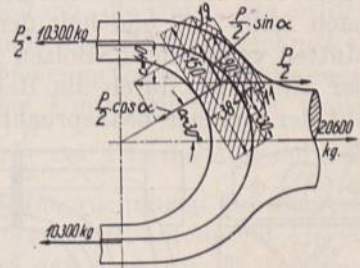


Abb. 1260. Zur Spannungsermittlung im Querschnitt V, Abb. 1257.

kraft  $\frac{P}{2} \cdot \cos \alpha$  vernachlässigt werden darf. In der äußeren Faser wird:

$$\sigma_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{c}{J} \cdot e' = \frac{20600 \cdot 4 \cdot 3,50}{2 \cdot 233} = 619 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_z = \frac{P}{2} \cdot \frac{\sin \alpha}{f} = \frac{20600 \cdot 0,5}{2 \cdot 83} = 62 \text{ kg/cm}^2$$

und die größte Beanspruchung auf Zug an der Außenseite:

$$\sigma_b + \sigma_z = 619 + 62 = 681 \text{ kg/cm}^2;$$

auf Druck an der Innenseite:

$$-\sigma_b + \sigma_z = -\frac{P}{2} \cdot \frac{c}{J} \cdot e' + \frac{P}{2} \cdot \frac{\sin \alpha}{f} = -\frac{20600 \cdot 4}{2 \cdot 233} \cdot 2,82 + 62 = -498 + 62 = -436 \text{ kg/cm}^2.$$

Zur Bestimmung von  $f$ ,  $e$  und  $J$  war der Querschnitt in die in der Abbildung angedeuteten zwei Rechtecke und drei Dreiecke zerlegt worden.

$$f = 15 \cdot 3,8 + 9 \cdot 1,7 + 3 \cdot 1,9 + 4,5 \cdot 1,1 = 83 \text{ cm}^2,$$



Abstand des Schwerpunkts vom Innenrand der Gabel:

$$e = \frac{\sum f \cdot \xi}{\sum f} = \frac{15 \cdot 3,8 \cdot 1,9 + 9 \cdot 1,7 \cdot 4,65 + 3 \cdot 1,9 \cdot 4,43 + 4,5 \cdot 1,1 \cdot 5,9}{83} = 2,83 \text{ cm.}$$

Abstand vom Außenrande der Gabel:

$$e' = 3,50 \text{ cm.}$$

Trägheitsmoment:

$$J = \frac{15 \cdot 3,8^3}{12} + 15 \cdot 3,8 \cdot 0,93^2 + \frac{9 \cdot 1,7^3}{12} + 9 \cdot 1,7 \cdot 1,82^2 + \frac{6 \cdot 1,9^3}{36} + \frac{6 \cdot 1,9}{2} \cdot 1,6^2 + \frac{9 \cdot 1,1^3}{36} + \frac{9}{2} \cdot 1,1 \cdot 3,07^2 = 233 \text{ cm}^4.$$

Die Beanspruchungen sind zulässig.

Die Schmiernuten sind auf der ganzen Schalenfläche verteilt, Abb. 1261 zeigt den Stangenkörper für sich allein. Seine Bearbeitung ist einfach. Sie erfolgt durch Abdrehen, nur an den Seitenflächen der Köpfe, die des leichteren Aufspannens wegen gleich dick gehalten sind, durch Hobeln oder Fräsen. Die Höhlungen werden gebohrt und ausgestoßen, vgl. Abb. 237.

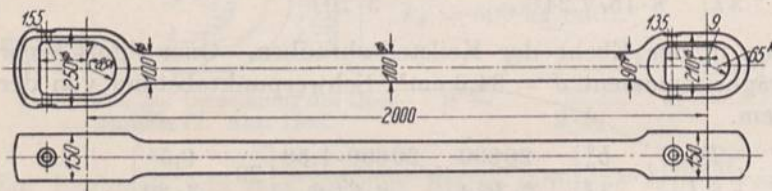


Abb. 1261. Schubstangenkörper mit zwei geschlossenen Köpfen zur Wasserpumpe Tafel I. M. 1:30.

b) Ausführung mit einem gegabelten und einem offenen Kopf, Abb. 1262, 1263 und 1264. Am Kreuzkopfende umfaßt die Stangengabel den geschlossenen Kreuzkopfkörper nach Abb. 1263 und hält den mit  $\frac{1}{10}$  Verjüngung kegelig eingepaßten und durch eine Mutter verspannten Bolzen fest. Zur Sicherung seiner Stellung und zur Verhütung der Mitnahme durch die Reibung an der Lagerschale ist eine Feder in einem Schlitz auf der weniger beanspruchten Innenseite des weiteren Gabelauges vorgesehen.

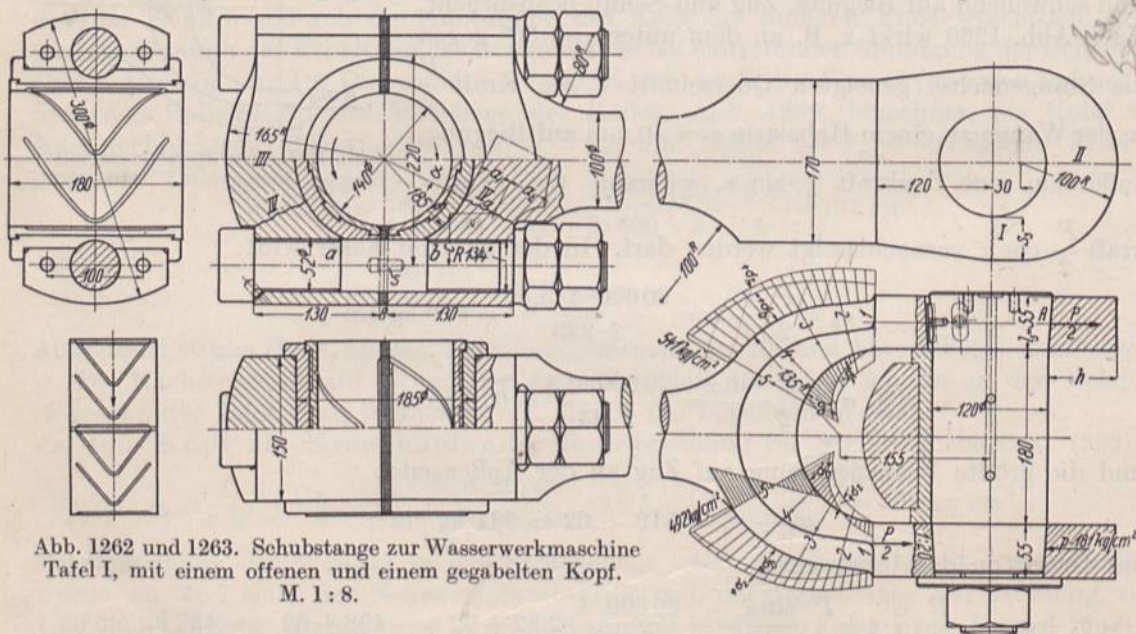


Abb. 1262 und 1263. Schubstange zur Wasserpumpe Tafel I, mit einem offenen und einem gegabelten Kopf. M. 1:8.

Stärke der Gabelenden  $l_3 = 55$  mm gewählt. Auflagedruck auf der Seite der Bolzenmutter bei rund 5 mm Spiel unter der Unterlegscheibe in Rücksicht auf die Anzugsmöglichkeit des Bolzens:

$$p = \frac{P_{\max}}{2 \cdot f} = \frac{20600}{2 \cdot 11,6 \cdot 4,9} = 181 \text{ kg/cm}^2.$$



Im Aufriß ist das Stangenauge reichlich groß gehalten. Mit 200 mm Gesamtbreite oder  $s_3 \approx 40$  mm wird die Zugbeanspruchung im Querschnitt *I*:

$$\sigma_z = \frac{P_{\max}}{4 \cdot l_3 \cdot s_3} = \frac{20\,600}{4 \cdot 5,5 \cdot 4} = 234 \text{ kg/cm}^2.$$

Querschnitt *II*, schwelend auf Biegung beansprucht. Berechnung entsprechend Abb. 1259 mit  $k_b = 600 \text{ kg/cm}^2$ :

$$W = \frac{P_{\max} \left( \frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right)}{4 k_b} = \frac{20\,600 \left( \frac{16}{2} - \frac{12}{4} \right)}{4 \cdot 600} = 42,9 \text{ cm}^3;$$

$$h = \sqrt{\frac{6W}{l_3}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 42,9}{5,5}} = 6,85 \text{ cm}.$$

Gewählt  $h = 70$  mm; 100 mm Abrundungshalbmesser des Kopfendes bei 30 mm Exzentrizität.

Die Gabelhohlun, in der der Kreuzkopfkörper mit genügendem Spiel Platz finden muß, hätte im vorliegenden Falle ziemlich eng gehalten werden können, da die Nachstellung der Lagerschalen nach dem Kolben zu angeordnet werden muß. Denn bei der Nachstellung des offenen Kopfes am Kurbelzapfen wird der Kolben nach vorn, zur Rahmenseite hin, geschoben; zum Ausgleich muß der Keil im Kreuzkopf den Kolben nach hinten, der Deckelseite zu, verstellen, vgl. Abb. 1200. In Abb. 1263 ist die Hohlun, so weit ausgebildet, daß auch ein Kreuzkopfende mit Keilnachstellung Platz hat, um die gleiche Schubstange an Maschinen mit einem solchen Kreuzkopf verwenden zu können.

Die Querschnitte *I* bis *5*, Abb. 1263, sind auf Biegung, Schub und Zug bzw. Druck wechselnd beansprucht. Unter Vernachlässigung der Versteifung, die durch den in den Augen verspannten Kreuzkopfbolzen entsteht, können sie ähnlich, wie der Querschnitt *V*, Abb. 1257, berechnet werden und liefern den in Abb. 1263 oben eingetragenen Spannungsverlauf, wenn man die Beanspruchungen senkrecht zu den Umfangslinien der Gabel einträgt. Ungünstig ist dabei die Annahme, daß die Kraft  $\frac{P}{2}$  bei *A* in der Augenmittellinie wirkt, wodurch schon der Querschnitt *I* erhebliche Beanspruchungen auf Biegung erfährt. Wahrscheinlicher ist, daß in dem genannten Querschnitt annähernd gleichmäßig verteilte Zug- oder Druckspannungen entstehen und daß auch die Übertragung der Kraft auf den Bolzen näher an der Innenfläche der Gabel erfolgt. Bei gleichmäßiger Verteilun, im Querschnitt *I* würde  $\frac{P}{2}$  zu einer Mittelkraft im Schwerpunkt vereinigt werden können, wodurch die Biegemomente kleiner ausfallen, die Spannungen, nach der an der unteren Gabelhalfte dargestellten Linie verlaufen und im Querschnitt *5* 492 kg/cm<sup>2</sup> erreichen. Mit den oben errechneten 541 kg/cm<sup>2</sup> ergeben sich so zwei Grenzwerte für die Spannungen, zwischen denen die wirkliche Beanspruchun, liegen wird, so lange man die Theorie der geraden Balken bei der Rechnung benutzen darf.

Betrachtet man den Gabelarm als einen gekrümmten Balken, so ergibt sich unter der Annahme des Angriffes der Kraft  $\frac{P}{2}$  im Schwerpunkt des Querschnittes *I* im Querschnitt *5* außen eine Zugspannung von 370, innen eine Druckspannung von 440 kg/cm<sup>2</sup>.

Offener Kopf am Kurbelzapfende, Abb. 1262. Stärke *s* der Stahlguschalen einschließlich Weißmetallausguß (385):

$$s = 0,09 d + 9 \text{ mm} = 0,09 \cdot 140 + 9 = 21,6 \text{ mm}.$$

Ausgeführt: 185 mm Außendurchmesser; Weimetallstarke (387):

$$s_1 = 0,025 d + 2,5 = 0,025 \cdot 140 + 2,4 = 6,$$

in den Schwalbenschwänzen 9 mm.



Verbindungsschrauben: 2 Stück, schwellend durch die Zugkraft belastet, aus zähem Flußstahl ( $K_z = 4500 \text{ kg/cm}^2$ ,  $\delta = 20\%$ ) mit Feingewinde. Bei  $k_z = 600 \text{ kg/cm}^2$  wird der nötige Kernquerschnitt:

$$f_1 = \frac{P_{\max}}{2k_z} = \frac{20\,600}{2 \cdot 600} = 17,2 \text{ cm}^2.$$

Gewählt  $1\frac{3}{4}''$  Rohrgewinde mit 49 mm Kerndurchmesser,  $18,86 \text{ cm}^2$  Kernquerschnitt,  $\sigma_z = \frac{20\,600}{2 \cdot 18,86} = 546 \text{ kg/cm}^2$  Beanspruchung. Die Schrauben sind auf 220 mm zusammengerückt und schneiden in die Lagerschalen ein.

Bügelstärke im Querschnitt III. Schwellige Belastung auf Biegung nach Abb. 1256;  $k_b = 600 \text{ kg/cm}^2$ .

$$W = \frac{P}{2} \frac{\left(\frac{l}{2} - \frac{b_0}{4}\right)}{k_b} = \frac{20\,600}{2} \frac{\left(\frac{22}{2} - \frac{18,5}{4}\right)}{600} = 109,5 \text{ cm}^3.$$

Höhe eines rechteckigen Querschnittes bei  $b = 150 \text{ mm}$  Breite:

$$h = \sqrt{\frac{6W}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 109,5}{15}} = 6,62 \text{ cm}.$$

Ausgeführt 72,5 mm in der Mitte, bei 165 mm Abrundungshalbmesser des Bügels.

Nachrechnung, auf Grund der Formel (46) unter Berücksichtigung der Krümmung:

$$P = 0; M_b = \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{b_0}{4}\right) = \frac{20\,600}{2} \left(\frac{22}{2} - \frac{18,5}{4}\right) \approx 65\,600 \text{ cmkg};$$

$$F = 15 \cdot 6,62 = 99,3 \text{ cm}^2; r = 9,25 + 3,31 = 12,56 \text{ cm}; e_1 = e_2 = 3,31 \text{ cm}.$$

$$Z = \frac{bh^3}{12} \left\{ 1 + \frac{3}{20} \left(\frac{h}{r}\right)^2 + \frac{3}{112} \left(\frac{h}{r}\right)^4 \right\} = \frac{15 \cdot 6,62^3}{12} \left\{ 1 + \frac{3}{20} \left(\frac{6,62}{12,56}\right)^2 + \frac{3}{112} \left(\frac{6,62}{12,56}\right)^4 \right\} = 377,9 \text{ cm}^4.$$

Druckspannung am inneren Rande des Bügels:

$$\sigma_1 = \frac{P + M_b/r}{F} + \frac{M_b \cdot r}{Z} \frac{e_1}{r - e_1} = \frac{0 + 65\,600/12,56}{99,3} + \frac{65\,600 \cdot 12,56}{377,9} \frac{3,31}{12,56 - 3,31} = 833 \text{ kg/cm}^2.$$

Zugspannung am äußeren Rande des Bügels:

$$\sigma_2 = \frac{P + M_b/r}{F} + \frac{M_b \cdot r}{Z} \frac{e_1}{r + e_1} = \frac{0 + 65\,600/12,56}{99,3} + \frac{65\,600 \cdot 12,56}{377,9} \frac{3,31}{12,56 + 3,31} = 508 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Querschnitte IV und IVa, Abb. 1262, haben annähernd gleiche Form und sind schwellend auf Biegung, Zug und Schub beansprucht. Unter Berücksichtigung der Ausparung für die Bolzenmutter besitzt der zweite  $f = 101,6 \text{ cm}^2$  Fläche,  $a_1 = 3,41 \text{ cm}$  Abstand der inneren Faser,  $a_2 = 4,20 \text{ cm}$  der äußeren Faser vom Schwerpunkt und ein Trägheitsmoment  $J = 405 \text{ cm}^4$ . Der Hebelarm  $c$  der Kraft  $\frac{P}{2}$  beträgt 5,4 cm und die

Seitenkraft  $\frac{P}{2} \cdot \sin \alpha$  senkrecht zum Querschnitt 4600 kg. Damit wird die größte Druckspannung in der inneren Faser:

$$-\sigma_{b_1} + \sigma_z = -\frac{P}{2} \frac{c \cdot a_1}{J} + \frac{P}{2} \frac{\sin \alpha}{F} = -\frac{20\,600 \cdot 5,4}{2 \cdot 405} \cdot 3,41 + \frac{4600}{101,6} = -468 + 45 = -423 \text{ kg/cm}^2,$$

die größte Beanspruchung auf Zug in der äußeren:

$$\sigma_{b_2} + \sigma_z = \frac{P}{2} \frac{c \cdot a_2}{J} + \frac{P}{2} \frac{\sin \alpha}{F} = \frac{20\,600 \cdot 5,4}{2 \cdot 405} \cdot 4,2 + \frac{4600}{101,6} = 576 + 45 = 621 \text{ kg/cm}^2.$$

Zulässig.

Für die Gestaltung und Herstellung der gesamten Stange gilt Abb. 1264. Im Vergleich mit der Ausführung  $\alpha$ , Abb. 1261, ist sowohl das Schmieden, bei dem auch das



Gabelende voll bleiben muß, wie auch das Bearbeiten wesentlich umständlicher und kostspieliger. Das letztere erfolgt durch Abdrehen des zunächst noch ungeteilten, offenen Kopfes, des Schaftes und der Gabel bis zum Querschnitt *aa*, vgl. Abb. 1216, im übrigen durch Hobeln, Fräsen oder Stoßen der ebenen Flächen und Bohren der Öffnungen in den Köpfen unter mehrfachem Umspannen und Wechsel der Werkzeugmaschinen, wie die untenstehende Gegenüberstellung näher zeigt. Einfacher ist im Vergleich zu Abb. 1261 lediglich das Ausbohren der runden Löcher für die Schalen des offenen Kopfes und für den Kreuzkopfbolzen. Am Schluß der Bearbeitung wird der Bügel abgetrennt.

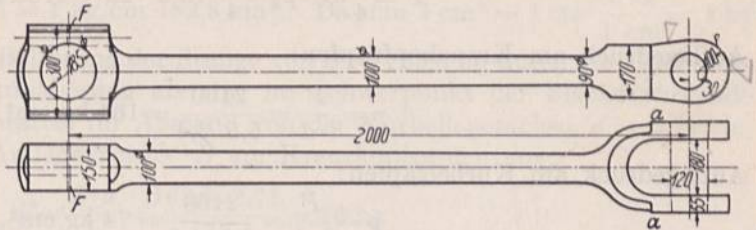


Abb. 1264. Schubstangenkörper mit einem offenen und einem Gabelkopf zur Wasserwerkmaschine Tafel I. M. 1 : 30.

Ausführung a), Abb. 1261.

1. Abdrehen der gesamten Stange,
2. Abhobeln oder Fräsen der Köpfe unter einmaligem Umspannen,
3. Vorbohren der Höhlungen,
4. Ausstoßen der Höhlungen,
5. Bohren der Stellschraubenlöcher.

Ausführung b), Abb. 1264.

1. Abdrehen der Stange bis zum Querschnitt *aa*,
2. Hobeln oder Fräsen der Seitenflächen der Köpfe unter einmaligem Umspannen und zweimaliger Einstellung der Werkzeuge wegen verschiedener Kopfbreiten,
3. Ausstoßen der Gabel,
4. Stoßen oder Fräsen der Umflächen des Gabelkopfes,
5. Bohren der Zapfenlöcher,
6. Bohren der Schraubenlöcher,
7. Abtrennen des Bügels.

Die Zwischenlagen des offenen Kopfes, Abb. 1262, sind zur Verhinderung der Mitnahme der Schalen durch die Zapfenreibung und gleichzeitig im Zusammenhang mit den Abschrägungen der Schalenkanten zur Bildung einer fast über den ganzen Zapfen reichenden Schmiernut benutzt, indem sie nur an den Enden an den Zapfen heranreichen, in der Mitte aber zurücktreten. Nach der Abwicklung der Laufflächen, Abb. 1262, links unten, sind die übrigen Ölnuten so gestaltet, daß das Öl durch den in Richtung des Pfeils laufenden Zapfen immer wieder der Schalenmitte zugeführt wird. Die Schraubenbolzen sind beiderseits der Fuge eingepaßt, durch Stifte in der gut ausgerundeten Kehle am Kopfe gehalten und durch Gegenmuttern gesichert, die auf der Schaftseite angeordnet sind, um die Baulänge der Stange nicht unnötig groß zu machen. Am Kurbelzapfen geschieht die Ölzufuhr nach Abb. 1298 durch die Fliehkraft, am Kreuzkopfbolzen durch einen Abstreichhölzer.

2. Eine der Massenwirkung wegen sehr leicht gehaltene, aus Stahl gepreßte Schubstange eines Kraftwagenmotors mit  $D = 105$  mm Zylinderdurchmesser, 130 mm Hub und 1200 Umdrehungen in der Minute gibt Abb. 1225 wieder. Die bronzene Kolbenzapfenschale ist einteilig und gegen die mit Weißmetall ausgegossene Kurbelzapfenschale in Rücksicht auf die Ausbildung der Kurbelwelle seitlich versetzt. Am Kurbelende greifen die nahe zusammengelegten Schrauben in die Lagerschalen ein, indem sie diese gleichzeitig gegen Mitnahme durch die Welle sichern; zu ihrer Entlastung sind die Fugen der Schale und des Stangenkopfes gegeneinander versetzt. Zur Schmierung dient ein Ölbad, in welches das Kurbelende der Stange eintaucht und aus dem das im ganzen Motorgehäuse umhergeschleuderte Öl dem Kolben und den Zapfen zugeführt wird. Am oberen Kopf der Stange fangen es zwei weite Schlitze *S* auf und bringen es zu den Schmiernuten. Dem Kurbelzapfen leiten Schleuderringe Öl aus den Kurbel-lagern zu, in ähnlicher Weise wie in Abb. 1311.

Der Zünddruck wird bei der vorliegenden einfachwirkenden Maschine vom Kolbenzapfen durch den auf Knickung beanspruchten Schubstangenschaft auf die obere Lagerschale am Kurbelzapfen übertragen; der untere Bügel hat nur den Widerstand beim



Saughub und die Beschleunigungskräfte aufzunehmen, kann also verhältnismäßig leicht ausgeführt werden.

Kolbendruck  $P$  bei der Zündung des Brennstoffgemisches unter Annahme von  $p_i = 25 \text{ at}$ :

$$P = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p_i = \frac{\pi}{4} \cdot 10,5^2 \cdot 25 = 2160 \text{ kg.}$$

Auflagedruck am Kreuzkopfszapfen:

$$p = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{2160}{5,5 \cdot 2,4} = 164 \text{ kg/cm}^2.$$

Auflagedruck am Kurbelzapfen:

$$p = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{2160}{6,5 \cdot 4,5} = 74 \text{ kg/cm}^2.$$

Sicherheit des Schaftes gegen Ausknicken. Bei der gedrängten Bauart ist zu erwarten, daß die Tetmajersche Formel maßgebend ist. Stangenquerschnitt in der Mitte, angenähert nach Abb. 1205:

$$f = 0,8 \cdot 2,1 + 1,8 (0,8 + 0,2) = 3,48 \text{ cm}^2.$$

Kleinstes Trägheitsmoment:  $J_{\min} = \frac{2,1 \cdot 0,8^3}{12} + \frac{0,8 \cdot 1,8^3}{12} + \frac{4 \cdot 0,2 \cdot 0,9^3}{12} = 0,527 \text{ cm}^4.$

Trägheitshalbmesser: . . .  $i = \sqrt{\frac{J_{\min}}{f}} = \sqrt{\frac{0,527}{3,48}} = 0,389 \text{ cm.}$

Knickspannung (Flußstahl):  $K_k = 3350 \left(1 - 0,00185 \frac{L}{i}\right)$   
 $= 3350 \left(1 - 0,00185 \cdot \frac{31}{0,389}\right) = 2860 \text{ kg/cm}^2.$

Druckspannung: . . . .  $\sigma_d = \frac{P}{f} = \frac{2160}{3,48} = 621 \text{ kg/cm}^2.$

Sicherheit: . . . . .  $\mathfrak{S}_T = \frac{K_k}{\sigma_d} = \frac{2860}{621} = 4,6 \text{ fach.}$

Immerhin ist auch der nach der Eulerschen Formel (16) errechnete Wert verhältnismäßig gering:

$$\mathfrak{S}_E = \frac{\pi^2 \cdot J}{\alpha \cdot L^2 \cdot P} = \frac{\pi^2 \cdot 0,527 \cdot 2200000}{31^2 \cdot 2160} = 5,5.$$

Tatsächlich ist die Sicherheit gegen das Ausknicken dadurch größer, daß die langen Lagerschalen versteifend wirken. Die Stange ist an den Enden in gewissem Grade eingespannt, nicht aber zwischen Spitzen gelagert, wie es die Formeln voraussetzen.

Beanspruchung der Stange auf Biegung durch die Massenkräfte, Abb. 1205. Ermittelt man zunächst die Querschnitte an beliebigen Stellen der Stange und trägt ihre Größen senkrecht zur Stangenachse auf, so erhält man den dünn ausgezogenen Linienzug  $I$ . Zentrifugalbeschleunigung am Kurbelzapfen:

$$b_f = R \cdot \omega^2 = 0,065 \cdot 125,7^2 = 1027 \text{ m/sek}^2.$$

Mit  $\gamma = 7,8 \text{ kg/dm}^3$  Einheitsgewicht wird die auf Seite 709 abgeleitete Größe:

$$q = \frac{1}{1000} \cdot \frac{x}{L} \cdot b_f \cdot f \cdot \frac{\gamma}{g} = \frac{1027 \cdot 7,8}{1000 \cdot 31 \cdot 9,81} \cdot x \cdot f = 0,0263 \cdot x \cdot f,$$

die zu dem stark ausgezogenen Linienzuge  $II$  führt. (Beispielweise ist für die Ansatzstelle des Schaftes am Kurbelkopfe nach Zeichnung:

$$x = a' = 26,6 \text{ cm, } f = 3,92 \text{ cm}^2$$



und damit:

$$q = 0,0263 \cdot 26,6 \cdot 3,92 = 2,74 \text{ kg/cm.}$$

Der Flächeninhalt der so gefundenen Kurve betrug bei der Aufzeichnung der Stange in natürlicher Größe, also bei einem Abszissenmaßstab von  $1 \text{ cm} = 1 \text{ cm}$  und bei einem Ordinatenmaßstab von  $1 \text{ cm} = 1 \text{ kg/cm}$   $182,8 \text{ cm}^2$ . Da nun  $1 \text{ cm}^2 = 1 \text{ cm} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{1 \text{ cm}} = 1 \text{ kg}$

ist, ergibt sich eine seitliche Belastung der Stange von  $Z = 182,8 \text{ kg}$  durch die Fliehkraft. Würde man sie in erster Annäherung als eine im Schwerpunkt der Fläche wirkende Einzelkraft auffassen, so gestattet ihr Abstand von der Kurbellagerachse,  $a = 2,71 \text{ cm}$ , Abb. 1205, die Größe des Auflagedruckes  $B$  am Kreuzkopfpapfen aus:

$$B = \frac{Z \cdot a}{L} = \frac{182,8 \cdot 2,71}{31} = 16 \text{ kg}$$

und daraus die Biegespannung im Schaft an der Ansatzstelle des Kurbelkopfes zu berechnen:

$$\sigma_b = B \cdot a' \cdot \frac{e}{J} = 16 \cdot 26,6 \cdot \frac{1,7}{5,0} = 145 \text{ kg/cm}^2.$$

Dabei ist  $J$  das auf die Nulllinie  $NN$ , Abb. 1205, bezogene Trägheitsmoment:

$$J = \frac{3,4^3 \cdot 1,8}{12} - \frac{2,2^3 \cdot 1}{12} = 5,0 \text{ cm}^4$$

und  $e = 1,7 \text{ cm}$  der Abstand der äußersten Faser von  $NN$ .

Genauer ist es, die Biegemomente auf zeichnerischem Wege aus der Fliehkraftfläche als Belastungsfläche zu ermitteln. Dann ergibt sich ein größtes Moment von  $M'_b = 190 \text{ kgcm}$  ungefähr in der Mitte der Schubstange. Das dortige maximale Trägheitsmoment berechnet sich zu  $J' = 4,13 \text{ cm}^4$ ; der Abstand der äußersten Faser ist  $e' = 1,65 \text{ cm}$ , woraus die Beanspruchung:

$$\sigma'_b = \frac{M'_b \cdot e'}{J'} = \frac{190 \cdot 1,65}{4,13} = 76 \text{ kg/cm}^2,$$

also etwa halb so groß wie nach der angenäherten Rechnung folgt. Die Biegespannung ist infolge der besonderen Gestaltung dieser Schubstange trotz der hohen Umdrehzahl der Maschine gering, weil die am mittleren Stück der Stange angreifenden Fliehkkräfte teilweise durch die Wirkung des jenseits des Kurbelzapfens liegenden Bügels ausgeglichen werden.

Beanspruchung der Bügelschrauben und des Bügels durch den Beschleunigungsdruck. Zu beschleunigen sind:

der Kolben samt Zapfen von . . . . .	$G_k = 2,50 \text{ kg}$	
der Schubstangenoberteil von . . . . .	1,62 „	
die obere Kurbelzapfenschale von . . . . .	0,28 „	Gewicht
in Summe . . . . .	$G = 4,40 \text{ kg}$	

Aus der Kurbelgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi \cdot s \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,13 \cdot 1200}{60} = 8,16 \text{ m/sek}$$

folgt die größte Beschleunigung im innern Totpunkt, einen geraden Kurbeltrieb vorausgesetzt nach Formel (292):

$$b_0 = \frac{v^2}{R} \left(1 + \frac{R}{L}\right) = \frac{8,16^2}{0,065} \left(1 + \frac{0,065}{0,31}\right) = 1240 \text{ m/sek}^2$$

und der Beschleunigungsdruck:

$$P_b = \frac{G}{g} \cdot b_0 = \frac{4,40}{9,81} \cdot 1240 = 556 \text{ kg.}$$



Durch diese Kraft, die noch durch Saugwiderstände und Kolbenreibung erhöht werden kann, sind die beiden  $7/16''$  Schrauben mit:

$$\sigma_z = \frac{P_b}{2 \cdot \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{556}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,879^2} = 457 \text{ kg/cm}^2,$$

also recht hoch beansprucht.

Der Bügel, als gerader Balken von  $l = 60$  mm Länge betrachtet, der durch die gleichmäßig verteilte Kraft  $P_b$  belastet wird, unterliegt einer Biegebeanspruchung von:

$$\sigma_b = \frac{P_b \cdot l}{8 \cdot W} = \frac{556 \cdot 6}{8 \cdot 5,2 \cdot 0,65^2} = 1140 \text{ kg/cm}^2,$$

während das Auge für den Kolbenbolzen, das die Beschleunigungskraft des gesamten Kolbens:

$$P'_b = \frac{G_k}{g} \cdot b_0 = \frac{2,50}{9,81} \cdot 1240 = 316 \text{ kg}$$

aufzunehmen hat, Biegespannungen:

$$\sigma'_b = \frac{P'_b \cdot l'}{8 \cdot W} = \frac{316 \cdot 3,4}{8 \cdot 3,9 \cdot 0,4^2} = 1290 \text{ kg/cm}^2$$

ausgesetzt ist, wenn auch das Stangenende ungünstigerweise als ein frei aufliegender gerader Balken berechnet wird. Legt man aber der Rechnung einen an den Enden eingespannten Balken zugrunde, so gilt:

$$\sigma''_b = \frac{P'_b \cdot l'}{12 W} = \frac{320 \cdot 3,4}{12 \cdot 3,9 \cdot 0,4^2} = 860 \text{ kg/cm}^2.$$

Die drei zuletzt errechneten Beanspruchungen werden zwar durch die Steifigkeit der Lagerschalen und der Büchse, falls diese gut eingepaßt sind, ermäßigt, verlangen aber trotzdem hohe Festigkeit des Werkstoffes, aus dem die Stangen gepreßt werden.

Erwähnt sei in dieser Beziehung, daß die Daimler Gesellschaft in Coventry für Schubstangen von Kraftomnibussen Kohlenstoffstahl von 6200 bis 7140 kg/cm<sup>2</sup> Festigkeit, 4340 bis 4950 kg/cm<sup>2</sup> Spannung an der Fließgrenze, 20 bis 25<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Dehnung bei 50,8 mm Meßlänge und 8,3 bis 9,7 mkg/cm<sup>2</sup> Schlagarbeit verlangt. (Stahl und Eisen 1913, S. 1908.)

Beispiel 3. Der Kopf in Abb. 1214 links soll als Rahmen mit steifen Ecken, Abb. 1245, auf eine Stangenkraft  $P = 20800$  kg, entsprechend rund 80 kg/cm<sup>2</sup> Flächendruck am Kurbelzapfen, 215 kg/cm<sup>2</sup> am anderen Zapfen, nachgerechnet werden.

Trägheitsmoment im Scheitel des Bügels:

$$J_1 = \frac{8 \cdot 7^3}{12} \approx 229 \text{ cm}^4.$$

Das Trägheitsmoment  $J_2$  an der Ansatzstelle des Schaftes sei zu  $J_2 = \frac{8 \cdot 6^3}{12} = 144 \text{ cm}^4$ ,

das der Wangen unter Vernachlässigung der Verstärkung am Sitz der Stellschraube zu

$$J_w = \frac{8 \cdot 3,75^3}{12} = 35,1 \text{ cm}^4 \text{ angenommen. Die Anlagefläche des Keils und der Schaft}$$

sind gleich breit,  $b_0 = 12$  cm, die Größen  $l \approx 23,8$ ,  $c \approx 37$  cm.

Damit wird nach (397):

$$M_1 = \frac{P}{8} \cdot \left( l^2 + \frac{b_0^2}{3} \right) \cdot J_w \frac{c(2J_2 - J_1) + 3l \cdot J_w}{c^2 J_1 J_2 + 2cl J_w (J_1 + J_2) + 3l^2 J_w^2}$$

$$= \frac{20800}{8} \left( 23,8^2 + \frac{12^2}{3} \right) \cdot 35,1 \frac{37 \cdot (2 \cdot 144 - 229) + 3 \cdot 23,8 \cdot 35,1}{37^2 \cdot 229 \cdot 144 + 2 \cdot 37 \cdot 23,8 \cdot 35,1 (229 + 144) + 3 \cdot 23,8^2 \cdot 35,1^2} = 3750 \text{ cm kg}$$

und die Beanspruchung des Scheitels:

$$\sigma_{b,s} = \frac{M_{b,s} \cdot e_1}{J_1} = \frac{P}{8} (2l - b_0) - M_1 \frac{20800}{8} (223,8 - 12) - 4733 \cdot e_1 = \frac{20800}{229} \cdot 3,5 = 1360 \text{ kg/cm}^2.$$



Für die Wangen ist das Moment  $M_2$  maßgebend, da am vorliegenden Kopf ausnahmsweise  $J_2$  kleiner als  $J_1$  ist, vgl. (398):

$$M_2 = M_1 \frac{(2J_1 - J_2) + 3l \cdot J_w}{(2J_2 - J_1) + 3l \cdot J_w} = 3750 \frac{(2 \cdot 229 - 144) + 3 \cdot 23,8 \cdot 35,1}{(2 \cdot 144 - 229) + 3 \cdot 23,8 \cdot 35,1} = 3400 \text{ cm kg,}$$

$$\sigma = \sigma_{b_2} + \sigma_z = \frac{M_2 \cdot e}{J_w} + \frac{P}{2F_w} = \frac{3400 \cdot 1,88}{35,1} + \frac{20800}{2 \cdot 8 \cdot 3,75} = 183 + 347 = 530 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung der Wange an der Stelle, wo der Keilstellbolzen durchtritt. Das Trägheitsmoment ist bei einem Lochdurchmesser von 32 mm:

$$J'_w = \frac{(8 - 3,2) \cdot 5,5^3}{12} = 66,6 \text{ cm}^4, \quad \text{der Querschnitt } F' = (8 - 3,2) \cdot 5,5 = 26,4 \text{ cm}^2$$

und mithin die Beanspruchung:

$$\sigma' = \frac{M_1 \cdot e'}{J'_w} + \frac{P}{2F'} = \frac{3750 \cdot 2,75}{66,6} + \frac{20800}{2 \cdot 26,4} = 155 + 395 = 550 \text{ kg/cm}^2.$$

Zufolge der doppelten Kerbwirkung der Hohlkehle in der Aussparung und des Loches für die Stellschraube dürfte diese Spannung wesentlich erhöht werden.

### Achtzehnter Abschnitt.

## Achsen und Wellen.

### I. Arten, Begriff und Baustoffe der Achsen und Wellen.

Man kann gerade Achsen und Wellen, biegsame Wellen und Kurbelwellen unterscheiden. Gerade Achsen und Wellen sind Träger schwingender oder umlaufender Maschinenteile. Achsen, ausschließlich oder vorwiegend auf Biegung beansprucht, können entweder als feste oder ruhende Achsen, um die sich andere Maschinenteile bewegen oder als laufende ausgebildet sein. Im letzten Falle dienen Lager zu ihrer Stützung, während die von ihnen getragenen Teile aufgekeilt oder in sonst geeigneter Weise mit ihnen fest verbunden sind. Beispiele bieten Abb. 1285 in der festen Achse einer Trommel mit dem zugehörigen Antriebrade und die Eisenbahnwagenachse Abb. 1265. Das geringe Drehmoment, das in dieser durch die Zapfenreibung entsteht, kann gegenüber den Biegemomenten vernachlässigt werden.

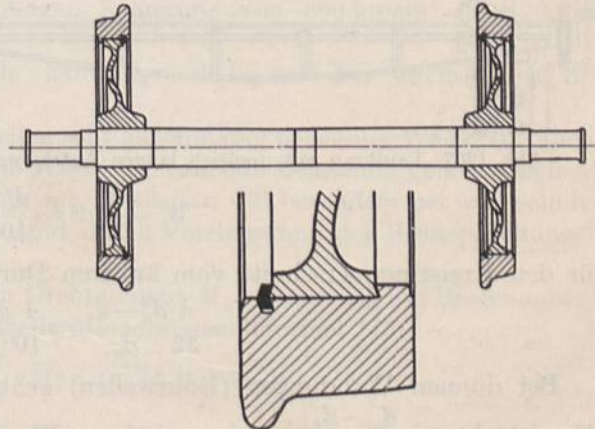


Abb. 1265. Eisenbahnwagenachse.

Wellen sind stets dadurch gekennzeichnet, daß sie größere Drehmomente zu übertragen haben, neben denen allerdings meist auch Biegemomente wirken. Sie finden ausgedehnte Anwendung an Triebwerken und an Kraft-, Arbeits- und Werkzeugmaschinen aller Art. In Abb. 1287 ist dieselbe Aufgabe wie in Abb. 1285 durch eine Welle gelöst. Stehende Achsen und Wellen an Turbinen usw. sind häufig noch durch erhebliche Längskräfte auf Zug, Druck oder Knickung in Anspruch genommen.

Biegsame Wellen dienen zum Antrieb beweglicher Werkzeuge, Geräte und kleiner Maschinen.



Kurbelwellen vermitteln in Verbindung mit dem Kurbeltrieb die Umsetzung von schwingenden oder umlaufenden Bewegungen in schwingende oder hin und her gehende oder umgekehrt.

Als Baustoffe kommen vor allem Flußstahl, bei hohen Beanspruchungen Siemens-Martin- und Nickelstahl in Betracht; seltener finden sich Gußeisen, Stahlguß und Holz. Flußstahl ist allen anderen überlegen, nicht allein wegen der größeren Festigkeit, sondern auch zufolge der härteren und glatteren Oberfläche, die er bei richtiger Bearbeitung bietet und die sowohl wegen der Schonung der Lager, als auch wegen der Verminderung der Reibung sehr wichtig ist. Die hauptsächlichsten Querschnittformen sind der Kreis und der Kreisring (hohle Achsen und Wellen).

## II. Gerade Achsen und Wellen.

### A. Berechnung der geraden Achsen und Wellen.

Die Berechnung erstreckt sich 1. auf genügende Festigkeit gegenüber den auftretenden Momenten und etwaigen Längskräften; an den Tragstellen ist der Flächen-

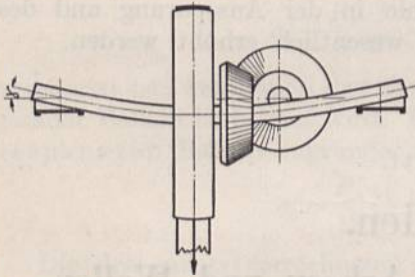


Abb. 1266. Störung des Eingriffs von Kegelrädern infolge der Durchbiegung der Welle.

druck und die Sicherheit gegen Warmlaufen mitbestimmend. In vielen Fällen sind aber auch 2. die Formänderungen maßgebend. Beispielsweise kann die Durchbiegung einer Welle, Abb. 1266, den Eingriff der Kegelräder stören und zu unruhigem Lauf führen. An einem Laufkran, Abb. 1267, läßt die Verwendung ungleich langer Wellen zwischen dem Motor und den Laufrädern Ecken eintreten, da die kurze Welle eine geringere Verdrehung als die lange erfährt, so daß das durch diese angetriebene Rad zurückbleibt.

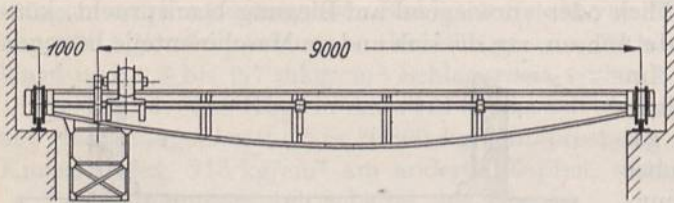


Abb. 1267. Laufkran mit ungleich langen Antriebswellen.

#### 1. Berechnung der geraden Achsen und Wellen auf Festigkeit.

Für den vollen Kreisquerschnitt vom Durchmesser  $d$  wird das gegenüber einem Biegemoment  $M_b$  nötige Widerstandsmoment:

$$W = \frac{\pi}{32} d^3 \approx \frac{d^3}{10} = \frac{M_b}{k_b}, \quad (402)$$

für den Kreisringquerschnitt vom äußeren Durchmesser  $d_a$  und dem lichten  $d_i$ :

$$W = \frac{\pi}{32} \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a} \approx \frac{1}{10} \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a} = \frac{M_b}{k_b}. \quad (403)$$

Bei dünnen Wandungen (Rohrwellen) geht dieser Ausdruck durch Einsetzen der Wandstärke  $s = \frac{d_a - d_i}{2}$  und des mittleren Wandungsdurchmessers  $d_m = \frac{d_a + d_i}{2}$  über in:

$$\begin{aligned} W &= \frac{\pi}{4} \frac{d_a^2 + d_i^2}{2 d_a} \cdot \frac{d_a + d_i}{2} \cdot \frac{d_a - d_i}{2}, \\ &= \frac{\pi}{4} \frac{d_a^2 + d_i^2}{2 d_a} \cdot d_m \cdot s \end{aligned}$$

oder, wenn  $d_a$  und  $d_i$  im ersten Bruch durch  $d_m$  ersetzt werden, in:

$$W = \frac{\pi}{4} d_m^2 \cdot s. \quad (404)$$



Der bei Benutzung dieser Formel auftretende Fehler ist bei geringen Wandstärken klein und beträgt für:

$$d_i/d_a = \begin{array}{cccc} 0,95 & 0,9 & 0,85 & 0,8 \\ 2,5 & 5,0 & 7,4 & 9,8^0/0. \end{array}$$

Ein Drehmoment  $M_d$  ruft in einem vollen Kreisquerschnitt die Spannung:

$$\tau_d = \frac{M_d}{\frac{\pi}{16} d^3} \approx \frac{5 \cdot M_d}{d^3}, \quad (405)$$

in einem Kreisringquerschnitt:

$$\tau_d = \frac{M_d}{\frac{\pi}{16} \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a}} \approx \frac{5 M_d \cdot d_a}{d_a^4 - d_i^4} \quad (406)$$

hervor, verlangt also in beiden Fällen ein Widerstandsmoment:

$$W = \frac{M_d}{2 k_d},$$

wenn man von der zulässigen Beanspruchung auf Drehung  $k_d$  ausgeht. Immerhin wird der Umstand, daß eine auf Biegung beanspruchte Achse bei zahlenmäßig gleich hohen Momenten nach den Formeln (402) und (403) größere Stärke bekommen muß, als eine auf Drehung beanspruchte, dadurch teilweise wieder aufgehoben, daß die zulässige Beanspruchung auf Schub rund 0,8 von derjenigen auf Längsspannung sein soll, gleiche Art der Kraftwirkung, z. B. schwellend oder wechselnd, vorausgesetzt.

Bei der Wahl der zulässigen Beanspruchungen nach der Zusammenstellung 2, S. 12, die in Rücksicht auf die Folgen, die Verbiegungen oder sonstige Beschädigungen wichtiger Achsen und Wellen haben können, mäßig hoch genommen zu werden pflegen, ist die Art der Kraftwirkung sorgfältig zu beachten. So ist die in den Seitenwänden fest gelagerte Trommelachse der Laufkatze, Berechnungsbeispiel 4, Abb. 1285, nur schwellend belastet und darf bei 900 kg/cm<sup>2</sup> Spannung mit 85 mm Durchmesser ausgeführt werden. Läßt man sie auf Zapfen in besonderen Lagern laufen, Abb. 1286, so wird die Beanspruchung wechselnd. Bei einer zulässigen Spannung von 500 kg/cm<sup>2</sup> ist 120 mm Stärke erforderlich.

An Wasserradachsen aus Eichenholz kann  $k_b = 60$  kg/cm<sup>2</sup> bei wechselnder Beanspruchung genommen werden.

Falls das Drehmoment, wie an den Wellen sehr gleichmäßig belasteter Wasserturbinen, unveränderlich ist, darf man nahe an die Werte für ruhende Belastung gehen. Eichene Wasserradwellen vertragen  $k_d = 50$ —60 kg/cm<sup>2</sup>. Gußeisen soll besonders bei wechselnder Kraftwirkung vermieden werden. Stöße sind durch Verringerung der Beanspruchungen zu berücksichtigen.

Wirkt an irgendeiner Stelle neben dem Drehmoment  $M_d$  gleichzeitig ein Biegemoment  $M_b$ , so legt man der Berechnung das ideale Moment nach Formel (43):

$$M_i = \frac{1}{3} M_b + \frac{2}{3} \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2} = k_b \cdot W,$$

Kreis- oder Kreisringquerschnitt der Welle vorausgesetzt, zugrunde. Die von Bach eingeführte Berichtigungsziffer  $\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 \cdot k_d}$  berücksichtigt dabei die häufig verschiedene

Art und Höhe der zulässigen Spannungen. So kommt es vor, daß das Drehmoment einer Welle nahezu unveränderlich ist,  $k_d$  also hoch, etwa 900 kg/cm<sup>2</sup>, angenommen werden kann, während die Beanspruchung auf Biegung wechselt und  $k_b$  nur 500 kg/cm<sup>2</sup> betragen darf. In dem Falle ist  $\alpha_0 = \frac{500}{1,3 \cdot 900} = 0,43$ .

Für  $k_b$  sind die Zahlen der Zusammenstellung 2, S. 12, einzusetzen, da die Formel von der größten auftretenden Dehnung ausgeht und die derselben entsprechende Längs-



spannung angibt. Der Sicherheitsgrad ist, wie auf S. 46 kurz ausgeführt wurde, an Hand der Bruchfestigkeit:

$$\mathfrak{S} = \frac{K_b}{k_b} \quad \text{bzw.} \quad \frac{K_z}{k_b}$$

zu beurteilen.

Will man dagegen die Sicherheit  $\mathfrak{S}'$  gegen Überschreiten der Fließgrenze und das damit verbundene Auftreten der ersten bleibenden Formänderungen ermitteln, so wird die größte Schubspannung maßgebend. Die Momente sind nach der Formel (45):

$$M_{di} = \sqrt{M_b^2 + M_d^2}$$

zusammensetzen, während sich die entsprechende Schubspannung aus  $\tau_a = \frac{16 M_{di}}{\pi d^3}$  ergibt und die Sicherheit nach:

$$\mathfrak{S}' = \frac{\tau_i}{\tau_a} = \frac{1}{2} \frac{\sigma_s}{\tau_a}$$

zu beurteilen ist, wobei  $\sigma_s$  die Spannung an der Fließgrenze des Werkstoffes bedeutet.

Hohle Achsen und Wellen sind günstig in bezug auf die Ausnutzung des Baustoffes, da nach Abb. 1268 die Widerstandsmomente bei allen Verhältnissen  $d_i/d_a$  in geringerem Maße als die Gewichte abnehmen. Das an

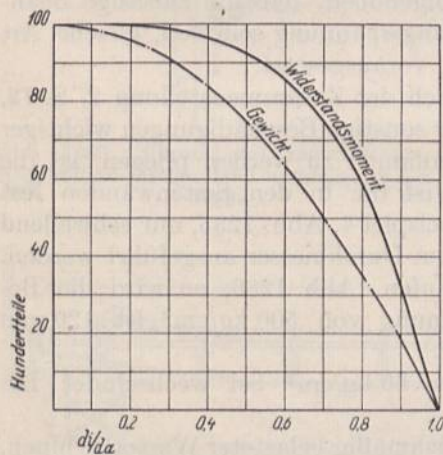


Abb. 1268. Wirkung des Ausbohrens von Wellen.

Schiffs- und schweren Maschinenwellen übliche Ausbohren auf  $d_i = 0,4 d_a$  verringert das Widerstandsmoment nur um 2,6%, das Gewicht dagegen um 16%. Verhältnismäßig noch geringer wählt man die Wandstärken hohler Fahrzeug- und Lafettenachsen, die den besonderen Anforderungen entsprechend auch mit kegelförmigen Schäften, Bündeln und Ansätzen hergestellt werden.

Umgekehrt sind Eindrehungen der Widerstandsfähigkeit sehr abträglich; eine solche auf 80% des Durchmessers vermindert das Widerstandsmoment um rund die Hälfte, abgesehen davon, daß derartige Eindrehungen, namentlich mit scharfen Hohlkehlen, wie Kerben wirken und die Achsen und Wellen gegen Stöße äußerst empfindlich machen [III, 7 u. 8]. Auch Keilnuten verringern die

Widerstandsfähigkeit; vielfach werden deshalb die Stellen, wo irgend welche Stücke aufgekeilt werden sollen, um die Nutentiefe verstärkt, gleichzeitig mit dem Zweck, das Aufziehen der Teile und das Eintreiben der Keile zu erleichtern.

Bei Triebwerkwellen liegt häufig die Aufgabe vor, eine bestimmte Leistung  $N$  in Pferdestärken bei der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  oder der Drehzahl  $n$  in der Minute zu übertragen. Dann folgt zunächst das Drehmoment  $M_d$  aus:

$$75 N = \frac{M_d \cdot \omega}{100} \quad \text{mit} \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

$$M_d = \frac{30 \cdot 7500}{\pi} \cdot \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{N}{n}. \quad (407)$$

Setzt man dasselbe gleich  $\frac{\pi d^3}{16} \cdot k_a$ , so wird:

$$d = \sqrt[3]{\frac{365\,000}{k_a} \cdot \frac{N}{n}} = 71,5 \sqrt[3]{\frac{N}{n} \cdot \frac{1}{k_a}}. \quad (408)$$

Hiernach ist der Wellendurchmesser bei einer bestimmten Beanspruchung nur von dem



Verhältnis  $\frac{N}{n}$  abhängig; anders ausgedrückt, mit ein und derselben Welle lassen sich durch Erhöhen der Umlaufgeschwindigkeit größere, verhältnismäßig den Drehzahlen steigende Leistungen übertragen. Beispielsweise kann eine Flußstahlwelle von  $d = 60$  mm Durchmesser bei  $k_a = 500 \text{ kg/cm}^2$  und  $n = 40$  Umdrehungen in der Minute:

$$N = \frac{\pi d^3}{16} \cdot \frac{k_a}{71\,620} \cdot n = \frac{\pi \cdot 6^3}{16} \cdot \frac{500}{71\,620} \cdot 40 \approx 12,$$

bei  $n = 3000$  aber 900 Pferdestärken weiterleiten. Hohe Drehzahlen führen demnach zu geringen Gewichten, sowohl der Wellen wie auch aller übrigen Triebwerkteile und zu niedrigen Kosten der Gesamtanlagen. Die Steigerung der Lauf- und Betriebsgeschwindigkeiten ist einer der wichtigsten Wege, auf dem weitere Fortschritte des Maschinenbaus zu suchen sind. Freilich ist man durch die Art der zu treibenden Maschinen an gewisse Grenzen gebunden. So empfiehlt die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. Dessau, die Hauptwellenleitungen zum Antriebe schnell laufender Arbeitsmaschinen, wie sie in Holzbearbeitungswerkstätten oder Spinnereien gebräuchlich sind, etwa 250, höchstens 400 Umdrehungen in der Minute machen zu lassen und dort, wo die angetriebenen Maschinen keine bedeutenden Drehzahlen erfordern, 100 bis 150 minutliche Umdrehungen zu nehmen. Anzustreben sind dabei die normalen Lastdrehzahlen der DIN 112, Zusammenstellung 124a, die möglichst genau unter Last erreicht werden sollen.

Zusammenstellung 124a. Lastdrehzahlen von Triebwerkwellen nach DIN 112.

25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600.

Die Formel (408) wird auch zur Berechnung normaler Triebwerkwellen benutzt. Dabei wählt man aber die Beanspruchung  $k_a$  niedrig, sowohl wegen der unvermeidlichen Biegemomente, die vom Gewicht der Welle selbst, dem der aufgesetzten Riemenscheiben und Kupplungen und von den Riemenzügen herrühren, wie auch wegen der Schwächungen, die durch das Einarbeiten von Keilnuten entstehen. Man pflegt folgende Beanspruchungen einzusetzen und erhält damit die dahinter angegebenen Formeln für Triebwerkwellen:

aus weichem Flußstahl  $k_a = 200 \text{ kg/cm}^2$ ,  $d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ , (409)

aus Stahl . . . . .  $k_a = 300$  „  $d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ , (410)

Bach empfiehlt bei gewöhnlichem Walzeisen sogar nur:

$$k_a = 120 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{und} \quad d = 14,4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (411)$$

zu nehmen.

Für die Formel (409) gilt, ausgehend von den normalen Wellendurchmessern der DIN 114 zwischen 25 und 200 mm, die folgende Zahlenreihe:

Zusammenstellung 125. Zusammenhang zwischen dem Durchmesser  $d$ , dem Verhältnis  $\frac{N}{n}$  und dem Drehmoment  $M_d$  in Formel (409).

$d =$	25	30	35	40	45	50	55	60	mm		
$\frac{N}{n} =$	0,0090	0,0156	0,0247	0,0369	0,0527	0,0723	0,0961	0,125			
$M_d =$	614	1060	1680	2510	3580	4910	6530	8480	kgcm		
$d =$	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	mm
$\frac{N}{n} =$	0,198	0,296	0,422	0,578	0,769	1,130	1,59	2,37	3,375	4,63	
$M_d =$	13470	20100	28600	39300	52300	76700	107800	160800	229000	314200	kgcm



Die Verteilung der Lager an einem längeren Wellenstrange wird man möglichst der Belastung und der Beanspruchung der Wellen anpassen, die freilich oft durch Umstellen oder Auswechseln von Maschinen Änderungen erfahren können. An durchlaufenden Wellen, Abb. 1269, darf man den Mittelfeldern größere Längen  $l_{II}$  als den Endfeldern  $l_I$  geben, weil die Wellen in jenen als beiderseitig eingespannte, in den Endfeldern dagegen als an einem Ende eingespannte, am anderen frei aufliegende Träger betrachtet werden dürfen. Denkt man sich die Belastung durch die aufgesetzten Riemenscheiben, Riemenzüge usw. gleichmäßig mit  $q$  kg auf jeden Zentimeter der Länge verteilt und zu dem 4,5fachen des Eigengewichts der Welle angenommen, so wird bei dem Querschnitt  $f = \frac{\pi d^2}{4}$ , dem Einheitsgewichte  $\gamma_1 = 7,8$  kg/dm<sup>3</sup>:

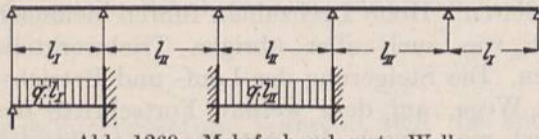


Abb. 1269. Mehrfach gelagerte Welle.

$$q = 4,5 \cdot f \cdot l \cdot \frac{\gamma_1}{1000} = 4,5 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 1 \cdot \frac{7,8}{1000} = 0,035 \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Damit ergeben sich unter Benutzung der Grundgleichung für die Biegung  $M_b = W \cdot k_b$  in den beiden Fällen:

<p style="text-align: center;">I</p> $M_b = \frac{q \cdot l_I^2}{8} = 0,035 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{l_I^2}{8} = \frac{\pi d^3}{32} \cdot k_b$ $l_I = \sqrt{\frac{d \cdot k_b}{0,035}}$		<p style="text-align: center;">II</p> $\frac{q \cdot l_{II}^2}{12} = 0,035 \frac{\pi d^2}{4} \frac{l_{II}^2}{12} = \frac{\pi d^3}{32} \cdot k_b$ $l_{II} = \sqrt{\frac{d \cdot k_b}{0,0233}}$
--	--	---

Mit  $k_b = 350$  kg/cm<sup>2</sup> für wechselnde Beanspruchung bei weichem Flußstahl wird:

$$l_I \approx 100 \sqrt{d}; \quad l_{II} \approx 125 \sqrt{d} \tag{412}$$

Verschiedenen Durchmessern entsprechen folgende Werte:

$d =$	3	4	5	6	7	8	9	10	12,5 cm
$l_I =$	170	200	220	240	260	280	300	320	350 cm
$l_{II} =$	210	250	280	300	330	350	370	400	440 cm

Die angeführten Maße sind lediglich Richtwerte, die je nach den Umständen — Lage der anzutreibenden Maschinen, Anordnung der Deckenbalken oder Säulen und Pfeiler, Verteilung und Größe der Belastung — abgeändert werden können und müssen. Zahnradtriebe und Kupplungen, ferner Stellen, an denen größere Leistungen aufzunehmen oder abzugeben sind, soll man möglichst in die Nähe von Lagern legen und lange überstehende Enden vermeiden, weil sie als Freitragler sehr ungünstig beansprucht sind. Ohne Rücksicht auf den Unterschied zwischen den Mittel- und Endfeldern gibt die Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G. als durchschnittliche Entfernung der Lager die nachstehenden Zahlen:

30	40	50	60	70	80	90	100	110	mm Durchmesser
1,70	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,30	2,40	2,50	m,

die bis zu 50% vergrößert werden können, wenn alle Riemenscheiben dicht an den Lagern sitzen.

Besondere Berechnung und Durchbildung unter Ermittlung der auftretenden Biege- und Drehmomente erfordern die Hauptantriebswellen größerer Anlagen.

### 2. Berechnung der geraden Achsen und Wellen auf Formänderung.

Ein Beispiel für den Einfluß der Durchbiegung war in der Welle für das Kegelradpaar, Abb. 1266, angeführt. Aber nicht allein die Durchbiegung, sondern auch die



Neigung der elastischen Linie ist zu beachten. So würde in dem erwähnten Falle dadurch, daß die Kegelräder in der Nähe eines der Lager angeordnet würden, keine Abhilfe möglich sein, weil wohl die Räder nahezu auf gleiche Höhe kämen, die Mittellinie des einen aber infolge der größeren Neigung der elastischen Linie schräg bliebe und die Zähne ecken würden. Starke Neigung der elastischen Linie bedingt in langen Lagern eine ungleichmäßige Verteilung des Auflagedrucks und Kantenpressungen; als Folge davon kann Warmlaufen und Fressen eintreten. So klappt ein Zapfen in einer 500 mm langen, wag-

rechten Schale bei einer Neigung  $\operatorname{tg} \gamma \approx \gamma = \frac{1}{1000}$  auf der einen Seite um  $1/2$  mm. Wenn

die Formänderung dauernd dieselbe bleibt, die Achse also stets in der gleichen Richtung und gleich stark belastet ist, kann der Fehler durch entsprechende Neigung der Lager- schale oder durch Einschaben und Einlaufenlassen des Zapfens im Lager beseitigt werden. Dagegen ist im Falle wechselnder Formänderungen, wie sie bei Kraft- und Arbeits- maschinen vielfach vorkommen, nur durch Verstärken der Welle, Näherrücken der Lager, manchmal durch Anwendung beweglicher Lager Abhilfe möglich.

Als Grenze für den Neigungswinkel der elastischen Linie an den Lagerstellen sieht man den eben erwähnten Wert:

$$\gamma = \frac{1}{1000}$$

an, wenn nicht besondere Umstände, z. B. der dauernd gute Lauf von Kegelrädern, noch geringere Werte verlangen. Für eine in ihrer Mitte durch eine Einzelkraft  $P$  beanspruchte zylindrische Achse von der Länge  $l$  wird:

$$\gamma = \frac{1}{16} P \cdot l^2 \cdot \frac{\alpha}{J}; \quad (413)$$

im Falle gleichmäßiger Belastung mit  $q$  kg/em Länge:

$$\gamma = \frac{1}{24} q \cdot l^3 \cdot \frac{\alpha}{J}. \quad (414)$$

Hat die Achse Absätze, oder wirken mehrere größere Einzelkräfte, so kann zur genaueren Untersuchung das Mohrsche Verfahren, vgl. die Ausführungen über die Berechnung statisch unbestimmter Wellen, benutzt werden.

Durch das Festlegen des Grenzwertes für  $\gamma$  ist auch die Größe der Durchbiegung bei gegebener Belastung und Form der Welle bestimmt. Denn aus der Durchbiegung eines zylindrischen, in der Mitte durch  $P$  belasteten Körpers:

$$\delta = \frac{1}{48} P \cdot l^3 \cdot \frac{\alpha}{J},$$

folgt durch Division mit der Gleichung (413):

$$\frac{\delta}{\gamma} = \frac{1}{3} l$$

und durch Einführen des Grenzwertes  $\gamma = \frac{1}{1000}$ :

$$\delta = \frac{1}{3000} l.$$

Die Durchbiegung darf also  $\frac{1}{3000}$  der Länge nicht überschreiten. In ähnlicher Weise wird für die gleichmäßig belastete Achse:

$$\delta = \frac{5}{384} q \cdot l^4 \cdot \frac{\alpha}{J},$$

$$\frac{\delta}{\gamma} = \frac{5}{16} l$$

oder

$$\delta = \frac{1}{3200} l.$$



Hervorzuheben ist, daß Achsen und Wellen gleicher Gestalt und Belastung annähernd dieselben Formänderungen erfahren, gleichgültig, ob sie aus weicheren oder härteren Stahlsorten bestehen, weil deren Dehnungszahlen  $\alpha$  nur wenig verschieden sind, so daß also der Ersatz einer Achse aus weichem Flußstahl, die zu große Formänderungen aufweist, durch eine gleiche aus härterem trotz größerer Festigkeit keinen Vorteil bringt.

Aber auch den bei der Beanspruchung auf Drehung auftretenden Verwindungen ist volle Beachtung zu schenken. Jeder Wechsel in der Belastung, z. B. durch Ein- oder Ausschalten einer Maschine, wirkt auf die Größe der Verdrehung und ist im ganzen Wellenstrang und an allen von ihm betriebenen Maschinen als Ruck um so stärker fühlbar, je länger und schwächer der Wellenstrang und je größer der Energiewert der ein- oder ausgeschalteten Maschine ist. Neben dieser Federung der Welle kann sich eine Änderung der Umdrehzahl bemerkbar machen, wenn die Antriebsmaschine je nach der Höhe der Belastung verschiedene Geschwindigkeit annimmt oder wenn der Antriebsriemen mehr oder weniger stark gleitet. Für die Federung pflegt man an Triebwerkwellen  $\frac{1^0}{4}$  auf den laufenden Meter durch die normale Belastung zuzulassen und leitet damit die folgende Formel ab:

Der Verdrehungswinkel  $\psi$  einer vollen Welle vom Durchmesser  $d$  und der Länge  $l$  ist nach Zusammenstellung 9, lfter Nr 1 im Bogenmaße:

$$\psi = \frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_a}{d^4} \cdot \beta \cdot l \approx 10 \frac{M_a}{d^4} \cdot \beta \cdot l.$$

Mit dem Grenzwert  $\frac{\psi}{l} = \frac{0,25}{100} \cdot \frac{\pi}{180}$ , der Schubzahl  $\beta$  für weichen Flußstahl  $= \frac{1}{830000} \text{ cm}^2/\text{kg}$  und unter Einführung von  $M_a = 71620 \frac{N}{n}$  wird:

$$d^4 = 10 \frac{M_a \cdot \beta \cdot l}{\psi} = \frac{10 \cdot 71620 \cdot 18000}{830000 \cdot 0,25 \cdot \pi} \cdot \frac{N}{n} = 19800 \frac{N}{n}$$

oder 
$$d = 11,9 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \approx 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \quad (415)$$

Da die Schubzahl  $\beta$  für härteren Stahl  $\frac{1}{850000} \text{ cm}^2/\text{kg}$  unwesentlich verschieden ist, müssen alle Stahlwellen, gleichgültig welcher Härte, dieselbe Stärke bekommen, solange der Verdrehungswinkel bestimmend ist.

Einen Vergleich der Ergebnisse der vorstehenden Formel mit denjenigen der Nr (409) und (410) zeigt Abb. 1270, welche die sich ergebenden Durchmesser in Abhängigkeit von dem Verhältnis  $\frac{N}{n}$  darstellt.

Danach liegt die Linie der Wellendurchmesser nach Formel (415), die von den Formänderungen ausgeht, bei kleinen Werten von  $\frac{N}{n}$  bis zu den Punkten A und B über den Linien nach den Formeln

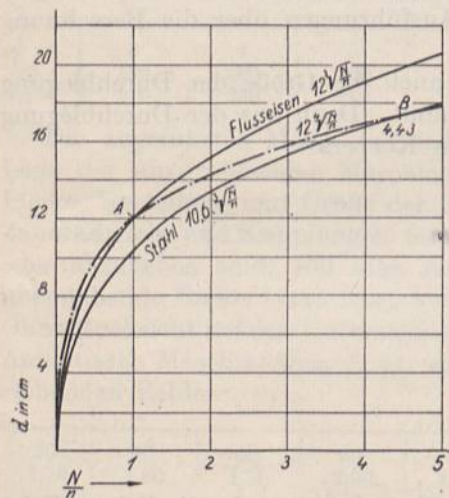


Abb. 1270. Vergleich der Formeln 409, 410 und 415 zur Berechnung von Getriebewellen.

ten A und B über den Linien nach den Formeln (409) und (410) auf Grund der Festigkeit. Somit ist die Verdrehung bei niedrigen Werten von  $\frac{N}{n}$  maßgebend, und zwar für weichen Flußstahl solange  $\frac{N}{n}$  kleiner als 1 (Punkt A), für härteren solange  $\frac{N}{n}$  kleiner als 4,43 (Punkt B) ist, Zahlen, die bei den gewöhnlichen raschlaufenden Triebwerkwellen nicht erreicht werden, so daß die meisten



einschlägigen Firmen nur die Formel  $d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$  anführen und benutzen. Ihre Anwendung wird durch die folgende Zahlenreihe erleichtert. Bei gegebener Leistung und Umdrehzahl braucht man nur das Verhältnis  $\frac{N}{n}$  zu ermitteln und den zum nächst größeren Werte gehörigen Wellendurchmesser zu nehmen. Die Zahlen gelten wiederum für die normalen Triebwerkwellen nach DIN 114 von 25 bis 200 mm Durchmesser.

Zusammenstellung 126. Zusammenhang zwischen dem Wert  $\frac{N}{n}$  und dem Durchmesser  $d$  auf Grund der Formel (415)  $d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$ .

$\frac{N}{n} =$	0,0019	0,0039	0,0072	0,0123	0,0198	0,0301	0,0441	0,0625	0,1158
$d =$	25	30	35	40	45	50	55	60	70 mm
$\frac{N}{n} =$	0,1975	0,3164	0,4822	0,7061	1,1774	1,8526	3,1605	5,0625	7,716
$d =$	80	90	100	110	125	140	160	180	200 mm

Bei Anwendung der falschen Formel wird der Fehler recht beträchtlich. Beispielsweise verlangt die Festigkeitsformel für weichen Flußstahl, wenn  $\frac{N}{n} = \frac{400}{100} = 4$  ist, 19,1, die Verdrehungsformel dagegen nur 17 cm Durchmesser. Die Wellen, die Widerstandsmomente von 685 bzw. 482 cm<sup>3</sup> haben, stehen in bezug auf die Festigkeit im Verhältnis  $\frac{1,42}{1}$ .

An Werkzeugmaschinen müssen die Wellen, insbesondere die Hauptspindeln, reichlich kräftig gehalten werden, um das Federn zu vermeiden, das bei Veränderungen des Schnittdrucks unsaubere und ungenaue Bearbeitung bedingt.

### 3. Wirkungen von Eigenschwingungen.

An Wellen, die periodisch regelmäßig wirkenden Kräften ausgesetzt sind, verstärken sich die Eigenschwingungen durch Resonanz häufig derart, daß beträchtliche Störungen des Ganges der Maschinen und unzulässige Erhöhungen der Spannungen, selbst Brüche, eintreten. Die Schwingungen können sowohl von Biege- wie auch von Drehmomenten herrühren. Die ersteren rufen oft weithin fühlbare Erschütterungen des Fundamentes oder des Bodens, das Anlaufen von Dynamoankern am Gehäuse bei geringem Luftzwischenraum oder das Warmlaufen von Lagern durch Kantenpressung infolge zu großer Durchbiegungen hervor. Die in den Drehmomenten begründeten Torsionsschwingungen machen sich äußerlich meist wenig bemerkbar, haben aber schon manche Schiffswelle plötzlich brechen lassen.

Die Untersuchung solcher Wellen läuft darauf hinaus, die Eigenschwingungszahl unter dem Einfluß der auf der Welle sitzenden Massen zu ermitteln und die Übereinstimmung mit der Periodenzahl der antreibenden Kräfte oder gewissen Vielfachen davon zu vermeiden. An Wellen, auf denen die einzelnen Massen, wie etwa die Scheiben auf einer Dampfturbinenwelle, dicht nebeneinander sitzen, ist eine durch die elastische Durchbiegung bedingte Hauptschwingungszahl maßgebend; an Wellen mit  $n$  Massen in größeren Abständen voneinander entstehen  $n - 1$  verschiedene Schwingungszahlen durch die elastischen Verdrehungen der zwischen den einzelnen Massen liegenden Wellenstücke. Praktisch ist es zulässig, die „kritischen Geschwindigkeiten“ zu durchlaufen, da die Ausschläge nach dem Überschreiten derselben abnehmen und die Maschine wieder ruhig läuft. Falls die Betriebsgeschwindigkeit einer kritischen Drehzahl entspricht oder ihr zu nahe kommt, ist Abhilfe durch Verändern der Größe oder der Verteilung der Massen möglich. Schrifttum: [XVIII, 1 bis 10].



## B. Konstruktive Durchbildung der Achsen und Wellen.

Man unterscheidet glatte Wellen, Formwellen und hohle Wellen.

Für die Mehrzahl der Triebwerkanlagen und Vorgelege mit mäßiger Belastung genügen glatte, rein zylindrische Wellen, die fertig bezogen, höchstens mit Keilnuten versehen, sonst aber ohne jede nachträgliche Bearbeitung verwandt werden. Auch im übrigen Maschinenbau sucht man, soweit irgend möglich, mit einfachen, glatten Wellen auszukommen.

Nach der DIN 114 steigen ihre Durchmesser zwischen 25 und 60 mm um je 5, zwischen 60 und 110 mm um 10, zwischen 110 und 140 mm um 15, darüber hinaus bis zu 500 mm Durchmesser um je 20 mm.

Die Längen, die normalerweise bis zu 8 m betragen, wähle man, soweit es die Beförderungs- und Einbauverhältnisse zulassen, möglichst groß, um Kupplungen zu sparen. Das DIN-Buch 6 empfiehlt allerdings, unter 7 m zu bleiben.

An langen Wellenleitungen nimmt die Leistung meist nach dem einen Ende zu ab; zwecks Ersparnis an Wellengewicht und wegen der geringeren Kosten der Lager, Kupplungen und anderen Teile empfiehlt es sich dann, die einzelnen Wellenstücke entsprechend der Abnahme der Leistung abzustufen. Werden z. B. von 40 Pferdestärken auf der ersten Strecke 15, auf der mittleren 10 und auf der Endstrecke 15 PS bei 150 Umdrehungen in der Minute abgegeben, so ist das erste Stück auf 40 PS zu berechnen und muß, da  $\frac{N}{n} = \frac{40}{150} = 0,267$  ist, nach Zusammenstellung 126  $d_1 = 90$  mm Durchmesser erhalten.

Am zweiten Stück wird  $\frac{N}{n} = \frac{25}{150} = 0,167$ ;  $d_2 = 80$  mm; am dritten  $\frac{N}{n} = \frac{15}{150} = 0,1$ ;  $d_3 = 70$  mm.

Die Verbindung zwischen den einzelnen Wellenstücken vermitteln Stufenkupplungen, die am einen Ende nach der schwächeren, am andern nach der stärkeren Welle ausgebohrt sind. Empfehlenswerter ist, das Ende der dickeren Welle auf den Durchmesser der dünneren abzdrehen und eine gewöhnliche Kupplung zu verwenden. Um aber mit wenig Sorten von Lagern und sonstigen Teilen auszukommen, beschränke man sich selbst bei einer größeren Anlage nur auf wenige Wellendurchmesser. Durch den in neuerer Zeit mehr und mehr angewandten Gruppenantrieb, bei dem die Maschinen in kleinere Gruppen zusammengefaßt, von Elektromotoren angetrieben werden, wird die Vereinheitlichung besonders erleichtert; es gibt Anlagen, die Wellen von nur ein und demselben Durchmesser aufweisen, so daß auch alle Lager, Riemenscheiben, Kupplungen usw. gleiche Bohrungen besitzen und untereinander vertauscht werden können.

Bei Wellen von bedeutenderem Gewicht, z. B. bei den Hauptantriebswellen größerer Anlagen, lohnt es sich, die Berechnung auf Grund der an ihnen wirkenden Momente durchzuführen und Formwellen auszubilden, die zweckmäßigerweise zur Ersparnis an Werkstoff, annähernd die Form gleicher Festigkeit, Abb. 1281, erhalten. Konstruktiv sind dabei zwischen den einzelnen Querschnitten allmähliche Übergänge durch gute Abrundungen oder kegelige Formen zu schaffen, starke und scharfe Absätze und Einkerbungen dagegen sorgfältig zu vermeiden, weil sie, wie schon oben hervorgehoben, die Widerstandsfähigkeit, namentlich bei hartem Baustoff, erheblich beeinträchtigen. An Stellen, wo Keile nötig werden, pflegt man die Querschnitte um die Nutentiefe zu verstärken, nicht allein zur Beseitigung der mit Nuten verbundenen Schwächung, sondern auch wegen des leichteren Einziehens und Lösens der Keile.

Formwellen werden auch an Maschinen aller Art dann notwendig, wenn Absätze, feste Bunde oder verschiedene Passungen verlangt werden.

Allen Sitzstellen wird man normale Durchmesser nach DIN 3, S. 181, geben, um die der gewählten Passung entsprechenden Meßwerkzeuge benutzen zu können. Sind an ein und derselben Welle mehrere Sitzarten hintereinander anzubringen, so ist sorgfältig darauf zu achten, daß sich die Teile ohne Beschädigung der Sitzflächen aufbringen lassen. Soll z. B. das Wellenende, Abb. 1271, nach dem System der Einheitswelle bei  $a$  mit einem Laufsitz wegen der Stützung in einer Lagerbüchse, bei  $b$  mit einem Fest-



sitz, etwa zum Auftreiben eines einteiligen Zahnrades versehen sein, so muß die Welle abgesetzt werden. Denn der Sitz *a* würde bei einer durchweg gleich starken Welle beim Aufbringen des Rades leicht verdorben werden, abgesehen davon, daß man dessen Nabe über eine sehr lange Strecke hinweg auftreiben müßte. Reicht für die Stelle *a* ein Durchmesser von 60 mm aus, so muß der Sitz *b* mindestens den nächsten Normaldurchmesser, also 62 mm, bekommen.

Im Falle, daß nach dem System der Einheitsbohrung gearbeitet wird, bekommt *b* zwar denselben Nenndurchmesser, tatsächlich aber infolge der Toleranzunterschiede der beiden Sitzarten einen größeren. Nach Abb. 273 betragen nämlich die Abmaße am Laufsitz — 0,03 bis — 0,06 mm, am Festsitz dagegen + 0,02 bis + 0,04 mm, so daß die Stelle *a* im Mittel 59,955, die Stelle *b* 60,03 mm stark wird. Hier genügen also schon die geringen Passungsunterschiede, die noch insofern vorteilhaft sind, als sie das Auftreiben des Zahnrades durch die bessere Führung erleichtern, die die Nabe längs der Welle findet.

Ist aber nach den Abb. 1272 und 1274 das Zahnrad außen, das Lager innen angeordnet, so ist eine völlig glatte Einheitswelle, Abb. 1272, möglich, dagegen ein Absatz im Falle der Einheitsbohrung, Abb. 1274, nötig.

Hohle Wellen mit dünner Wandstärke — Rohrwellen — eignen sich wegen ihres geringen Gewichtes und verhältnismäßig großen Widerstandsmomentes besonders zu Übertragungen bei großen Entfernungen zwischen den einzelnen Unterstüzungen. Gelegentlich benutzt man Hohlwellen, wenn es sich darum handelt, Kraft von einer durch sie hindurchgehenden vollen Welle abzunehmen oder an dieselbe abzugeben. Durch eine Kupplung

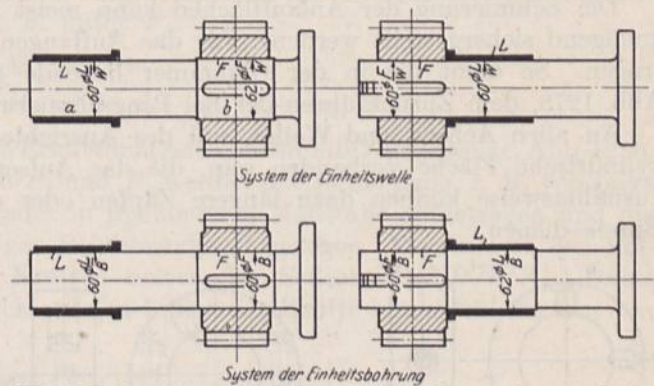


Abb. 1271 bis 1274. Ausbildung von Wellenenden nach den beiden Passungssystemen.

können beide miteinander verbunden, durch Ausschalten der Kupplung eine derselben, z. B. die Hohlwelle, still gesetzt werden. An Wasserturbinen finden sich Hohlwellen aus Gußeisen oder Stahlguß als Träger der Laufräder, während die zugehörigen Stützzapfen durch ruhende, darin liegende Stangen gehalten werden, vgl. Abb. 1587. Hohlwellen ungewöhnlicher Abmessung besitzen die stehenden Turbinen von Escher, Wyss & Co. am Niagarafall, die bei 250 Umdrehungen in der Minute 5500 PS übertragen. Die 35 m lange Welle besteht aus drei Blechrohren von 1 m Durchmesser und 10 mm Wandstärke, zwischen die zur Führung durch Halslager kurze, volle Wellenstücke von 280 mm Durchmesser geschaltet sind.

Gegen Verschiebungen in der Längsrichtung werden die Achsen und Wellen durch Anläufe und Bunde oder durch aufgesetzte Stellringe gesichert. Dabei dürfen sie, um ihre Ausdehnungsmöglichkeit bei Wärmeschwankungen zu wahren, nur an einer Stelle festgehalten werden, etwa an dem Antriebsende oder unmittelbar neben Teilen, die gegen Verschiebungen besonders empfindlich sind, wie Kegelräder oder manche Reibkupplungen. In den übrigen Lagern müssen sie dagegen gleiten können. Wird die Ausdehnungsmöglichkeit nicht beachtet, so entstehen sehr bedeutende Längskräfte. Nimmt man an, daß eine Stahlwelle, Abb. 1275, bei einem bestimmten Wärmegrad an den beiden Schalen bei *a* und *b* zum Anliegen kommt, so sucht sie sich bei einer weiteren

Erwärmung um nur  $10^{\circ}$  um  $\varepsilon \approx \frac{1}{8000}$  ihrer Länge auszudehnen, würde, wenn sie nicht ausknickt oder die Lager nicht nachgeben, nach Formel (13) unter Druckspannungen bis zu  $\sigma_d = \frac{\varepsilon}{\alpha} = \frac{2100000}{8000} = 262 \text{ kg/cm}^2$  kommen und z. B. bei 100 mm Durchmesser



oder  $78,5 \text{ cm}^2$  Querschnitt über 20000 kg Druck hervorrufen können. Bei sehr langen Leitungen sind Ausdehnungskupplungen oder sonst geeignete Ausgleichmittel einzubauen.

Feste Anläufe oder Bunde werden überall da verwendet, wo sie dem Aufbringen ungeteilter Scheiben oder sonstiger Teile nicht hinderlich sind und wo sie sich konstruktiv ohne Schwierigkeit ergeben, wie vielfach an schweren, abgesetzten Achsen und Wellen. Sie werden aber teuer, wenn ihretwegen große Baustoffmengen weggedreht, oder wenn sie durch Aufschießen von Ringen oder durch Stauchen hergestellt werden müssen. An glatten Wellen werden Bunde warm aufgezogen, im Falle mäßiger Längskräfte aber

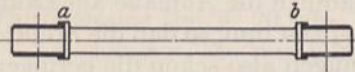


Abb. 1275.

besser durch Stellringe ersetzt. Abb. 1276 zeigt einen ungeteilten, Abb. 1277 einen geteilten Stellring, beide durch Schrauben mit versenkten Köpfen und gehärteten Spitzen auf den Wellen festgehalten. An Ölkammerlagern, wo die großen Durchmesser der gewöhnlichen

Ringe oft sehr unbequem sind, benutzt man Bundstellringe, Abb. 1278, deren kleine Endfläche sich gegen die Schale legt.

Die Schmierung der Anlaufflächen kann meist von den benachbarten Lagern aus genügend sichergestellt werden. Für das Auffangen abgeschleuderten Öls ist Sorge zu tragen. So dient die in der Ölkammer liegende Schleuderkante des Bundstellrings, Abb. 1278, dem Zurückführen der bei Ringschmierung oft reichlichen Ölmenge.

An allen Achsen und Wellen soll des Ausrichtens wegen wenigstens eine längere zylindrische Fläche vorhanden sein, die das Aufsetzen einer Wasserwaage ermöglicht; ausnahmsweise können dazu längere Zapfen oder deren genau gleich groß gehaltene Bunde dienen.

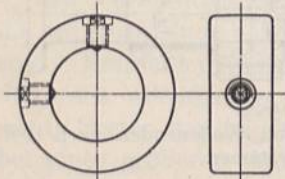


Abb. 1276. Einteiliger Stellring.

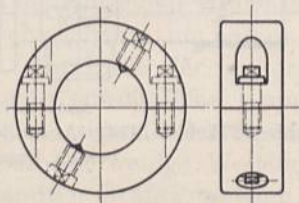


Abb. 1277. Geteilter Stellring.

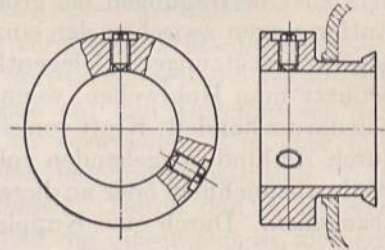


Abb. 1278. Bundstellring.

### C. Herstellung und Bearbeitung der Achsen und Wellen.

Schwere Achsen und Wellen werden vorgeschmiedet und auf Drehbänken oder Schleifmaschinen fertig und genau auf Maß bearbeitet. Die gängigen Triebwerkwellen werden nach dem Walzen sorgfältig ausgerichtet, sauber gedreht und poliert oder geschliffen, von manchen Firmen an ihrer Oberfläche durch Ziehen oder Kaltwalzen unter starkem Druck noch besonders verdichtet und geglättet. Diese gezogenen und „komprimierten“ Wellen weisen größere Abweichungen in bezug auf den Durchmesser auf und stehen oft unter bedeutenden inneren Spannungen, welche die Wellen beim Einarbeiten von Nuten leicht krumm ziehen [XVIII, 11], so daß Verletzungen ihrer Oberfläche besser ganz vermieden und Naben von Scheiben oder Rädern durch Hohlkeile oder Klemmverbindungen befestigt werden. Übrigens werfen sich auch die sonstigen Wellen oft nach dem Nuten. Will man das vermeiden, so tut man gut, die Nuten zu ziehen, bevor der letzte Span abgedreht oder abgeschliffen wird.

### D. Berechnungsbeispiele.

Die oben angegebene Berechnung der Achsen und Wellen geht von den Biege- und Drehmomenten  $M_b$  und  $M_d$  und den aus beiden zusammengesetzten ideellen Momenten  $M_i$  aus. Ihre Ermittlung kann rechnerisch oder zeichnerisch erfolgen. Den ersten Weg wird man in einfachen Fällen vorziehen; in schwierigen ist das zweite Verfahren übersichtlicher. Daß dieses im folgenden auch bei den einfacheren Aufgaben durchgeführt



wurde, geschah zur Erläuterung seiner Anwendung und zur anschaulichen Darstellung der Momente. Allgemein ist für Fälle, in denen nur Einzelkräfte wirken, hervorzuheben, daß die größten Momente unter den Angriffspunkten der Kräfte liegen, daß es also genügt, die betreffenden Querschnitte zu untersuchen.

Beispiel 1. Achse in zwei Lagern *A* und *B*, Abb. 1279, durch eine Anzahl in einer Ebene wirkender Einzelkräfte  $P_1, P_2 \dots$  auf Biegung beansprucht.

Beim rechnerischen Verfahren bestimmt man zunächst die Auflagedrücke *A* und *B* aus den Momentengleichungen in bezug auf die beiden

Auflager:

$$A \cdot l = P_1 \cdot b_1 + P_2 \cdot b_2 + \dots$$

$$A = \frac{P_1 b_1}{l} + \frac{P_2 \cdot b_2}{l} + \dots$$

$$B = \frac{P_1 a_1}{l} + \frac{P_2 a_2}{l} + \dots$$

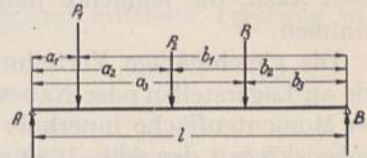


Abb. 1279. Zu Beispiel 1.

Daraus folgen die Biegemomente an den Angriffspunkten der Einzelkräfte zur Berechnung der Durchmesser der Achse, z. B. unter  $P_1$ :

$$M_1 = A \cdot a_1,$$

unter  $P_2$ :

$$M_2 = A \cdot a_2 - P_1 (a_2 - a_1).$$

Beispiel 2. Der zeichnerischen Ermittlung seien bestimmte Zahlenwerte, Abb. 1280, zugrunde gelegt. Die äußeren Kräfte  $P_1$  und  $P_2$  werden der Reihe nach, z. B. von links beginnend, im Kräfteck *a* untereinander in irgendeinem Maßstabe aufgetragen und die Polstrahlen unter Wahl eines beliebigen Polabstandes *H* gezogen. Parallele zu den Polstrahlen zwischen den zugehörigen Kräften liefern das Seileck  $A_1 C_1 D_1 B_1 A_1$ . Dabei müssen sich die Seilstrahlen im Seileck auf den Linien der Kräfte schneiden, die von den

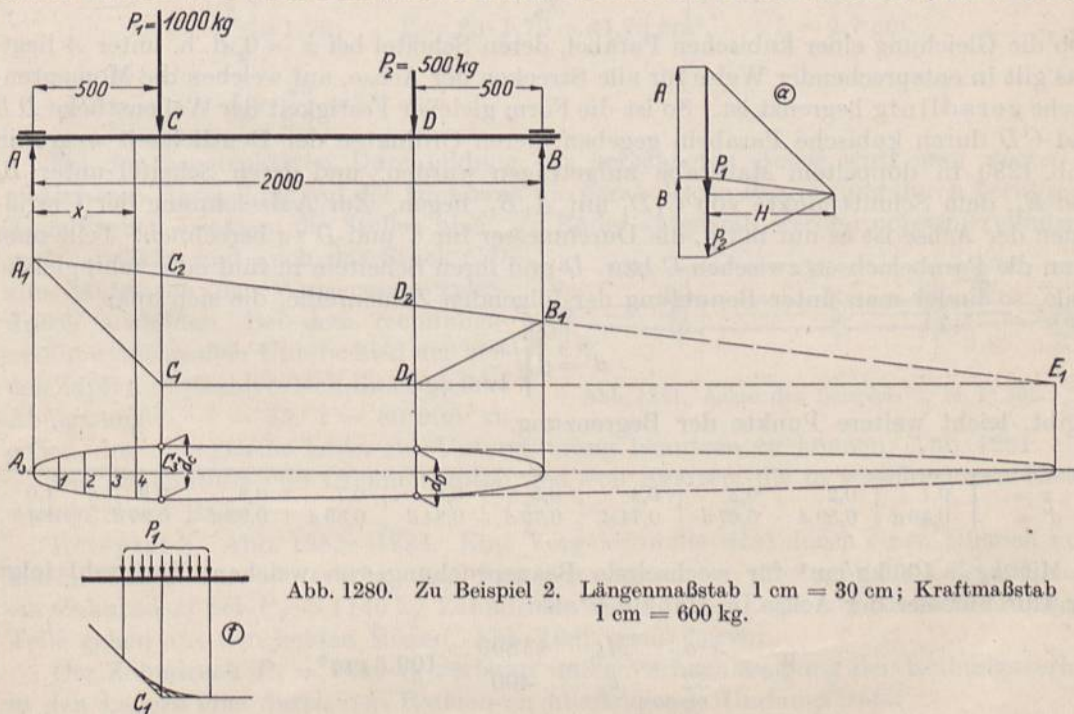


Abb. 1280. Zu Beispiel 2. Längenmaßstab 1 cm = 30 cm; Kraftmaßstab 1 cm = 600 kg.

parallelen Polstrahlen im Kräfteck eingeschlossen werden. Eine im Kräfteck gezogene Parallele zur Schlußlinie  $A_1 B_1$  teilt auf der Kraftlinie die Auflagedrücke *A* und *B* ab. Die Reihenfolge der Kräfte am Balken  $P_1, P_2, B, A$  muß auch im Kräftezug die gleiche sein; daraus ergibt sich  $B = 625, A = 875$  kg. Die Biegemomente sind nun durch die Produkte aus den Ordinaten des Seilecks, der „Momentenfläche“, und dem Polabstande



dargestellt, wobei die eine der Strecken im Kraft-, die andere im Längenmaßstabe zu messen ist. Da in der Abb. 1280 1 cm 30 cm, 1 cm 600 kg darstellt, ist der Längenmaßstab  $m_l = 30$  cm/cm, der Kraftmaßstab  $m_k = 600$  kg/cm und das in  $C$ , dem Angriffspunkte von  $P_1$ , wirkende Moment:

$$M_{b_1} = \overline{C_1 C_2} \cdot H \cdot m_l \cdot m_k = 1,46 \cdot 1,67 \cdot 30 \cdot 600 = 43\,800 \text{ cmkg}.$$

$H \cdot m_l \cdot m_k = m_m = 1,67 \cdot 30 \cdot 600 = 30\,000$  kgcm/cm heißt Momentenmaßstab und dient dazu, die Momente unmittelbar aus den Ordinaten der Momentenfläche zu bestimmen.

Die gleichmäßige Verteilung der Wirkung einer Kraft auf einer größeren Strecke, wie an Lagerstellen oder Naben, erniedrigt die Beanspruchung und kann durch Abrunden der Momentenfläche innerhalb des betreffenden Gebietes nach einer Parabel, wie in der Nebenskizze  $f$  der Abb. 1280 angedeutet ist, berücksichtigt werden.

Aus der Momentenfläche läßt sich leicht die Form gleicher Festigkeit der Achse herleiten. Für einen beliebigen Querschnitt innerhalb der Strecke  $AC$ , im Abstände  $x$  vom linken Auflager ist das Moment  $M = A \cdot x$ . Soll also die Beanspruchung auf Biegung in allen Querschnitten gleich groß,  $k_b = \frac{M_b}{W} = \text{konst.}$  sein, so folgt:

$$k_b = \frac{A \cdot x}{\frac{d^3}{10}} = \frac{10 A \cdot x}{8 r^3} = \text{konst.},$$

wenn  $r$  den Querschnittshalbmesser an der betrachteten Stelle bezeichnet. Durch Umformen erhält man:

$$r^3 = 1,25 \cdot \frac{A}{k_b} \cdot x = C \cdot x, \quad (416)$$

also die Gleichung einer kubischen Parabel, deren Scheitel bei  $x = 0$ , d. h. unter  $A$  liegt. Das gilt in entsprechender Weise für alle Strecken der Achse, auf welchen die Momentenfläche geradlinig begrenzt ist. So ist die Form gleicher Festigkeit der Wellenstücke  $DB$  und  $CD$  durch kubische Parabeln gegeben, deren Ordinaten der Deutlichkeit wegen in Abb. 1280 in doppeltem Maßstabe aufgetragen wurden, und deren Scheitel unter  $B_1$  und  $E_1$ , dem Schnittpunkte von  $C_1 D_1$  mit  $A_1 B_1$ , liegen. Zur Aufzeichnung der Umrißlinien der Achse ist es nur nötig, die Durchmesser für  $C$  und  $D$  zu berechnen. Teilt man dann die Parabelachsen zwischen  $C$  bzw.  $D$  und ihren Scheiteln in fünf oder zehn gleiche Teile, so findet man unter Benutzung der folgenden Zahlenreihe, die sich aus:

$$d' = d \sqrt[3]{\frac{x}{1}}$$

ergibt, leicht weitere Punkte der Begrenzung.

$x =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$d' =$	0,46 $d$	0,59 $d$	0,67 $d$	0,74 $d$	0,79 $d$	0,84 $d$	0,89 $d$	0,93 $d$	0,97 $d$	1 $d$

Mit  $k_b = 400$  kg/cm<sup>2</sup> für wechselnde Beanspruchung von weichem Flußstahl folgt der Durchmesser der Achse im Punkte  $C$  aus:

$$W_C = \frac{\pi \cdot d_C^3}{32} = \frac{M_{b_1}}{k_b} = \frac{43\,800}{400} = 109,5 \text{ cm}^3,$$

$$d_C = 10,4 \text{ cm};$$

im Punkte  $D$  aus:

$$W_D = \frac{M_{b_2}}{k_b} = \frac{31\,250}{400} = 78,1 \text{ cm}^3,$$

$$d_D = 9,3 \text{ cm}.$$



Zur Aufzeichnung der Form gleicher Festigkeit zwischen dem linken Auflager und der Kraft  $P_1$  teilt man die Strecke  $A_3C_3$  in fünf gleiche Teile  $A_3 1, 2, 3, 4 C_3$ , trägt in  $C_3$   $d_c = 10,4$  cm an und findet die zu den Punkten 1 bis 4 gehörigen Durchmesser:

$$\begin{aligned} d_1 &= 0,59 d_c = 6,14 \text{ cm,} & \text{entsprechend} & \quad x = 0,2 \cdot \overline{A_3C_3}, \\ d_2 &= 0,74 d_c = 7,70 \text{ ,,} & & \quad \text{,,} \quad x = 0,4 \cdot \overline{A_3C_3}, \\ d_3 &= 0,84 d_c = 8,74 \text{ ,,} & & \quad \text{,,} \quad x = 0,6 \cdot \overline{A_3C_3}, \\ d_4 &= 0,93 d_c = 9,67 \text{ ,,} & & \quad \text{,,} \quad x = 0,8 \cdot \overline{A_3C_3}. \end{aligned}$$

Zapfen A. Auflagedruck  $A = 875$  kg. Bei  $p = 25$  kg/cm<sup>2</sup> mittlerer Pressung wird die Projektion der Zapfenfläche:

$$f_1 = l_1 \cdot d_1 = \frac{A}{p} = \frac{875}{25} = 35 \text{ cm}^2$$

und nach Formel (329), die hier anwendbar ist, weil für die Berechnung auf Festigkeit, wie auf Flächendruck die gleiche Kraft gilt, das Verhältnis:

$$\frac{l_1}{d_1} = \sqrt{\frac{k_b}{5p}} = \sqrt{\frac{400}{5 \cdot 25}} = 1,79.$$

Durch Multiplikation beider Beziehungen folgt  $l_1^2 = 35 \cdot 1,79 = 62,65$  cm<sup>2</sup>,  $l_1 = 7,9$  cm;

$$d_1 = \frac{f_1}{l_1} = \frac{35}{7,9} = 4,4 \text{ cm.}$$

Zapfen B. Auflagedruck  $B = 625$  kg.

$$f_2 = l_2 \cdot d_2 = \frac{B}{p} = \frac{625}{25} = 25 \text{ cm}^2,$$

$$\frac{l_2}{d_2} = 1,79; \quad l_2^2 = 25 \cdot 1,79 = 44,75 \text{ cm}^2, \quad l_2 = 6,7 \text{ cm,}$$

$$d_2 = \frac{25}{6,7} = 3,7 \text{ cm.}$$

Bei der konstruktiven Durchbildung der berechneten Achse wird man wegen der einfacheren Herstellung auf der Drehbank die parabolische Begrenzung durch berührende Kegelflächen ersetzen, die Stellen aber, wo Räder aufgekelt werden müssen, zylindrisch und verstärkt und auch das Stück CD zum Aufsetzen der Wasserwaage zylindrisch ausbilden. Bei dem rechnermäßig nicht großen Unterschied der beiden Zapfen empfiehlt es sich, ihnen gleiche Abmessungen,  $d = 45$ ,  $l = 80$  mm zu



Abb. 1281. Achse des Beispiels 2. M. 1 : 30.

geben, um auch gleiche Lager zur Unterstützung benutzen zu können, Abb. 1281.

Die Behandlung von Drehmomenten und von Kräften, die in verschiedenen Ebenen wirken, zeigt das

Beispiel 3. Abb. 1282—1284. Eine Vorgelegewelle wird durch einen Riemen unter einem Winkel von  $30^\circ$  schräg von oben her angetrieben und gibt die Leistung durch ein Zahnrad D bei  $P_1 = 1140$  kg Zahndruck weiter. Die Lage und Maße der einzelnen Teile gehen aus den beiden Rissen, Abb. 1282 oben, hervor.

Der Zahndruck  $P_1 = 1140$  kg verlangt unter Vernachlässigung der Reibungsverluste in den Lagern eine durch den Riemen zu übertragende Umfangskraft:

$$U = \frac{P_1 \cdot R_1}{R_2} = \frac{1140 \cdot 16}{50} = 365 \text{ kg.}$$

Die Mittelkraft aus den beiden Riemenzügen kann rundgleich dem Dreifachen,  $P_2 = 1100$  kg, gesetzt und in der Mitte der Riemenscheibe angreifend angenommen werden.



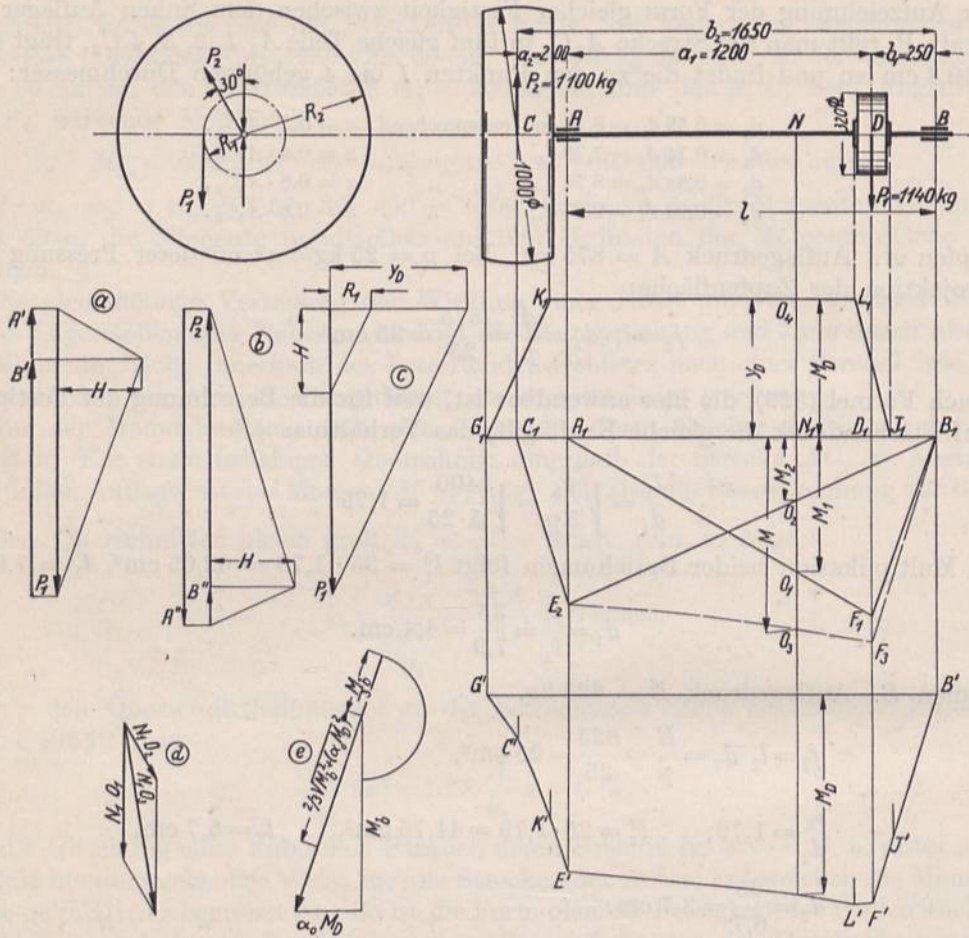


Abb. 1282. Zum Beispiel 3. Längenmaßstab 1 cm = 30 cm; Kraftmaßstab 1 cm = 300 kg.

a) Bei der rechnerischen Behandlung bestimmt man zuerst die Auflagekräfte in A und B, dann die Größe der Momente in A und D. Zu dem Zwecke zerlegt man die Kraft  $P_2$  in die wagerechte Seitenkraft  $P_2 \sin 30^\circ = 1100 \cdot 0,500 = 550$  kg und die senkrechte  $P_2 \cos 30^\circ = 1100 \cdot 0,866 = 953$  kg und untersucht deren Wirkung gesondert.

Auflagekraft A: Einfluß von  $P_1$

$$A_1 = 1140 \cdot \frac{25}{145} = 197 \text{ kg.}$$

Einfluß von  $P_2 \cdot \cos 30^\circ$

$$A'_2 = 953 \cdot \frac{165}{145} = 1085 \text{ kg.}$$

Einfluß von  $P_2 \cdot \sin 30^\circ$

$$A''_2 = 550 \cdot \frac{165}{145} = 626 \text{ kg.}$$

$$A = \sqrt{(A'_2 - A_1)^2 + (A''_2)^2} = \sqrt{(1085 - 197)^2 + 626^2} = 1090 \text{ kg.}$$

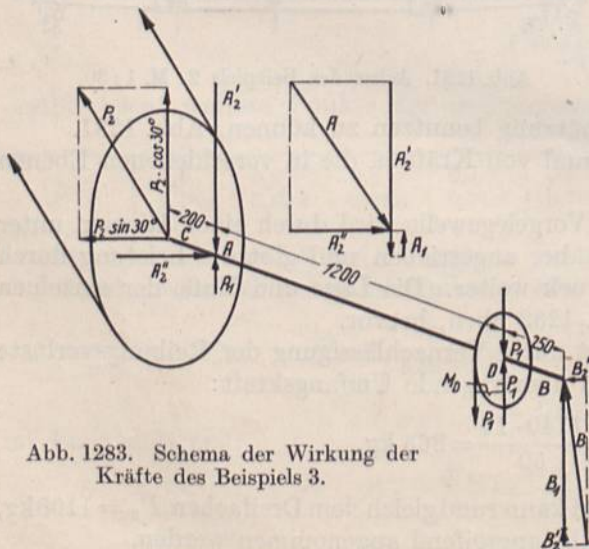


Abb. 1283. Schema der Wirkung der Kräfte des Beispiels 3.



Auflagekraft  $B$ : Einfluß von  $P_1$

$$B_1 = 1140 \cdot \frac{120}{145} = 943 \text{ kg.}$$

Einfluß von  $P_2 \cdot \cos 30^\circ$

$$B'_2 = 953 \cdot \frac{20}{145} = 132 \text{ kg.}$$

Einfluß von  $P_2 \cdot \sin 30^\circ$

$$B''_2 = 550 \cdot \frac{20}{145} = 76 \text{ kg.}$$

Daraus  $B = \sqrt{(B_1 + B'_2)^2 + (B''_2)^2} = \sqrt{(943 + 132)^2 + 76^2} = 1080 \text{ kg.}$

Ermittlung des ideellen Momentes in  $A$ :

$$M_{bA} = P_2 \cdot a_2 = 1100 \cdot 20 = 22000 \text{ kgcm,}$$

$$M_{dA} = P_1 \cdot R_1 = 1140 \cdot 16 = 18240 \text{ kgcm,}$$

$$M_{iA} = \frac{1}{3} M_b + \frac{2}{3} \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 \cdot M_d)^2} = \frac{22000}{3} + \frac{2}{3} \sqrt{22000^2 + (0,47 \cdot 18240)^2} = 23100 \text{ kgcm.}$$

Dabei wurde  $\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d}$  für weichen Flußstahl gleich  $\frac{400}{1,3 \cdot 650} = 0,47$  gesetzt, weil die

Beanspruchung auf Biegung wechselnd, diejenige auf Drehung dagegen ständig gleich ist, so daß für  $k_d$  die zwischen der ruhenden und schwellenden Kraftwirkung liegende Zahl  $650 \text{ kg/cm}^2$  angenommen werden konnte.

Ideelles Moment in  $D$ :

$$M_{bD} = B \cdot b_1 = 1080 \cdot 25 = 27000 \text{ kgcm,}$$

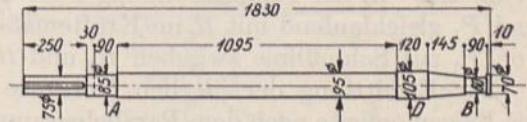
$$M_{dD} = 18240 \text{ kgcm;}$$

$$M_{iD} = \frac{1}{3} M_b + \frac{2}{3} \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 \cdot M_d)^2} = \frac{27000}{3} + \frac{2}{3} \sqrt{27000^2 + (0,47 \cdot 18240)^2} = 27900 \text{ kgcm.}$$

Mit diesen Werten ergeben sich die folgenden Hauptabmessungen der Welle Abb. 1284; Querschnitt  $A$ :  $k_b = 400 \text{ kg/cm}^2$

$$W = \frac{d_A^3}{10} = \frac{M_{iA}}{k_b} = \frac{23100}{400} = 57,8 \text{ cm}^3;$$

$$d_A = 8,33 \text{ cm, gewählt } d_A = 85 \text{ mm.}$$



Die Einzelbeanspruchungen auf Biegung und Drehung werden dann:

$$\sigma_b = \frac{P_2 \cdot 20}{W} = \frac{22000}{60,3} = 365 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\tau_d = \frac{16 \cdot P_1 \cdot R_1}{\pi d_A^3} = \frac{1140 \cdot 16}{120,6} = 151 \text{ kg/cm}^2.$$

Lagerlänge genommen zu  $l = 90 \text{ mm}$ . Auflagepressung:

$$p = \frac{A}{l \cdot d} = \frac{1090}{9 \cdot 8,5} = 14,3 \text{ kg/cm}^2.$$

Querschnitt  $D$ :

$$W = \frac{d_D^3}{10} = \frac{M_{iD}}{k_b} = \frac{27900}{400} = 69,8 \text{ cm}^3;$$

$$d_D = 8,9 \text{ cm.}$$

Wegen des Aufkeilens des Zahnrades gewählt:  $d_D = 105 \text{ mm}$ .

Zapfen  $B$ : Die Länge  $l = 90 \text{ mm}$  sei die gleiche wie bei  $A$ . Mit  $p = 20 \text{ kg/cm}^2$  wird:

$$d_B = \frac{B}{p \cdot l} = \frac{1080}{20 \cdot 9} = 6 \text{ cm}$$



und die Biegebeanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot B \cdot \frac{l}{2}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 1080 \cdot 4,5}{\pi \cdot 6^3} = 230 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Schenkel für die Riemenscheibe  $C$ , der bei  $l = 250$  mm Nabelnlänge ein Widerstandsmoment  $W = \frac{P_2 \cdot l}{2 k_b} = \frac{1100 \cdot 25}{2 \cdot 400} = 34,4 \text{ cm}^3$ , entsprechend 7,1 cm Durchmesser erhalten muß, ist mit Rücksicht auf die Keilnut 75 mm stark gewählt. Der mittlere Teil  $AD$  der Welle wurde zylindrisch mit bei 95 mm Durchmesser ausgeführt.

b) Anschaulicher ist die zeichnerische Behandlung der Aufgabe, Abb. 1282, bei der man ohne Schwierigkeit die ideellen Momente für sämtliche Querschnitte erhält. Der Zahndruck  $P_1$  liefert als Momentenflächen das Dreieck  $A_1 F_1 B_1$  mit der Ordinate  $D_1 F_1 = \frac{P_1 \cdot a_1 b_1}{l} = \frac{1140 \cdot 120 \cdot 25}{145} = 23600 \text{ kgcm}$  unter  $D$ . Der Kraft  $P_2$  entspricht das Dreieck  $C_1 E_2 B_1$ , dessen größte Ordinate  $A_1 E_2$  das Moment  $P_2 a_2 = 1100 \cdot 20 = 22000 \text{ kgcm}$  darstellt.

Zeichnerisch kann man beide Flächen nach dem auf S. 22 beschriebenen Verfahren, unter Benutzung der Nebenabbildungen  $a$  und  $b$  ermitteln. Das Drehmoment  $M_a = P_1 R_1 = 1140 \cdot 16 = 18240 \text{ kgcm}$  bleibt zwischen der Riemenscheibe und dem Zahnrad unverändert; die Drehmomentenfläche ist mithin durch eine Parallele  $K_1 L_1$  zu  $A_1 B_1$  begrenzt. Daß die Übertragung des Momentes durch die Naben allmählich, und zwar ihrer Länge entsprechend erfolgt, ist durch die schrägen Geraden  $L_1 I_1$  und  $K_1 G_1$  angedeutet. Zeichnerisch findet man die dem Drehmoment entsprechende Ordinate  $N_1 O_4 = y_D$  auf Grund der Bedingung, daß:

$$y_D \cdot H = M_a = P_1 \cdot R_1 \quad \text{oder} \quad \frac{y_D}{P_1} = \frac{R_1}{H}$$

sein muß. Man trage  $R_1$  und  $H$  im Längenmaßstabe auf den Schenkeln eines beliebigen Winkels — in der Nebenabbildung  $c$  ist der Einfachheit wegen ein rechter gewählt — und  $P_1$  gleichlaufend mit  $H$  im Kräftemaßstab auf. Eine Parallele durch den Endpunkt von  $P_1$  zur Schlußlinie zwischen  $R_1$  und  $H$  schneidet auf dem anderen Schenkel  $y_D$  ab.

Zur Ermittlung der ideellen Momente vereinigt man zweckmäßigerweise zunächst die Biegemomente nach dem Parallelogramm der Momente, z. B. in der Nebenabbildung  $d$  die im Punkte  $N$  wirkenden  $M_{b_1} = N_1 O_1$  und  $M_{b_2} = N_1 O_2$  zu  $M_b = N_1 O_3$ . In die Hauptabbildung zurückgetragen, ergibt sich so der Linienzug  $C_1 E_2 O_3 F_3 B_1$ , der zwischen  $C_1 E_2$  und  $F_3 B_1$  geradlinig verläuft, zwischen  $E_2$  und  $F_3$  aber durch eine Kurve gebildet wird. Zu beachten ist, daß die Ebenen, in denen die Momente wirken, verschiedene sind, wie aus den Momentenparallelogrammen folgt; der Linienzug ist als eine räumliche, in die Zeichenebene hineingedrehte Momentenfläche zu betrachten. Schließlich werden die ideellen Momente:

$$M_i = \frac{1}{3} M_b + \frac{2}{3} \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_a)^2}$$

nach Nebenabbildung  $e$  gefunden. Auf den Schenkeln des rechten Winkels sind die zu ein und demselben Querschnitt der Welle gehörigen Größen von  $M_b$  und  $\alpha_0 M_a = 0,47 M_a$  aufgetragen. Die Verbindungslinie der Endpunkte stellt dann den Wurzelwert dar.  $\frac{2}{3}$  dieser Länge zu  $\frac{1}{3} M_b$  addiert, geben den Linienzug  $G' C' K' E' L' F' J' B' G'$  zur Berechnung der Wellendurchmesser. Soweit derselbe geradlinig begrenzt ist, nämlich zwischen  $G' C'$  und  $I' B'$ , wird die Form gleicher Festigkeit der Welle wiederum durch kubische Parabeln gebildet.

Beispiel 4. Trommelachse der Laufkatze, Abb. 146—148, für  $Q = 20000$  kg Nutzlast in verschiedener konstruktiver Durchbildung. Der am Umfang der Trommel an



greifende, senkrecht nach unten gerichtete Seilzug beträgt unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades  $\eta_r$  des Hakengeschirres:

$$P = \frac{Q}{2 \cdot \eta_r} = \frac{20000}{2 \cdot 0,96} = 10400 \text{ kg,}$$

das Eigengewicht der Trommel, einschließlich des aufgewickelten Seiles etwa 500 kg. Beide wirken in gleicher Weise und können daher genügend genau zu einer einzigen Kraft  $P_s = 10900 \text{ kg}$  in der Mitte der Trommellänge zusammengefaßt werden. Der im höchsten Punkt des Zahnrades wirkende Zahndruck ist unter Beachtung der Verluste an der Trommel und im Zahnradvorgelege nach der im Abschnitt 25 durchgeführten Berechnung des Hubwerks der Laufkatze  $P_z = 4200 \text{ kg}$ , das Gewicht des Zahnrades  $G_z = 500 \text{ kg}$ . Das Eigengewicht der Welle werde vernachlässigt. Werkstoff: weicher Flußstahl.

Ausführung I, Abb. 1285, mittels einer in dem Katzensgestell festgelagerten Achse. Die Trommel dreht sich auf zwei Büchsen  $C$  und  $D$  um die zylindrische Achse, die bei  $A$  und  $B$  in den Hängeblechen durch Riegel gehalten und gegen Drehung gesichert ist. Das Zahnrad ist auf der Trommelnabe verkeilt, so daß das Drehmoment unmittelbar auf die Trommel geleitet, die Achse aber davon entlastet und nur schwelend auf Biegung durch die in  $C$  und  $D$  wirkenden Nabendrucke beansprucht wird.

Zur Berechnung der Biegemomente in der Achse sucht man zunächst die Auflagedrucke in den Punkten  $A$  und  $B$ . Durch  $P_s$  und das Eigengewicht  $G_z$  des Zahnrades werden die senkrechten Seitenkräfte:

$$A_v = P_s \cdot \frac{67}{118} + G_z \cdot \frac{11,5}{118} = \frac{10900 \cdot 67}{118} + \frac{500 \cdot 11,5}{118} = 6240 \text{ kg,}$$

$$B_v = P_s + G_z - A_v = 10900 + 500 - 6240 = 5160 \text{ kg,}$$

durch den Zahndruck  $P_z$  die wagrechten:

$$A_h = \frac{P_z \cdot 11,5}{118} = \frac{4200 \cdot 11,5}{118} = 410 \text{ kg,}$$

$$B_h = P_z - A_h = 3790 \text{ kg}$$

hervorgerufen.

Nach dem Parallelogramm der Kräfte zusammengesetzt, wird:

$$A = \sqrt{A_v^2 + A_h^2} = \sqrt{6240^2 + 410^2} = 6250 \text{ kg,}$$

$$B = \sqrt{B_v^2 + B_h^2} = \sqrt{5160^2 + 3790^2} = 6400 \text{ kg.}$$

Das größte Biegemoment entsteht im Lager  $D$  in Höhe von:

$$M_{bD} = B \cdot 8,5 = 6400 \cdot 8,5 = 54400 \text{ kgcm,}$$

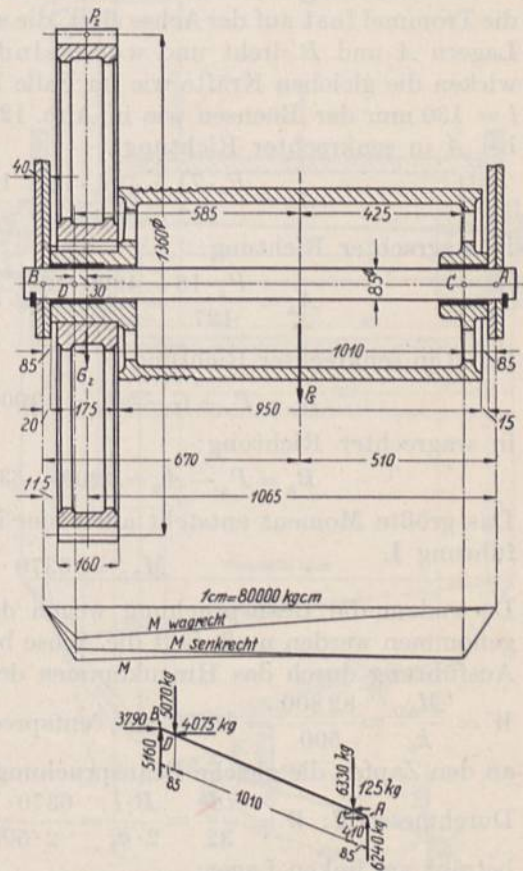


Abb. 1285. Berechnung und Ausbildung der Trommelachse der Laufkatze Abb. 146 bis 148 in Form einer festen Achse. M. 1: 20.



aus dem mit  $k_b = 900 \text{ kg/cm}^2$  schweller Beanspruchung das nötige Widerstandsmoment:

$$W = \frac{M_{bD}}{k_b} = \frac{54400}{900} = 60,4 \text{ cm}^3,$$

entsprechend  $d = 85 \text{ mm}$  Achsendurchmesser folgt. Der Auflagedruck in den 40 mm starken Hängeblechen  $p = \frac{B}{d \cdot l} = \frac{6400}{8,5 \cdot 4} = 188 \text{ kg/cm}^2$  ist gut zulässig.

Zum Vergleich mit den weiteren Ausführungen ist im unteren Teil der Abb. 1285 die zugehörige Momentenfläche und die Verteilung der Kräfte an der Achse dargestellt.

Ausführung II, Abb. 1286. Sie unterscheidet sich insofern von Ausführung I, als die Trommel fest auf der Achse sitzt, die sich in den an den Hängeblechen angeschraubten Lagern  $A$  und  $B$  dreht und wechselnd auf Biegung beansprucht wird. In  $C$  und  $D$  wirken die gleichen Kräfte wie im Falle I; die Lagerdrucke werden bei derselben Länge  $l = 130 \text{ mm}$  der Büchsen wie in Abb. 1285:

bei  $A$  in senkrechter Richtung:

$$A_v = \frac{P_s \cdot 71,5}{127} + \frac{G_z \cdot 16}{127} = \frac{10900 \cdot 71,5}{127} + \frac{500 \cdot 16}{127} = 6190 \text{ kg},$$

in wagrechter Richtung:

$$A_h = \frac{P_z \cdot 16}{127} = \frac{4200 \cdot 16}{127} = 530 \text{ kg}, \quad A = 6210 \text{ kg};$$

bei  $B$  in senkrechter Richtung:

$$B_v = P_s + G_z - A_v = 10900 + 500 - 6190 = 5210 \text{ kg},$$

in wagrechter Richtung:

$$B_h = P_z - A_h = 4200 - 530 = 3670 \text{ kg}, \quad B = 6370 \text{ kg}.$$

Das größte Moment entsteht auch hier in  $D$ , ist aber um  $52\%$  größer als bei der Ausführung I.

$$M_{bD} = 6370 \cdot 13 = 82800 \text{ kgcm}.$$

Da zudem die Beanspruchung wegen der wechselnden Wirkung der Kräfte niedriger genommen werden muß, fällt die Achse bedeutend stärker und schwerer und die gesamte Ausführung durch das Hinzukommen der Lager teurer aus. Bei  $k_b = 500 \text{ kg/cm}^2$  wird

$W = \frac{M_{bD}}{k_b} = \frac{82800}{500} = 165,6 \text{ cm}^3$ , entsprechend  $119 \text{ mm}$  Durchmesser. Läßt man auch

an den Zapfen die gleiche Beanspruchung zu, so folgt bei der Länge  $l = 130 \text{ mm}$  für den Durchmesser  $d$ :  $W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{B \cdot l}{2 \cdot k_b} = \frac{6370 \cdot 13}{2 \cdot 500} = 82,8 \text{ cm}^3$ ;  $d \approx 95 \text{ mm}$ . Der Flächendruck

beträgt am linken Lager:

$$p = \frac{B}{d \cdot l} = \frac{6370}{9,5 \cdot 13} = 51,6 \text{ kg/cm}^2.$$

Ausführung III, Abb. 1287. An Stelle der Achse ist hier eine Welle verwandt, auf der die Trommel und das Zahnrad voneinander getrennt mittels Federn befestigt sind, so daß die Welle das Drehmoment übertragen muß. Dabei ist die Inanspruchnahme in bezug auf Drehung schwelend, auf Biegung wechselnd. Die Auflagedrucke in  $A$  und  $B$  haben dieselben Größen, wie bei Ausführung II; dagegen sind, wie das Schema und die Momentenflächen zeigen, die an der Welle angreifenden Kräfte wesentlich anders verteilt. Das Drehmoment beträgt bei  $R = 680 \text{ mm}$  Teilkreishalbmesser des Zahnrades:

$$M_d = P_z \cdot R = 4200 \cdot 68 = 285600 \text{ kgcm}.$$

Nimmt man an, daß es in den Naben verhältnismäßig zu deren Länge und je zur Hälfte bei  $D$  und bei  $C$  an die Trommel abgegeben wird, so erhält man den durch  $M_d$  bezeichneten Linienzug mit der hohen Spitze in der Fuge zwischen der Trommel und dem Zahnrad. Die Momentenflächen, in denen zunächst die wagrechten und senkrechten Biegemomente zu  $M_b$  und diese mit den Drehmomenten  $M_d$  zu den ideellen Momenten



$M_i$  bei  $\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d} = \frac{500}{1,3 \cdot 800} = 0,48$  zusammengesetzt wurden, zeigen die viel ungünstigeren Belastungsverhältnisse. Das größte ideale Moment entsteht im Querschnitt  $D$  in der linken Trommelnabe und erreicht 174400 kgcm, so daß bei  $k_b = 500 \text{ kg/cm}^2$  Spannung  $W = \frac{M_i}{k_b} = \frac{174400}{500} = 349 \text{ cm}^3$  und der Wellendurchmesser 153 mm werden muß. (Bei der Gelegenheit sei hervorgehoben, daß sich der größte Wellendurchmesser sogar zu 172 mm ergibt, wenn in der Formel der ideellen Momente, wie vielfach üblich,

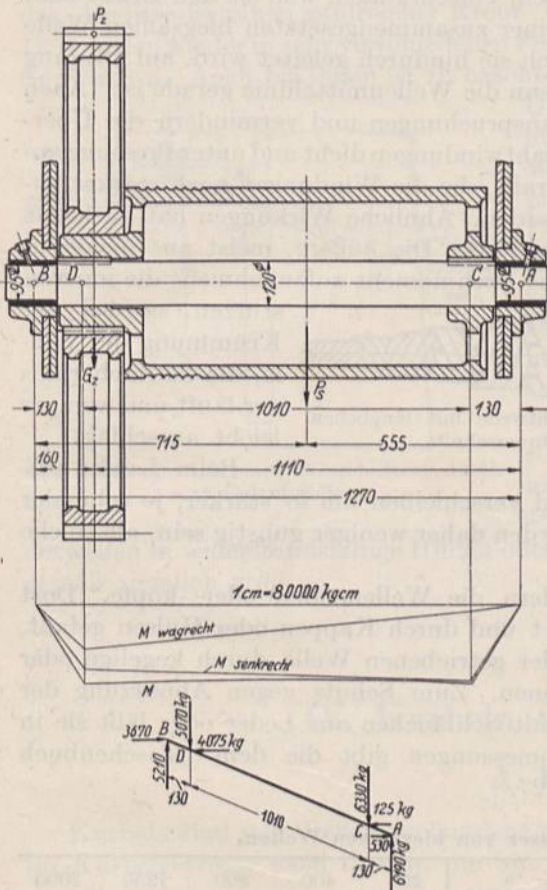


Abb. 1286. Berechnung und Ausbildung der Trommelachse der Laufkatze Abb. 146 bis 148 in Form einer laufenden Achse. M. 1 : 20.

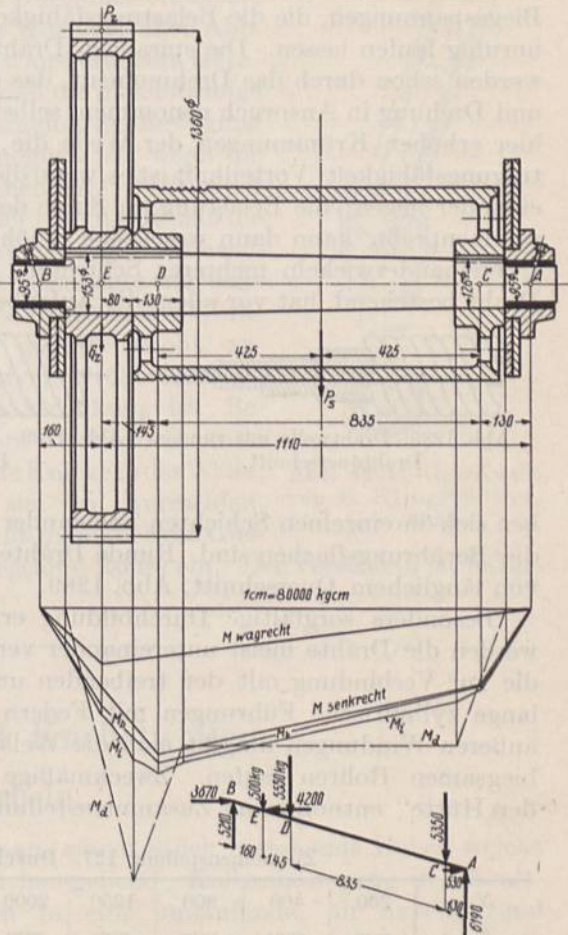


Abb. 1287. Berechnung und Ausbildung einer Welle zur Laufkatze Abb. 146 bis 148. M. 1 : 20.

die Bachsche Berichtigungszahl vernachlässigt, also  $\alpha_0 = 1$  gesetzt wird.) Die Welle fällt 2,9mal schwerer aus als bei Ausführung I und wird durch die besondere Form noch erheblich teurer.

Sehr bedenklich sind die schroffen Übergänge an den Ansatzstellen der Zapfen wegen der beträchtlichen Kerbwirkung. Zu empfehlen wäre, am linken Zapfen entweder einen allmählichen Übergang durch eine Eindrehung nach Abb. 1287 zu schaffen, oder den Zapfen einzuschumpfen, eine Ausführung, welche neuerdings häufig auf die Laufzapfen von Walzen angewendet wird, die oft ähnliche Übergangverhältnisse zeigen. Der Vergleich der Ausführungen I bis III, die die Lösung der gleichen Aufgabe mittels einer festen, einer sich drehenden Achse und einer Welle wiedergeben, läßt deutlich erkennen, welche beträchtlichen Vereinfachungen und Ersparnisse durch richtige konstruktive Durchbildung erzielt werden können.



### III. Biessame Wellen.

Biessame Wellen, die zum Antrieb beweglicher Werkzeuge oder ganzer Arbeits- und Werkzeugmaschinen benutzt werden, kann man in zwei Gruppen, die Draht- und die Gelenk- oder Gliederwellen einteilen. Die ersteren bestehen im einfachsten Falle, etwa zum Antrieb von leichten Apparaten, aus einem biessamen Draht, zur Übertragung größerer Leistungen aber aus spiralig gewundenen Drähten in einer oder in mehreren übereinander liegenden Schichten. Beim einfachen Draht entstehen neben den Drehbeanspruchungen durch das zu übertragende Drehmoment infolge der Krümmung Biegespannungen, die die Belastungsfähigkeit sehr einschränken, weil sie den Draht bald unruhig laufen lassen. Die spiraligen Drähte einer zusammengesetzten biessamen Welle werden schon durch das Drehmoment, das durch sie hindurch geleitet wird, auf Biegung und Drehung in Anspruch genommen, selbst wenn die Wellenmittellinie gerade ist. Auch hier erhöhen Krümmungen der Welle die Beanspruchungen und vermindern die Übertragungsfähigkeit. Vorteilhaft ist es, wenn die Drahtwindungen dicht und unter Pressung aneinander liegen; die Belastung im Sinne des Dralls, die die Windungen noch stärker zusammenpreßt, kann dann wesentlich erhöht werden. Ähnliche Wirkungen hat auch das Übereinanderwickeln mehrerer Schichten, Abb. 1288. Die äußere, meist aus dickerem Draht bestehend, hat vor allem die Aufgabe, das Drehmoment aufzunehmen; die inneren



Abb. 1288. Drahtwelle mit rundem Drahtquerschnitt.



Abb. 1289. Drahtwelle mit länglichem Drahtquerschnitt.

stützen sie bei der Krümmung der Welle, die dadurch ruhiger läuft und weniger leicht ausschlägt.

Beim Laufen reiben sich die einzelnen Schichten aneinander und verschleiben um so stärker, je schmaler die Berührungsflächen sind. Runde Drähte werden daher weniger günstig sein, als solche von länglichem Querschnitt, Abb. 1289.

Besonders sorgfältige Durchbildung erfordern die Wellenenden oder -köpfe. Dort werden die Drähte meist untereinander verlötet und durch Kappen oder Hülsen gefaßt, die zur Verbindung mit der treibenden und der getriebenen Welle durch kegelige oder lange zylindrische Führungen mit Federn dienen. Zum Schutz gegen Abnutzung der äußeren Windungen umgibt man die Wellen mit Schläuchen aus Leder oder läßt sie in biessamen Rohren laufen. Zweckmäßige Abmessungen gibt die dem „Taschenbuch der Hütte“ entnommene Zusammenstellung 127.

Zusammenstellung 127. Durchmesser von biessamen Wellen.

$\frac{N}{n}$	200	400	800	1250	2000	$\frac{n}{N}$	200	400	800	1250	2000
	mm	mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	mm	mm
$\frac{1}{20}$ PS	9	8	6	6	5	1 PS	40	35	30	25	15
$\frac{1}{10}$ PS	15	12,5	10	10	8	2 PS	50	45	35	30	20
$\frac{1}{4}$ PS	25	25	15	15	10	3 PS	60	55	45	35	30
$\frac{1}{2}$ PS	30	30	20	20	12,5	4 PS	—	60	45	40	35

Der Vorteil der Drahtwellen ist ihre große Biessamkeit; als geringstes Maß für den Krümmungshalbmesser wird das sechs- bis siebenfache der Stärke angegeben. Nachteilig ist der hohe Preis und die Empfindlichkeit gegen übermäßige oder stoßweise Belastung.

In Fällen, wo eine sehr weitgehende Biessamkeit nicht erforderlich ist, bieten Gelenkwellen Ersatz. So genügt für den Antrieb des Schlittens *S*, Abb. 1290, auf dem Tische *T* einer Fräsmaschine eine Gelenkwelle *G*, die sich aus den Kreuzgelenken *K*<sub>1</sub> und *K*<sub>2</sub>, der Hülse *H* und der Spindel *P* zusammensetzt. *P* und *H* sind durch Feder und Nut miteinander verbunden, so daß eine ausziehbare Welle entsteht. Der Tisch *T* ist der Höhe und der Seite nach verstellbar; *W* ist die festgelagerte Antriebswelle. Zur Erreichung



eines gleichmäßigen und ruhigen Laufes ist wesentlich, daß die Wellenenden in langen Lagern gut geführt, parallel zueinander liegen, vgl. die Ausführungen über Kreuzgelenkkupplungen. Konstruktiv werden die Gelenke sehr verschiedenartig ausgebildet; eine Ausführung von C. Klingelhöffer, Grevenbroich, Abb. 1291, besteht aus zwei Kugelpfannen Z, die in Muffen U durch Muttern M gehalten sind, während die Kraftübertragung durch je 6 kleine Kugeln, die in Nuten von Z und U liegen, vermittelt wird.

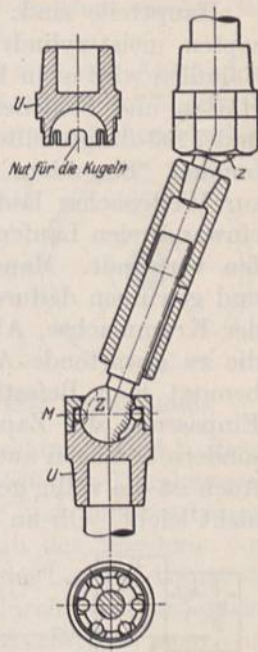


Abb. 1291. Gelenkwelle von C. Klingelhöffer, Grevenbroich.

Einen Ersatz für biegsame Wellen größeren Durchmessers bietet das Aneinanderreihen zahlreicher Kreuz- oder Kugelgelenke, Abb. 1292, in den wieder in sehr verschiedenen Formen ausgeführten Gliederwellen. Auch bei ihnen ist zu beachten, daß die gleichförmige Übertragung der Bewegung nur möglich ist, wenn die Wellenenden zueinander parallel laufen und daß die Ungleichmäßigkeit, die sich durch ruckartiges oder zuckendes Arbeiten der Werkzeuge geltend macht, zunimmt, je größer die gesamte Ablenkung ist. Besonders schädlich sind scharfe Knicke in der Welle; um sie zu vermeiden, schließt man auch die Gliederwellen in widerstandsfähige Hüllen oder biegsame Rohre ein. Der Verschleiß ist naturgemäß ziemlich groß,

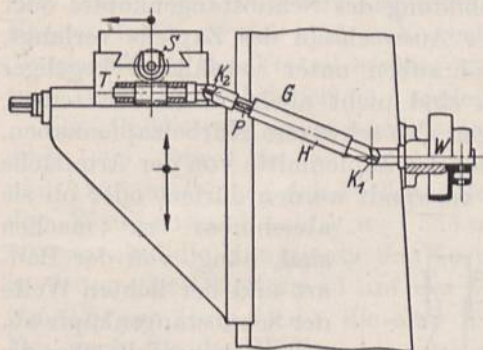


Abb. 1290. Antrieb eines Frässlittens durch eine Gelenkwelle.

Übertragung der Bewegung nur möglich ist, wenn die Wellenenden zueinander parallel laufen und daß die Ungleichmäßigkeit, die sich durch ruckartiges oder zuckendes Arbeiten der Werkzeuge geltend macht, zunimmt, je größer die gesamte Ablenkung ist. Besonders schädlich sind scharfe Knicke in der Welle; um sie zu vermeiden, schließt man auch die Gliederwellen in widerstandsfähige Hüllen oder biegsame Rohre ein. Der Verschleiß ist naturgemäß ziemlich groß,

## IV. Kurbeln und Kurbelwellen.

### A. Kurbeln.

Kurbeln sind mit Wellen verbundene oder aus einem Stück bestehende Hebel, welche im Kurbelgetriebe dazu dienen, die hin und her gehende Kolbenbewegung der Kraftmaschinen in eine umlaufende, an Arbeits- und Werkzeugmaschinen umgekehrt die umlaufende in eine geradlinige oder schwingende Bewegung zu verwandeln. Man unterscheidet 1. Stirnkurbeln, die am Ende einer Welle sitzen, Abb. 1293, 2. Gegenkurbeln, mit dem Zapfen einer Stirnkurbel verbunden, Abb. 1294 und 3. Wellenkröpfungen, mitten in einer Welle angebracht, Abb. 1308. Wird der Kurbelarm im Verhältnis zum Wellendurchmesser sehr klein, so gehen die Kurbeln in Exzenter über.

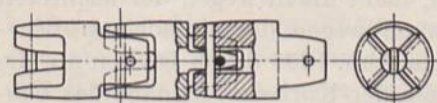


Abb. 1292. Gliederwelle.

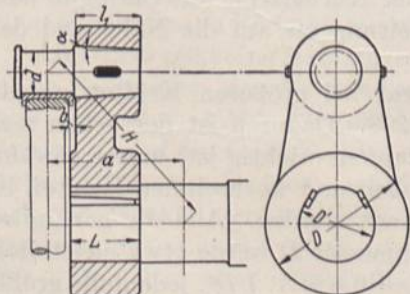


Abb. 1293. Stirnkurbel.

Man unterscheidet 1. Stirnkurbeln, die am Ende einer Welle sitzen, Abb. 1293, 2. Gegenkurbeln, mit dem Zapfen einer Stirnkurbel verbunden, Abb. 1294 und 3. Wellenkröpfungen, mitten in einer Welle angebracht, Abb. 1308. Wird der Kurbelarm im Verhältnis zum Wellendurchmesser sehr klein, so gehen die Kurbeln in Exzenter über.

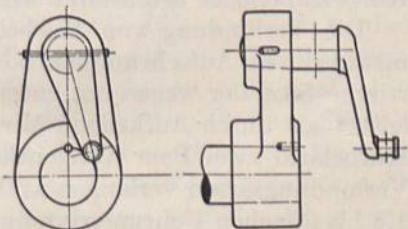


Abb. 1294. Gegenkurbel.



## 1. Stirnkurbeln.

Hauptteile sind: Der Kurbelzapfen, der Kurbelarm und die Nabe. Am Kurbelzapfen, meist zylindrisch, seltener kugelförmig gestaltet, greift die Schubstange an. Gewöhnlich wird er in Rücksicht auf den Baustoff und die sorgfältigere Bearbeitung durch Härten und Schleifen getrennt hergestellt und nach einer der in Abb. 1140 bis 1144 und 1293 dargestellten und auf Seite 687 näher besprochenen Arten mit dem Arm verbunden. Besondere Sorgfalt ist darauf zu legen, daß die Zapfenachse genau parallel zur Wellenachse läuft; schiefe sitzende zylindrische Zapfen sind überhaupt nicht zum einwandfreien Laufen zu bringen. Am häufigsten wird das Einpressen oder Einschrumpfen verwandt. Manche Konstrukteure verstärken die Zapfen an der Schrumpfstelle und gewinnen dadurch gute Ausrundungen der Lauffläche, vergleiche die Kurbelzapfen der Krummachse, Abb. 1321. Nur wenn die Ausbildung des Schubstangenkopfes oder die zu erwartende Abnutzung leichtes Lösen oder Auswechseln des Zapfens verlangt, benutzt man Befestigungen durch Keile oder Schrauben unter sorgfältiger kegeliger Einpassung des Zapfenendes. Die Ausführungen sind nicht allein wesentlich teurer, sondern bedingen auch größere Baulängen, verlangen also schwerere Kurbelzapfennaben. Auch ist die völlig genaue Einhaltung des Abstandes der Zapfenmitte von der Armfläche nicht leicht. Ob an den Stirnzapfen feste Bunde verwandt werden dürfen, oder ob sie

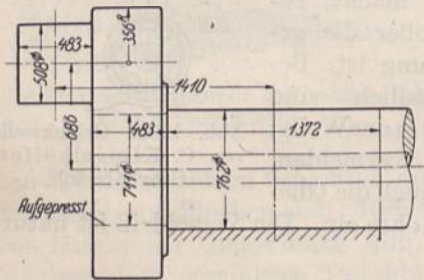


Abb. 1295. Stirnkurbel einer amerikanischen Großgasmaschine. M. 1 : 50.

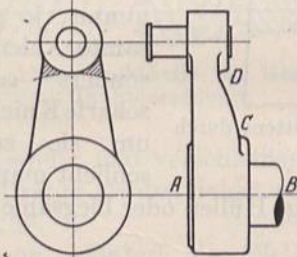


Abb. 1296. Kurbel annähernd gleicher Festigkeit.

abnehmbar zu machen sind, hängt von der Bauart und der lichten Weite der Schubstangenköpfe ab, die gegebenenfalls über die Bunde hinweg aufgebracht werden müssen.

Ist der Kurbelarm im Verhältnis zum Wellendurchmesser sehr klein, so ist man gezwungen, den Zapfen aus einem Stück

mit dem Arm, oder selbst mit der Welle herzustellen, vgl. Abb. 1295, einer amerikanischen Großgasmaschine entnommen. Für die Wahl des Werkstoffes des ganzen Stückes sind dann die Zapfen maßgebend.

Die Berechnung der Zapfenabmessungen ist auf S. 644 u. f. behandelt.

Die Kurbeln werden bei größeren Kräften meist aus Flußstahl geschmiedet. Die einfache Form der Abb. 1298 ist dabei der theoretisch vollkommeneren von annähernd gleicher Festigkeit, Abb. 1296, unbedingt vorzuziehen, nicht allein wegen der leichteren Herstellung durch Schmieden, sondern namentlich auch wegen der einfacheren Bearbeitung. Selbst wenn das Stück  $CD$  des Kurbelarmes in Abb. 1296 durch Drehen um die Achse  $AB$  bearbeitet wird, erfordert doch das Abdrehen der Kurbelzapfennabe das Umspannen des Stückes und verlangen die im Seitenriß gestrichelten Zwickel erhebliche Nacharbeit von Hand. Billiger wird die Ausführung der Kurbelarme aus Stahlguß oder bei kleineren Kräften aus Gußeisen, wobei die Bearbeitung oft auf die Nabe und den Kurbelzapfensitz beschränkt wird.

Die Verbindung von Kurbeln mit Wellen geschieht bei größeren Kräften zweckmäßig durch Aufschrumpfen oder Aufpressen, Abb. 1298. Dadurch ist der genau zentrische Sitz, der wegen des guten Laufens des Kurbelzapfens wichtig ist, besser gewährleistet als durch Aufkeilen. Mindestens sollten bei großen und wechselnden Kräften im Kurbelarm zwei Paar Tangentkeile, Abb. 1293, verwandt werden. Alle die genannten Verbindungsarten verlangen kräftige Naben; der Durchmesser  $D$  werde etwa gleich dem 1,8 bis 2 fachen Bohrungsdurchmesser  $D'$ , die Länge  $L = 0,8 \dots 1 D'$ , jedenfalls größer als  $0,7 D'$  gewählt. Das Schrumpfmaß kann, wie bei den Stirnzapfen, bei Flußstahl oder







unmittelbar neben dem Lager sitzt. Ist diese dagegen zum Wechseln oder Ausschalten eines Vorgeleges verschiebbar und wirken dadurch die Kräfte an einem größeren Hebelarm, so ist sie auf 35 und 45 mm zu verstärken. Abnehmbare Kurbeln paßt man mit Schlichtgleitsitz auf die Vierkante auf. Gegen Verbiegungen durch die Fliehkraft bei großen Umlaufgeschwindigkeiten, die bei unvorsichtigem Senken der Last eintreten können, sind die Kurbelgriffe nicht genügend sicher. Sie gefährden dann leicht die Umgebung. Abhilfe bieten Sicherheitskurbeln mit Klinkwerken, die während des Ablassens still stehen.

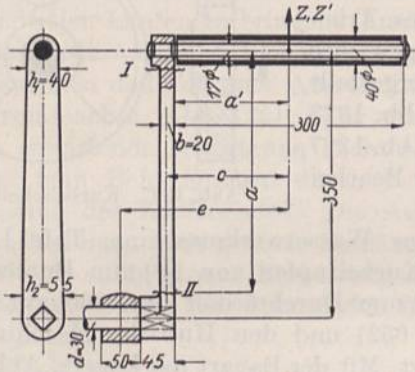


Abb. 1299. Einmann-Handkurbel.  
M. 1: 10.

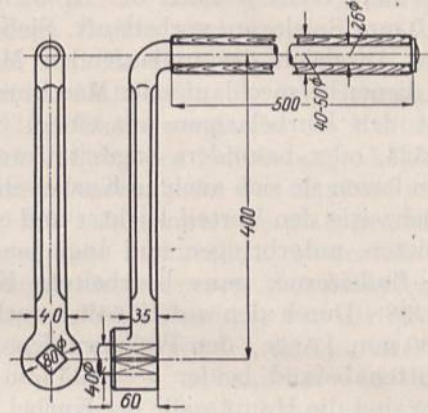


Abb. 1300. Zweimann-Handkurbel.  
M. 1: 10.

## 2. Berechnung der Stirnkurbeln.

Die Berechnung der Kurbelarme auf Festigkeit liefert meist geringe Spannungen. Sie bietet aber ein gutes Beispiel für die Ermittlung zusammengesetzter Festigkeit und werde deshalb an den Abb. 1301 und 1302 in den Querschnitten *I*, *II* und *III* durchgeführt, sowohl in der Totlage wie nach Drehung um 90°, unter Zugrundelegung der in der Maschine, Tafel I, auftretenden Kräfte.

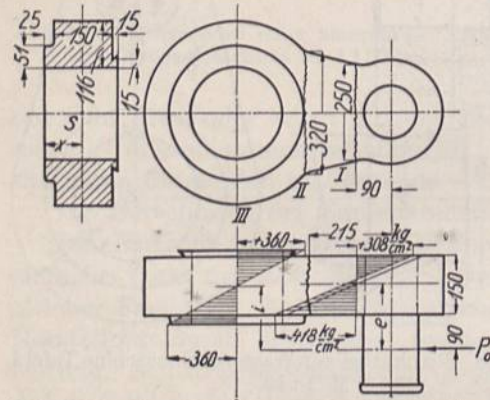


Abb. 1301. Zur Berechnung der Kurbel der Wasserwerkmaschine Tafel I. Totlage. M. 1: 20.

Zahlenbeispiel 5. In der Totlage wirkt die Summe aus dem Dampf- und Pumpendruck, die auf der Hochdruckseite  $P_0 = P_d + P_p = 16900 + 3700 = 20600$  kg beträgt; für die zweite Stellung sei der größte Dampfdruck im Niederdruckzylinder  $P_d = 17400$  kg angenommen, da man die Maschine so durchbilden wird, daß sie auch als Betriebsmaschine dienen kann. Genauer sind die in den verschiedenen Stellungen am Kurbelzapfen angreifenden Kräfte in Abb. 1112 und 1113 ermittelt.

A. Totlage, Abb. 1301. Querschnitt *I*, durch  $P_0$  auf Druck und am Hebelarm  $e$  auf Biegung beansprucht:

$$\sigma_a = \frac{P_0}{F} = \frac{20600}{25 \cdot 15} = 55 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_b = \frac{P_0 \cdot e}{W} = \frac{6 \cdot 20600 \cdot 16,5}{25 \cdot 15^2} = 363 \text{ kg/cm}^2,$$

Die größte Zugspannung an der dem Lager zugekehrten langen Seite wird  $\sigma_b - \sigma_a = 308$ , die größte Druckspannung auf der Gegenseite  $\sigma_a + \sigma_b = 418$  kg/cm<sup>2</sup>.

Die Berechnung des größeren Querschnitts *II* erübrigt sich, da in ihm wegen der genau gleichen Wirkung der Kräfte wie in *I* niedrigere Spannungen entstehen müssen.



Querschnitt *III*. Nimmt man an, daß die Druckkraft unmittelbar an der Nabeninnenfläche auf die Welle übertragen wird, so ist Querschnitt *III* nur noch dem Biegemoment ausgesetzt. Dabei ist allerdings fraglich, ob die Biegespannungen in ihrer vollen Höhe entstehen werden, da die Ausbildung der entsprechenden Formänderungen durch den mehr oder weniger dichten Schluß zwischen Welle und Kurbelnabe beeinträchtigt werden wird.

Schwerpunktabstand:

$$x = \frac{5,1 \cdot 2,5 \cdot 1,25 + 11,6 \cdot 15 \cdot 10 + 1,5 \cdot 1,5 \cdot 18,25}{5,1 \cdot 2,5 + 11,6 \cdot 15 + 1,5 \cdot 1,5} = 9,5 \text{ cm},$$

Trägheitsmoment:

$$J = 2 \left[ \frac{5,1 \cdot 2,5^3}{12} + 5,1 \cdot 2,5 \cdot 8,25^2 + \frac{11,6 \cdot 15^3}{12} + 11,6 \cdot 15 \cdot 0,5^2 + \frac{1,5 \cdot 1,5^3}{12} + 1,5 \cdot 1,5 \cdot 8,75^2 \right] \\ = 8720 \text{ cm}^4.$$

Biegebeanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{P_0 \cdot i \cdot x}{J} = \frac{20600 \cdot 16 \cdot 9,5}{8720} = 360 \text{ kg/cm}^2.$$

Sie hat wegen des zufällig gleich großen Schwerpunktabstandes  $x$  von den beiden Stirnflächen an der Vorder- und Rückseite denselben Wert.

Dazu tritt noch die Schrumpfspannung, die schon bei einem Schrumpfmaß von nur  $\frac{1}{1000}$  der Bohrung nahe an der Fließgrenze von weichem Flußstahl liegt.

Bedeutet  $q$  den Schrumpfdruck am Sitz des Kurbelarms in  $\text{kg/cm}^2$ ,  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  die Dehnungszahlen der Werkstoffe der Welle bzw. des Kurbelarms in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ,  $d_i$  den lichten,  $d_a$  den Außendurchmesser der Nabe in  $\text{cm}$ ,  $\frac{z}{d_i}$  die Größe des Schrumpfmaßes, so wird:

$$q = \frac{z}{d_i} \cdot \frac{d_a^2 - d_i^2}{0,7 \cdot \alpha_1 (d_a^2 - d_i^2) + \alpha_2 (1,3 d_a^2 + 0,7 d_i^2)}. \quad (417)$$

Der Ausdruck vereinfacht sich für den Fall, daß Werkstoffe gleicher Dehnungszahl für die Welle und den Arm genommen werden, daß also  $\alpha_2 = \alpha_1$  ist, zu:

$$q = \frac{z}{d_i} \frac{d_a^2 - d_i^2}{2 \cdot \alpha_1 d_a^2}. \quad (418)$$

In der Innenfläche der Nabenbohrung entsteht die größte tangentielle Anstrengung auf Zug:

$$\sigma_{z \max} = q \frac{1,3 d_a^2 + 0,7 d_i^2}{d_a^2 - d_i^2}, \quad (419)$$

an der Wellenoberfläche eine solche auf Druck von:  $\sigma_a = 0,79 \cdot q$ . Die Formeln lassen sich unschwer aus denjenigen für die Spannungen in durch Schrumpfringe verstärkten Zylindern (491) bis (493) ableiten.

Auf das vorliegende Beispiel angewendet, wird bei einem Schrumpfmaß  $\frac{z}{d_i} = \frac{1}{1000}$

und  $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{1}{2100000} \text{ cm}^2/\text{kg}$ :

$$q = \frac{z}{d_i} \frac{d_a^2 - d_i^2}{2 \alpha_1 d_a^2} = \frac{1}{1000} \cdot \frac{2100000 (48^2 - 24,8^2)}{2 \cdot 48^2} = 770 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_{z \max} = q \frac{1,3 d_a^2 + 0,7 d_i^2}{d_a^2 - d_i^2} = 770 \frac{1,3 \cdot 48^2 + 0,7 \cdot 24,8^2}{48^2 - 24,8^2} = 1560 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_a = 0,79 \cdot q = 0,79 \cdot 770 = 609 \text{ kg/cm}^2.$$



Von der Summierung der vorstehend berechneten Schrumpf- und Biegespannungen wurde in Rücksicht auf die oben erwähnte Ungewißheit der Ausbildung der zuletzt genannten Spannungen abgesehen.

B. Mittelstellung, Abb. 1302. Die am Kurbelzapfen angreifende schräge Kraft  $\frac{P_a}{\cos \psi}$  zerfällt in die senkrecht zum Kurbelarm stehende Tangentialkraft  $P_a$  und die radial nach außen gerichtete  $P_a \cdot \operatorname{tg} \psi \approx P_a \cdot \frac{R}{L} = \frac{P_a}{5}$ , wenn  $R$  der Kurbelhalbmesser und  $L$  die Schubstangenlänge ist. Sie rufen die folgenden Einzelspannungen hervor:

	Im Querschnitt I kg/cm <sup>2</sup>	Im Querschnitt II kg/cm <sup>2</sup>
a) Die Tangentialkraft $P_a = 17400$ kg:		
längs der Schmalseiten eine Biegespannung . . . . .	$\sigma'_b = \frac{6 \cdot P_a \cdot g}{b \cdot h_1^2} = \frac{6 \cdot 17400 \cdot 9}{15 \cdot 25^2} = 100$	146
in der Mitte der langen Seiten eine Drehspannung . . . . .	$\tau_d = \frac{9}{2} \cdot \frac{P_a \cdot e}{b^2 \cdot h_1} = \frac{9 \cdot 17400 \cdot 16,5}{2 \cdot 15^2 \cdot 25} = 230$	179
in der Mitte der langen Seiten eine Schubspannung . . . . .	$\tau_s = \frac{3}{2} \cdot \frac{P_a}{b \cdot h_1} = \frac{3 \cdot 17400}{2 \cdot 15 \cdot 25} = 70$	55
b) Die Radialkraft $\frac{P_a}{5} = 3480$ kg:		
längs der langen Seiten die Biegespannung . . . . .	$\sigma''_b = \frac{6 \cdot P_a \cdot e}{5 \cdot h_1 \cdot b^2} = \frac{6 \cdot 3480 \cdot 16,5}{25 \cdot 15^2} = 61$	48
gleichmäßig über den Querschnitt verteilt, die Zugspannung . . . . .	$\sigma_z = \frac{P_a}{5 \cdot b \cdot h_1} = \frac{3480}{15 \cdot 25} = 9,3$	7,2

Die Einzelwerte sind durchweg sehr niedrig und ohne weiteres zulässig. Um eine Anschauung über die auftretenden größten Spannungen zu geben, wurden in Abb. 1303 für den Querschnitt II die Anstrengungen an der langen, nach dem Kurbelzapfen zu gelegenen Seite ermittelt.

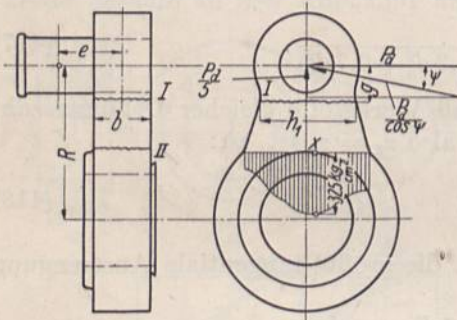


Abb. 1302. Zur Berechnung der Kurbel der Wasserwerkmaschine Tafel I. Mittellage.

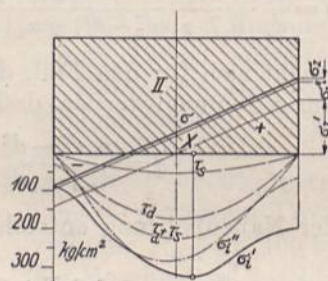


Abb. 1303. Spannungsverteilung im Querschnitt II, Abb. 1302.

Von den Einzelwerten gibt  $\sigma'_b$  ein überschlagenes Dreieck, dagegen sind  $\sigma''_b$  und  $\sigma_z$  für alle Fasern gleich groß.  $\tau_d$  und  $\tau_s$  verlaufen nach Parabeln mit den größten Werten in der

Mitte der Seite. Addiert man in den einzelnen Umfangspunkten die Längsspannungen zu  $\sigma$  und die Schubspannungen zu  $\tau$  und setzt diese nach der Formel (41):

$$\sigma_i = \frac{1}{3} \sigma \pm \frac{2}{3} \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2}$$

zusammen, so erhält man die zwei sich überschneidenden Linienzüge der Anstrengungen  $\sigma'_i$  und  $\sigma''_i$  und in deren Scheitel die größte Inanspruchnahme mit  $342 \text{ kg/cm}^2$  im Punkte X.  $\alpha_0$  darf, da sowohl die Längs- wie die Schubspannungen schwelend sind, rund gleich 1 gesetzt werden.

Zahlenbeispiel 6. Beanspruchungen der Einmann-Handkurbel, Abb. 1299, bei  $P = 20$  kg Druck am Griff. Es werde lediglich der für den Antrieb der Welle wichtige Fall, daß  $P$  senkrecht zum Kurbelarm und zwar in der Mitte des 300 mm langen Griffes wirkt, untersucht und dabei der Einfluß der Querkräfte vernachlässigt.



Beanspruchung des Griffes an der Einspannstelle:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{32 P \cdot a'}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 20 \cdot 15}{\pi \cdot 1,7^3} = 623 \text{ kg/cm}^2.$$

Spannungen im Armquerschnitt II:

$$\text{auf Biegung } \sigma_b = \frac{6 \cdot P \cdot a}{b h_2^2} = \frac{6 \cdot 20 \cdot 32}{2 \cdot 5,5^2} = 63,5 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\text{auf Drehung } \tau_a = \frac{9}{2} \cdot \frac{P \cdot c}{b^2 \cdot h_2} = \frac{9}{2} \cdot \frac{20 \cdot 16}{2^2 \cdot 5,5} = 65,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung einer Welle von 30 mm Durchmesser in der Mitte eines 50 mm breiten Lagers:

$$\text{auf Biegung } \sigma_b = \frac{32 \cdot P \cdot e}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 20 \cdot 22}{\pi \cdot 3^3} = 166 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\text{auf Drehung } \tau_a = \frac{16 P \cdot R}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 20 \cdot 35}{\pi \cdot 3^3} = 132 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\begin{aligned} \text{ideelle Spannung } \sigma_i &= \frac{1}{3} \sigma + \frac{2}{3} \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2} = \frac{1}{3} \cdot 166 + \frac{2}{3} \sqrt{166^2 + 4(1,15 \cdot 132)^2} \\ &= 286 \text{ kg/cm}^2, \end{aligned}$$

wobei  $\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_a}$  bei schwelender Beanspruchung mit  $\frac{600}{1,3 \cdot 400} = 1,15$  eingesetzt wurde.

Wann verbiegt die Fliehkraft  $Z$  des Griffes den Arm? Die durch  $Z$  hervorgerufenen Spannungen dürfen die Fließgrenze, die bei  $k_{fl} = 1600 \text{ kg/cm}^2$  angenommen sei, nicht erreichen. Als gefährliche Querschnitte kommen die Einspannstelle des Griffes und der Querschnitt I des Armes in Frage. Um im ersten  $1600 \text{ kg/cm}^2$  Biegespannung zu erzeugen, müßte:

$$\frac{Z \cdot a'}{W} = 1600 \quad \text{oder} \quad Z = \frac{\pi \cdot 1,7^3 \cdot 1600}{32 \cdot 15} = 51,5 \text{ kg},$$

dagegen für den Querschnitt I:

$$Z' = \frac{k_{fl} \cdot W_I}{c} = \frac{4 \cdot 2^2 \cdot 1600}{6 \cdot 16} = 267 \text{ kg}$$

betragen. Maßgebend ist also die Festigkeit des Griffes, der sich früher als der Arm verbiegen wird. Ermittelt man nun  $Z$  aus den Gewichten des Griffdornes  $G_1$  und des Rohres  $G_2$ , so ergibt sich das Maß für die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ .

$$G_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 1,7^2 \cdot 32 \cdot \frac{7,8}{1000} = 0,57 \text{ kg},$$

$$G_2 = \frac{\pi}{4} (4^2 - 3^2) \cdot 30 \cdot \frac{7,8}{1000} = 1,3 \text{ kg},$$

$$Z = \frac{G_1 + G_2}{g} \omega^2 R \leq 51,5; \quad \omega^2 = \frac{51,5 \cdot 9,81}{1,87 \cdot 0,35} = 773; \quad \omega = 27,8.$$

Umdrehzahl, bei der sich der Griff verbiegt:

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} = \frac{27,8 \cdot 30}{\pi} = 265$$

in der Minute.

### 3. Schmierung der Kurbelzapfen.

Die Schmierung der Kurbelzapfen geschieht entweder bei mäßigen Geschwindigkeiten vom Schubstangenkopf aus durch Abstreichöler, besondere Schmiergefäße oder Büchsen oder bei höheren nach Abb. 1298 durch einen Arm, der bis zur Kurbelmitte



reicht. Das von einem feststehenden Schmiergefäß dorthin geleitete Öl wird durch die Fliehkraft dem Rohre  $r$  und dem Zapfen zugeführt. Leichte Bedienung während des Ganges der Maschine und Überwachung von außen sind die großen Vorteile dieser Ausführung. Wichtig für die sofortige Schmierung des Zapfens beim Ingangsetzen der Maschine ist, daß nirgends Ölsäcke wie in Abb. 1304 bei  $a$  vorhanden sind oder sich wie in Abb. 1305 bilden, wenn die Bohrung im Zapfen nicht radial nach außen, sondern

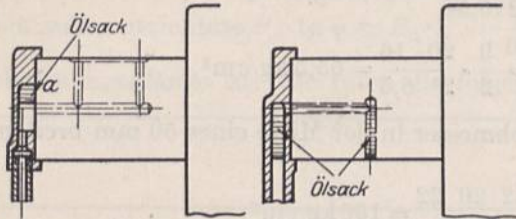


Abb. 1304 und 1305. Bildung von schädlichen Ölsäcken an Kurbelzapfen.

nach der Welle zu angeordnet ist. Denn die Ölsäcke müssen erst gefüllt werden, ehe die Zapfenschmierung einsetzen kann.

Durch den Luftzug, den die dicht am Wellenlager laufende Kurbelnabe erzeugt, kommt es vor, daß Öl aus dem Wellenlager herausgesaugt und durch den Kurbelarm weggeschleudert wird. Deshalb ist die Anordnung eines Spritzringes mit einem Ölfänger zu empfehlen, wie er schon bei der konstruktiven

Durchbildung der Kurbel, Abb. 1298, erwähnt wurde. Er muß angebracht werden, wenn es wie bei Ringschmierlagern notwendig ist, das Öl in den Ölraum zurückzuführen, weil dessen Menge wegen der Gefahr des Aussetzens der Schmierung nicht vermindert werden darf.

#### 4. Gegenkurbeln.

Gegenkurbeln, Abb. 1294, häufig zum Antriebe von Steuerungen verwandt, bieten den Stirnkurbeln gegenüber keine grundsätzliche Verschiedenheit. Wenn sie aus einem Stück mit der Hauptkurbel bestehen, bedingen sie offene Schubstangenköpfe. Sind sie abnehmbar, um den Schubstangenkopf seitlich abziehen zu können, so ist auf ihre sichere Verbindung mit dem Kurbelzapfen gegenüber den an ihnen auftretenden Biege- und Drehmomenten Bedacht zu nehmen.

### B. Kurbelwellen mit Stirnkurbeln.

Kurbelwellen entstehen durch die Verbindung einer Welle mit einer oder zwei Kurbeln. Neben die Wirkung der auf den Wellen sitzenden Riemen- oder Seilscheiben, Schwunräder oder Anker von Dynamomaschinen, die entsprechend den Ausführungen und Beispielen auf Seite 750 zu ermitteln ist, tritt die Wirkung der Schubstangenkräfte.

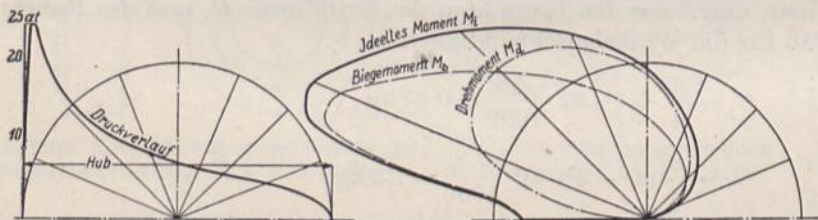


Abb. 1306. Druckverlauf, Biege-, Dreh- und ideelle Momente während des Arbeitshubes einer Viertaktverbrennungsmaschine.

Das Eigengewicht der Welle hat meist nur geringen Einfluß und kann gewöhnlich unberücksichtigt bleiben.

Über die Schubstangenkräfte ist das Folgende zu bemerken. In den Totlagen

beanspruchen sie die Welle auf Biegung und Schub, in allen übrigen Stellungen auf Biegung, Drehung und Schub; doch können die durch die Schubkräfte bedingten Spannungen meist vernachlässigt werden. In welcher Lage die größten Beanspruchungen entstehen, läßt sich nicht allgemein sagen. Abb. 1306 zeigt die aus den Biege- und Drehmomenten zusammengesetzten ideellen Momente an der Kurbel einer Gasmaschine polar zu den einzelnen Kurbelstellungen aufgetragen. Der Höchstwert tritt bei einer Kurbelstellung unter etwa  $20^\circ$  ein. Kann die Füllung  $50\%$  und mehr betragen, wie es für viele Dampfmaschinen, namentlich in den Niederdruckzylindern zutrifft, so wird man sich auf die Untersuchung der Welle in der Mittelstellung der Kurbel beschränken, dabei aber die



volle Kolbenkraft zugrunde legen. Wenn Arbeitsmaschinen mit den sie antreibenden Kraftmaschinen durch die Kolbenstangen unmittelbar gekuppelt sind, treten die größten Biegemomente in den Totlagen infolge Summierung der Kolbenkräfte auf.

Zur vorläufigen Bestimmung der Maße des Kurbelwellenlagers ist es vielfach üblich, die Kolbenkraft am Hebelarm  $H$ , Abb. 1293, auf Biegung wirkend anzunehmen. Dadurch soll das gleichzeitige Auftreten von Biege- und Drehmomenten in der Mittelstellung annähernd berücksichtigt werden.  $H$  reicht von der Mitte des Kurbelzapfens bis zur Mitte des Wellenlagers und kann unter normalen Verhältnissen auf das 1,3 bis 1,4 fache des Kurbelhalbmessers  $R$  geschätzt werden, wenn der Kurbelarm unmittelbar am Lager anliegt. Daneben ist der Flächendruck im Lager für die Zapfenabmessungen maßgebend, bei dessen Ermittlung außer den Schubstangenkräften noch das Gewicht der Welle selbst, sowie dasjenige der auf ihr sitzenden Teile, insbesondere des Schwungrades und etwaige Riemen- und Seilzüge in Rechnung zu stellen sind.

### C. Gekröpfte Wellen oder Krummachsen.

Kröpfungen verwendet man an drei- und mehrachsigen Maschinen, an zweiachsigen auch dann, wenn Stirnkurbeln zu große Lagermaße ergeben oder zu hohe Beanspruchungen erfahren. Eine Kröpfung besteht aus dem Kurbelzapfen und den anschließenden Kurbelschenkeln. Den Vergleich zwischen einer Stirnkurbel und einer Kröpfung für die

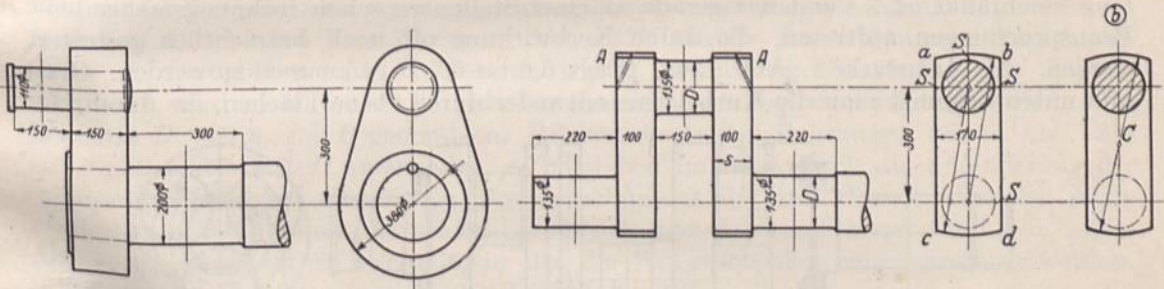


Abb. 1307 und 1308. Vergleich zwischen einer Stirnkurbel und einer Kröpfung für 10000 kg Belastung. M. 1 : 20.

gleiche Kraft von 10000 kg bei ungefähr denselben Beanspruchungen bieten die Abb. 1307 und 1308. Während die Kröpfung zwei Lager von nur 135 mm Durchmesser verlangt, kommt man bei der Stirnkurbel mit einem aus, muß ihm aber 200 mm Durchmesser geben.

Zu beachten ist, daß mehrfach gelagerte, gekröpfte Wellen statisch unbestimmt und gegen Änderungen der Stützung sehr empfindlich sind. Senkt sich beispielweise an einer zweiachsigen Maschine mit Stirnkurbeln eine Maschinenhälfte und das zugehörige Lager, wie es in Bergbaugebieten nicht selten vorkommt, so läßt sich die schiefe Lage der Welle durch selbsteinstellbare Lager oder durch Nacharbeiten der Schalen leicht ausgleichen. Eine gekröpfte Welle aber wird in den vier Lagern stark verspannt. Mehrfach sind infolge solcher Senkungen Kurbelbrüche aufgetreten. Abhilfe ist viel schwieriger. In Amerika benutzt man aus diesem Grunde an zweiachsigen Gasmotoren selbst größter Abmessungen Stirnkurbeln, vgl. Abb. 1295, trotz der viel bedeutenderen Wellengewichte und der notwendigerweise viel schwereren Rahmen. Allerdings wiegt bei den dortigen hohen Löhnen die einfachere Herstellung der Stirnkurbeln und der Wegfall zweier Lager die Mehrkosten des Werkstoffs für den Rahmen und die Welle mindestens teilweise auf.

#### 1. Konstruktive Durchbildung gekröpfter Wellen.

Leichte gekröpfte Wellen werden aus Rundstahl gebogen, Abb. 1309 und nur an den Laufstellen bearbeitet. Die Ausführung ist billig und bis zu etwa 100 mm Durchmesser anwendbar. Bei größeren Abmessungen pflegt man den Kurbelarmen nach Abb. 1308



rechteckigen Querschnitt zu geben, sie rechtwinklig zur Wellenachse zu stellen und die Lager dicht an die Kröpfung heranzusetzen, um kleinste Lagerentfernungen und geringste Kurbelzapfendurchmesser zu bekommen. Dann muß aber die Welle vollständig bearbeitet werden. Den Wellenzapfen, meist auch den Kurbelzapfen, gibt man die gleiche Stärke  $D$  wegen der einfacheren Herstellung sowohl der Welle wie der Lager, wobei naturgemäß der am höchsten beanspruchte Teil für die Wahl des Durchmessers entscheidend ist. Verschiedene Belastungen, die auf die einzelnen Zapfen kommen, kann man durch die Schalenlängen berücksichtigen. Richtige Verteilung der Lager, Wahl der Schenkellängen usw. läßt dabei eine gleichmäßig gute Ausnutzung des Baustoffes erreichen.

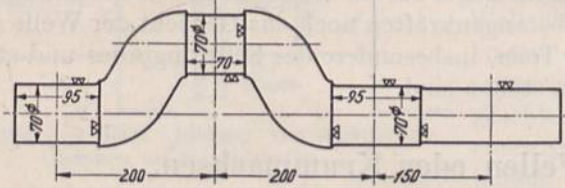


Abb. 1309. Gebogene Welle. M. 1:10.

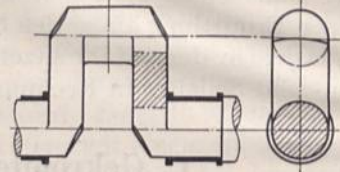


Abb. 1310. Fehlerhafte Kröpfung.

Wichtig ist, die Kurbelschenkel breiter als die Zapfendurchmesser zu halten, die Zapfen also mit Schultern  $S$ , Abb. 1308, zu versehen. Demgegenüber ist die Ausführung 1310 fehlerhaft, weil die Überleitung der Kräfte und Spannungen auf den halben Zapfenumfang beschränkt ist, — und das gerade an einer Stelle, wo schon rechnermäßig hohe Beanspruchungen auftreten, die durch Kerbwirkung oft noch beträchtlich gesteigert werden. Als Armstärke  $s$ , Abb. 1308, pflegt 0,6 bis 0,7  $D$  genommen zu werden. Oben und unten begrenzt man die Kurbelarme entweder durch ebene Flächen, die durch Ho-

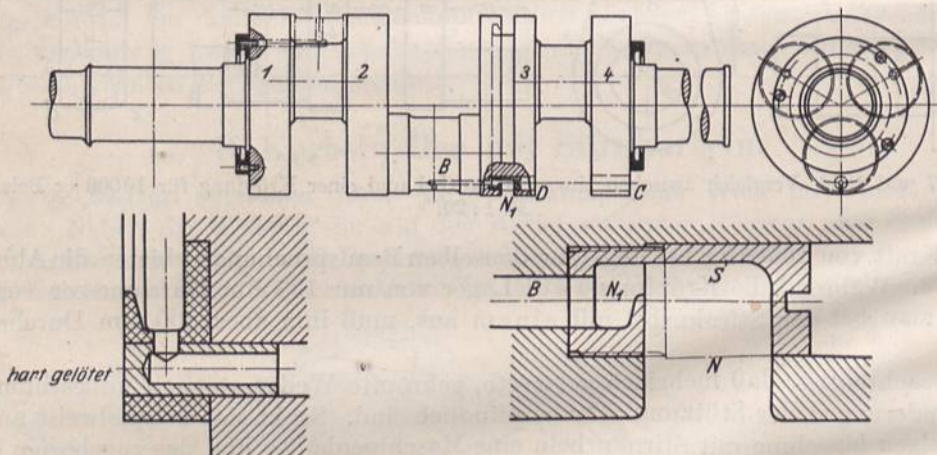


Abb. 1311. Gekröpfte Welle einer kurzhubigen Pumpe (Riedler-Stumpf).

beln, Stoßen oder Fräsen bearbeitet werden oder man rundet sie nach Kreisbogen  $ab$  und  $cd$  um die Zapfenmitten ab und bearbeitet sie durch Drehen gleichzeitig mit den Zapfen. Eine Rundung nach Abb. 1308b erfordert ein weiteres Umspannen der Welle nach der Achse  $C$ . Abschrägungen bei  $A$ , die die Verringerung des Gewichtes der Welle bezwecken oder wegen der Form des Lagerkörpers oder Rahmens erwünscht sein können, dürfen nicht so weit getrieben werden, daß eine Schwächung der Verbindung zwischen Zapfen und Kurbelarm eintritt.

Anlaufbunde, Abb. 1311, ergeben bessere Übergänge von den Zapfen und Wellenschenkeln zu den Armen und vermindern das Absaugen und Umherspritzen des Öls aus den Lagern, das leicht in störender Weise auftritt, wenn die Kurbelarme dicht an den Lagern laufen. Sie erleichtern, selbst wenn sie nur niedrig sind, die Bearbeitung der Anlaufflächen, die sorgfältiger, z. B. durch Schleifen oder Polieren erfolgen muß, als diejenige der Kurbelarme.



Kleine Kurbelhalbmesser und große Zapfendurchmesser können die Verwendung von Kurbelscheiben, Abb. 1311, vorteilhaft machen. Reicht der Raum zwischen zwei benachbarten Kröpfungen für ein Lager nicht aus, wie an der Welle der Vierzylinderlokomotive, Abb. 1320 und 1321, so werden die beiden Zapfen unmittelbar durch ein schräges Wellenstück verbunden, das allerdings umständlich zu bearbeiten ist.

Bei sehr schweren Wellen führt die verwickelte und teure Bearbeitung und die Schwierigkeit, alle Teile genügend durchschmieden zu können, dazu, die Wellen aus einzelnen Teilen zusammenzusetzen, indem die Wellenschenkel, Zapfen und Kurbelarme getrennt hergestellt, bearbeitet und durch Aufschrupfen zur fertigen Welle verbunden werden, Abb. 1312 und 1324 (zusammengebaute Wellen). Gleichzeitig hat man dabei Gelegenheit, die Stücke aus verschiedenen Baustoffen, die Zapfen und Wellen z. B. aus durchgeschmie-

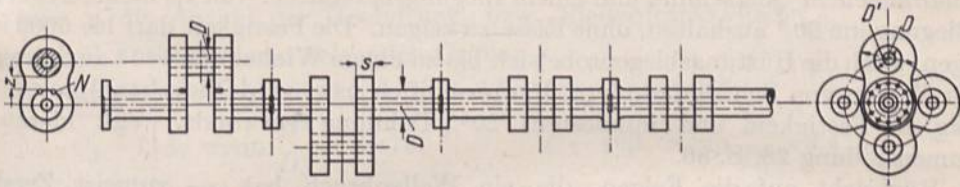


Abb. 1312. Zusammengebaute Schiffsmaschinenkurbelwelle.

detem Stahl, die Kurbelarme dagegen aus billigerem Stahlguß anzufertigen. An den Schrumpfstellen geht man von dem gleichen Durchmesser aus, wie ihn die Zapfen haben, doch finden sich auch Verstärkungen, Abb. 1321, um die Ausrundung der Zapfenlauf- fläche zu ermöglichen. Als Kurbelarmstärke  $s$ , gleichzeitig Einsatzlänge der Zapfen, Abb. 1312, wird meist  $0,6-0,7 D$ , als Durchmesser der Begrenzungslinie des Armes im Seitenriß  $D' = 1,8 \dots 2 D$  genommen. Rücken die beiden Bohrungen, wie in Abb. 1313 auf  $z \leq 0,45$  bis  $0,50 D$  aneinander, so entstehen im Steg durch die Summierung der Schrumpfspannungen unzulässige Beanspruchungen, die zum Losewerden der Arme führen, aber sich dadurch vermeiden lassen, daß man den Kurbelzapfen mit den beiden Armen aus einem Stück herstellt, in das die Wellenschenkel eingeschrupft werden. Stifte zur Sicherung der Lage der Kurbelarme auf der Welle gegenüber den zu übertragenden Drehmomenten ordnet man selbst in dem Falle, daß  $z$  über dem oben angegebenen Grenzwert bleibt, besser seitlich der Mitte an, um die Erhöhung der Spannungen durch Kerbwirkung zu beschränken.

Schwere Wellen werden zwecks Gewichtersparnis und zur Untersuchung des Innern auf etwa  $0,4 D$  ausgebohrt. Der Bohrkern oder ein in die Bohrung eingeführter Spiegel gestatten, Hohlräume oder Fehler in der Welle festzustellen; am Kern können Werkstoffprüfungen vorgenommen werden.

Die Kurbelarme pflegen bei zweiachsigen, doppeltwirkenden Dampf- und Arbeitsmaschinen wegen des Anlaufens und wegen der gleichmäßigeren Verteilung der Drehkräfte unter  $90^\circ$ , bei dreiachsigen unter  $120^\circ$  versetzt zu werden. Viertaktgasmaschinenwellen erhalten Versetzungen um  $0$  oder  $180^\circ$ . An Maschinen mit Massenausgleich nach dem Schlickschen Verfahren sind die Kurbelwinkel von der Größe und Verteilung der Massen abhängig.

Zur Schmierung der Kurbelzapfen benutzt man auch an gekröpfen Wellen häufig die Fliehkraft, indem man das Öl in Rinnen, die in die Kurbelarme oder Scheiben eingedreht werden oder in besonders angeschraubte Schleuderringe, wie sie in Abb. 1311 für die äußeren Kurbelzapfen an den Scheiben 1 und 4 vorgesehen sind, tropfen läßt. Zur Schmierung des mittleren Zapfens dient dort die in der dritten Kurbelscheibe eingedrehte Nut  $N$  und die Bohrung  $B$ . Damit letztere am Umfang der eigentlichen Ölrinne  $N_1$  anschließt, wird zunächst von der Scheibe 4 aus ein weites Loch  $CD$  gebohrt und auf dessen Grund die Bohrung  $B$  angebracht. Dann schraubt man einen Stopfen  $S$

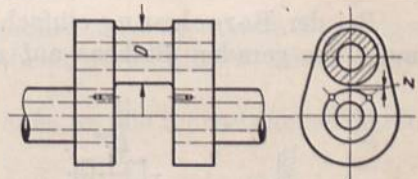


Abb. 1313. Zusammengebaute Welle mit einteiliger Kröpfung.



fest und dicht ein und dreht schließlich in der Kurbelscheibe 3 die Nut  $N$  sowie die Ölrinne  $N_1$  aus, wobei ein Teil des Stopfens  $S$  weggeschnitten wird.

## 2. Baustoffe gekröpfter Wellen.

Bei der Wahl der Baustoffe für Kurbeln und gekröpft Wellen ist namentlich auf große Gleichmäßigkeit und Zähigkeit, weniger auf sehr hohe Festigkeit Wert zu legen, weil mit der letzteren die Sprödigkeit und Empfindlichkeit gegen Stöße, die sich im Betriebe nicht immer vermeiden lassen, steigt. Beispielweise verlangt der Germanische Lloyd [VI, 5] für Schiffskurbel-, Druck-, Zwischen- und Schraubenwellen Festigkeiten von 4000 bis 4700 kg/cm<sup>2</sup> bei mindestens 20% Dehnung, an 200 mm langen Meßstrecken ermittelt. Bei der Härtingsbiegeprobe muß ein Stück von 30 mm Durchmesser oder Seitenlänge bei quadratischem Querschnitt und einem Biegungshalbmesser von 1,5 facher Probendicke eine Biegung um 90° aushalten, ohne Risse zu zeigen. Die Festigkeit darf bis 5000 kg/cm<sup>2</sup> betragen, wenn die Härtingsbiegeprobe sich bis zu einem Winkel von 180° ausführen läßt.

Für Wellen von Schnell dampfern, Panzerschiffen usw. wird Nickelstahl von 5500 bis 6500 kg/cm<sup>2</sup> Festigkeit und mindestens 20% Dehnung verwandt. Vgl. hierzu auch Zusammenstellung 26, S. 86.

In Rücksicht auf die Folgen, die ein Wellenbruch hat, — zumeist Zerstörung weiterer Teile und schwieriger, oft lange Zeit verlangender Ersatz der Welle oder des Wellenstücks, — werden bei der Berechnung trotz guten Werkstoffs mäßige Spannungen eingesetzt, die in der Nähe der unteren Werte der Zusammenstellung 2, Seite 12 liegen. Sorgfältig ist festzustellen, ob wechselnde oder schwellende Beanspruchungen in Betracht kommen. Die Wellen doppeltwirkender Pumpen sind beispielweise wechselnd beansprucht und dazu durch die plötzlichen Druckwechsel und Stöße in den Totpunkten noch in besonders ungünstiger Weise. Dagegen ist die Belastung an doppeltwirkenden Kraftmaschinen mit kleinen Füllungen eine vorwiegend schwellende, weil die Kräfte in den beiden Totlagen zwar entgegengesetzt gerichtet sind, die Welle sich aber um 180° gedreht hat, so daß die Zug- bzw. Druckspannungen wieder in den gleichen Fasern auftreten.

## 3. Berechnung gekröpfter Wellen.

Bei der Berechnung einfach gekröpfter Wellen in zwei Lagern pflegt man die Formeln des geraden Balkens auf zwei Stützen zugrunde zu legen, die Kröpfung also zu vernachlässigen, ein weiterer Grund für das erwähnte Einsetzen mäßiger Beanspruchungen. Die nähere Untersuchung einer solchen Welle bringt das Berechnungsbeispiel 8. Beim Entwurf mehrfach gelagerter, gekröpfter Wellen ist man zunächst auf die Schätzung des Durchmessers oder auf rohe Näherungsrechnungen angewiesen. Man denkt sich die Welle

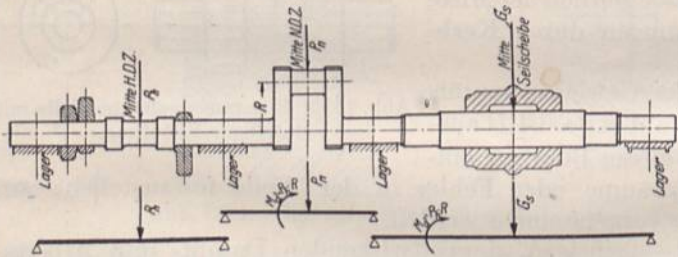


Abb. 1314. Zur näherungsweise Berechnung mehrfach gelagerter Kurbelwellen.

nach Abb. 1314 in einzelne statisch bestimmte Stücke zwischen je zwei Lagern zerlegt, greift das dem Augenschein nach am ungünstigsten beanspruchte Stück heraus und berechnet es auf Biegung durch die äußeren Kräfte und auf das gleichzeitig hindurchzuleitende, von den übrigen Kurbeln stammende Drehmoment. Manchmal kann die Berechnung auf die höchste zu übertragende Leistung  $N$  in Pferdestärken bei mäßigen

Drehspannungen, etwa nach der Formel (409)  $d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ , die  $k_a = 200$  kg/cm<sup>2</sup> voraussetzt, einen Anhalt für die Zapfendurchmesser geben. An Kurbelwellen für Postdampfer läßt man  $k_a = 250$  bis 280, an solchen für Frachtdampfer 260 bis 320 kg/cm<sup>2</sup> zu. Die genauere,



statisch unbestimmte Nachrechnung erfolgt dann an einer auf Grund der Schätzung oder der vorläufigen Berechnung angefertigten maßstäblichen Skizze.

Der Germanische Lloyd (XVIII, 12) schreibt für die Kurbelwellen von Verbunddampfmaschinen mit nicht überhängender Kurbel Wellendurchmesser:

$$d = \sqrt[3]{\frac{p \cdot R \cdot n_1 \cdot D_1^2}{C_1}} \quad \text{oder} \quad \sqrt[3]{\frac{p \cdot R \cdot n \cdot D^2}{C}} \quad (420)$$

vor, wobei der größere der beiden Werte maßgebend ist und bedeutet:

$p$  den absoluten Kesseldruck in  $\text{kg/cm}^2$ ,  $R$  den Kurbelhalbmesser in cm,

$D_1$  den Durchmesser des Hochdruckzylinders,  $D$  denjenigen des Niederdruckzylinders in cm,

$n_1$  bzw.  $n$  die Anzahl der Hochdruck- bzw. Niederdruckzylinder,

$C_1$  und  $C$  Festwerte von folgender Größe:

an Verbundmaschinen mit 2 Zyl. und 2 Kurbeln unter  $90^\circ$ :

$$C_1 = 115, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 3,478 \quad C = 400, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 3,478, \quad (421 a)$$

an Verbundmaschinen mit 3 Zyl. und 3 Kurbeln unter  $120^\circ$ :

$$C_1 = 105, \text{ wenn } \frac{2D^2}{D_1^2} < 4,285 \quad C = 450, \text{ wenn } \frac{2D^2}{D_1^2} > 4,285, \quad (421 b)$$

an Dreifachverbundmaschinen mit 3 verschiedenen Zyl. und 3 Kurbeln unter  $120^\circ$ :

$$C_1 = 96, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 6,604 \quad C = 634, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 6,604, \quad (422 a)$$

an Vierfachverbundmaschinen mit 4 verschiedenen Zyl. und 4 Kurbeln unter  $90^\circ$ :

$$C_1 = 82, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 9,171 \quad C = 752, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 9,171. \quad (422 b)$$

Bei besonders gut ausgewuchteten Maschinen können nach Vereinbarung mit dem Vorstände des Germ. Lloyds die nach den vorstehenden Formeln ermittelten Durchmesser um höchstens  $4\%$  verringert werden.

Die so berechneten Wellen können auf  $0,4d$  ausgebohrt werden; weitere Bohrungen müssen der durch sie erzeugten Schwächung entsprechend durch größere Außendurchmesser ausgeglichen werden.

Die Grundlager der Kurbelwellen sind möglichst nahe an die Kurbelwangen heranzurücken.

Kurbelwellen von Gleichdruckverbrennungsmaschinen sind nach

$$d = \sqrt[3]{D^2 \cdot A} \quad (423)$$

zu bemessen, wobei:

$D$  den Zylinderdurchmesser in cm,

$A$  einen Festwert bedeutet, der für einfachwirkende Zweitaktmaschinen in Abhängigkeit von der Zylinderzahl, dem Hub  $H$  in cm und der Entfernung  $L$  von Mitte zu Mitte Lager in cm nach folgender Zahlenreihe zu wählen ist. Dabei braucht die größte Grundlagerlänge nur zu  $1,2d$  angenommen zu werden.

Zylinderzahl	1,2 und 3	4	5 und 6	8
$A$	$0,09H + 0,035L$	$0,10H + 0,035L$	$0,11H + 0,035L$	$0,13H + 0,035L$

An Viertaktmaschinen ist bei der Bestimmung von  $A$  nur die halbe Zylinderzahl zu berücksichtigen, an doppeltwirkenden Maschinen die Zylinderzahl zu verdoppeln.

An Maschinen mit gegenläufigem Kolben (Junkersmotoren) ist der Beiwert von  $H$  zu verdoppeln; bei Reihenanzahl der Zylinder zählt jeder Zylinder für sich. Als Lagerentfernung  $L$  gilt dabei die Entfernung der äußeren Kurbeln einer Kurbelgruppe, von Mitte zu Mitte Lager gemessen.

Über die Bemessung von Lauf- und Schraubenwellen vgl. (XVIII, 12).



#### 4. Herstellung und Bearbeitung gekröpfter Wellen.

Bei der Herstellung gebogener Wellen nach Abb. 1309, die durch Schmieden oder unter der Presse, — bei Anfertigung zahlreicher Stücke gleicher Art unter Benutzung von Gesenken, — erfolgt, ist zu beachten, daß sich die Querschnitte an den Biegestellen stark verändern. Will man an den fertigen Wellen durchweg kreisrunde Querschnitte haben, so muß das vorgeschmiedete, noch gerade Stück an den Krümmungsstellen Verdickungen, Abb. 1315, erhalten, die beim Biegen ausgleichend wirken. Die Form der Abb. 1308 wird zunächst durch Ausschmieden eines Blockes auf den Querschnitt hergestellt, den der Kurbelarm im Seitenriß zeigt. Durch Absetzen und Strecken der Teile, welche die Wellenschenkel bilden sollen, erhält man die Form 1316, aus welcher durch

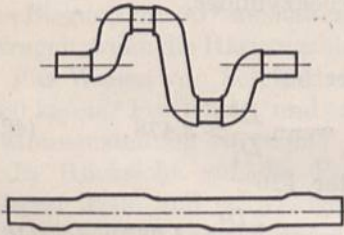


Abb. 1315. Zur Herstellung gekröpfter Wellen.

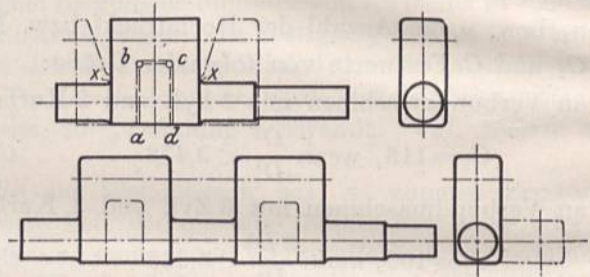


Abb. 1316 und 1317. Herstellung gekröpfter Wellen.

Ausbohren und Ausstoßen des Teiles *abcd* die Krummachse entsteht. Sind mehrere unter Winkeln zueinander stehende Kröpfungen vorhanden, so werden sie zunächst in einer Ebene ausgeschmiedet, Abb. 1317, dann erst durch Verwinden der Achse gegeneinander versetzt. Zur Beseitigung von Spannungen glüht man das fertig geschmiedete Stück bei dunkler Rotglut aus und läßt es sehr langsam abkühlen. Die Bearbeitung geschieht an den zylindrischen, häufig auch an den seitlichen Flächen der Kurbelarme, sowie längs der Begrenzungslinien *ab* und *cd*, Abb. 1316, durch Drehen auf Drehbänken um die Wellen- und die Zapfenmitten, zu welchem Zwecke die Welle jeweils umgespannt werden muß. Abb. 1317a zeigt beispielweise die Einspannung einer Kröpfung mittels der an den beiden Enden aufgesetzten Gegenkurbeln zum Abdrehen des Kurbelzapfens. Die schmalen Flächen der Kurbelarme *ac* und *bd*, Abb. 1308, werden durch Hobeln oder Fräsen bearbeitet. Beim Abnehmen des letzten Spans setzt die Bearbeitung zweckmäßigerweise an den Kurbelzapfen ein und geht dann zu den Lagerstellen, weil sonst leicht Verzerrungen eintreten können.

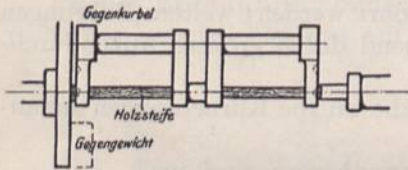


Abb. 1317a. Bearbeitung von Kröpfungen.

Sondermaschinen (Schwärmerdrehbänke) gestatten auch die Bearbeitung der Kurbelzapfen ohne Umspannen der Welle, indem das in einem besonderen Gehäuse liegende Werkzeug auf die Kurbelzapfenachse eingestellt, um diese umläuft.

Ein Nachteil der nach Abb. 1316 ausgeschmiedeten und bearbeiteten Kröpfungen ist, daß an der Stelle *x* Stoff aus dem Innern des Schmiedeblockes, der fast immer infolge von Seigerungen höheren Phosphor- und Schwefelgehalt und deshalb größere Sprödigkeit und Empfindlichkeit gegenüber Stößen aufweist, an die hoch beanspruchte Oberfläche des Kurbelarmes tritt. Dazu kommt, daß die Baustofffasern die Lage, die sie im Block hatten, beibehalten haben, also senkrecht zur Oberfläche laufen, nicht aber der Kröpfung folgen und schlecht durchgeschmiedet sind, alles Umstände, die die Widerstandsfähigkeit beeinträchtigen und die häufigen Brüche an der bezeichneten Stelle erklären. Zudem ist die Welle dort durch die Umsetzung von Spannungen ungünstig beansprucht, indem z. B. im Fall der Abb. 1328 an einer durch eine Riemenscheibe angetriebenen Pumpenwelle die Umfangskraft an der Scheibe im rechten Wellenschenkel ein Drehmoment, in dem anschließenden Kurbelarm dagegen ein Biegemoment erzeugt,



Momente, die an der Ansatzstelle des Armes durch Umsetzung von Schub- in Längsspannungen ineinander übergeführt werden müssen. Je schroffer und unvermittelter der Übergang ist, desto wahrscheinlicher werden örtliche Spannungserhöhungen auftreten, die die Bruchbildung einleiten können.

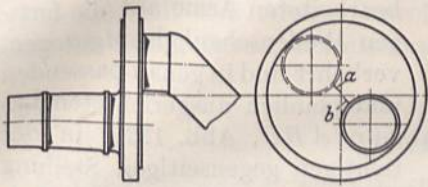


Abb. 1318. Gekröpfte Lokomotivachse.

An den Kurbelscheiben französischer Vierzylinderschnellzuglokomotiven, Abb. 1318, zeigten sich nach verhältnismäßig kurzem Betriebe Risse bei *a* und *b*, also nahe der Mittellinie des ursprünglichen Schmiedeblockes, die die Auswechslung der Achsen nötig machten. Als wirksame

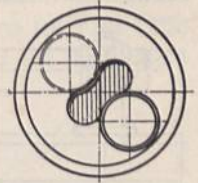


Abb. 1319. Frémontsche Ausparung.

Abhilfe schlug Frémont vor, den Ausschnitt, Abb. 1319, anzubringen, durch den der nicht einwandfreie Werkstoff entfernt und gleichzeitig sowohl eine elastischere Aufnahme der Stöße, wie auch eine bessere Übertragung der Kräfte durch nur gut durchgeschmiedeten Baustoff erreicht wird.

Auch an einigen Krummachsen der österreichischen Staatsbahnen, Abb. 1320 [XVIII, 13], traten Risse und Spaltungen auf, die nur auf Ungleichmäßigkeiten im Baustoffe und Unvollkommenheiten beim Schmiedevorgang zurückgeführt werden konnten. Die Witkowitz Bergbau- und Eisenhütten-Gewerkschaft führt die Achsen deshalb dreiteilig nach Abb. 1321 so aus, daß die einzelnen

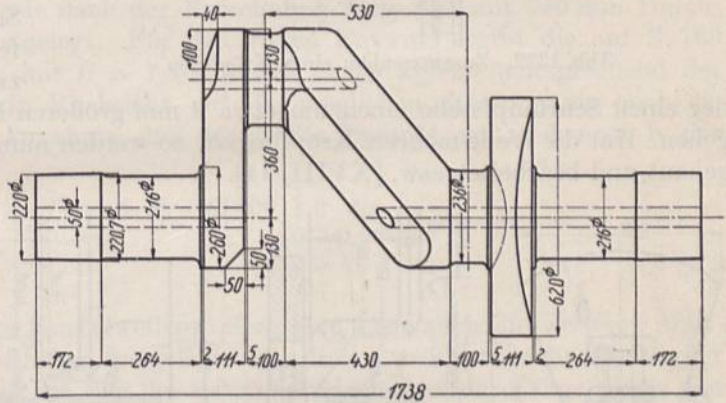


Abb. 1320. Lokomotivachse der österreichischen Staatsbahnen. M. 1: 20.

Stücke gut durchgeschmiedet werden können und große Sitzlängen an den Schrumpfstellen entstehen. Auf sorgfältige Abrundungen an den Zapfen ist besonderer Wert gelegt.

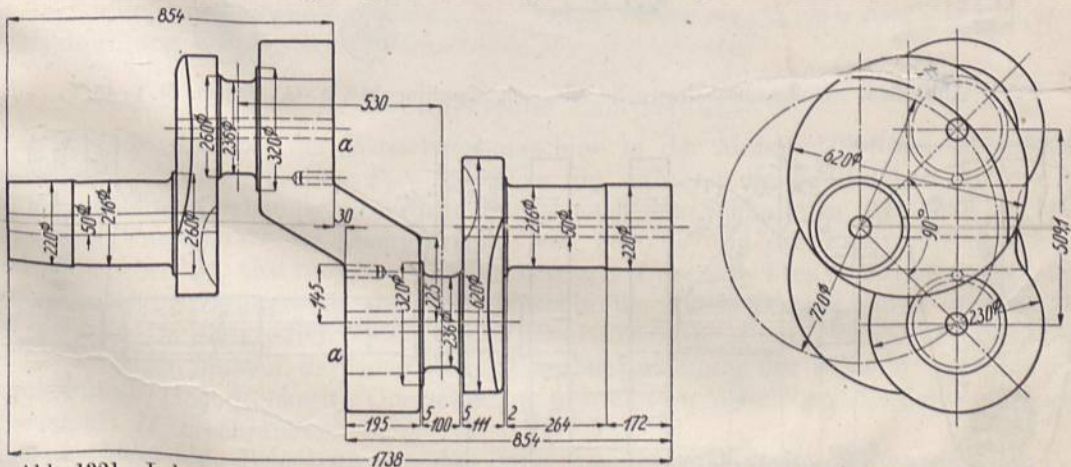


Abb. 1321. Lokomotivachse, Ausführung der Witkowitz Bergbau- und Eisenhütten-Gewerkschaft. M. 1: 20.

Die Achsen aus lauter einzelnen Stücken zusammensetzen, eine in England viel gebräuchliche Ausführung, würde neun Teile und bei den gegebenen Konstruktionsmaßen sehr geringe Schrumpflängen von höchstens 118 mm in den Kurbelarmen sowie eine geringere Zugänglichkeit der Treibstangenköpfe ergeben haben.



An solchen zusammengebauten Wellen bietet die Ausführung der einzelnen Stücke keine Schwierigkeit; größte Sorgfalt muß man aber auf das Zusammensetzen der Teile verwenden. Bei einer einfachen Kröpfung werden die bis auf die nur vorgebohrten

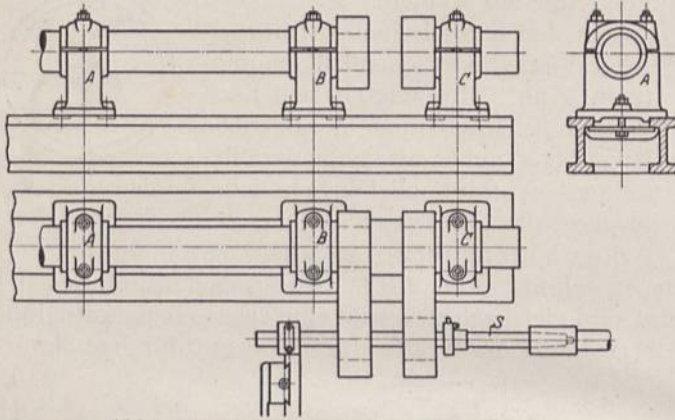


Abb. 1322. Zusammenbau einer Kröpfung.

Kurbelzapfenlöcher vollständig bearbeiteten Arme auf die fertigen Wellenschenkel aufgezogen, verbohrt und in genau passenden und peinlich ausgerichteten Lagern *ABC*, Abb. 1322, in der richtigen gegenseitigen Stellung eingespannt, damit der Kurbelzapfensitz gemeinsam mit einer durchgehenden Spindel *S* fertig gebohrt werden kann. Um das Einsetzen des mit dem nötigen Schrumpfmaß hergestellten Zapfens in die angewärmten Arme zu erleichtern, empfiehlt es sich,

der einen Schrumpfstelle einen um etwa 1 mm größeren Durchmesser als der anderen zu geben. Hat die Welle mehrere Kröpfungen, so werden nunmehr die Teile der zweiten angebaut und bearbeitet usw. [XVIII, 14].

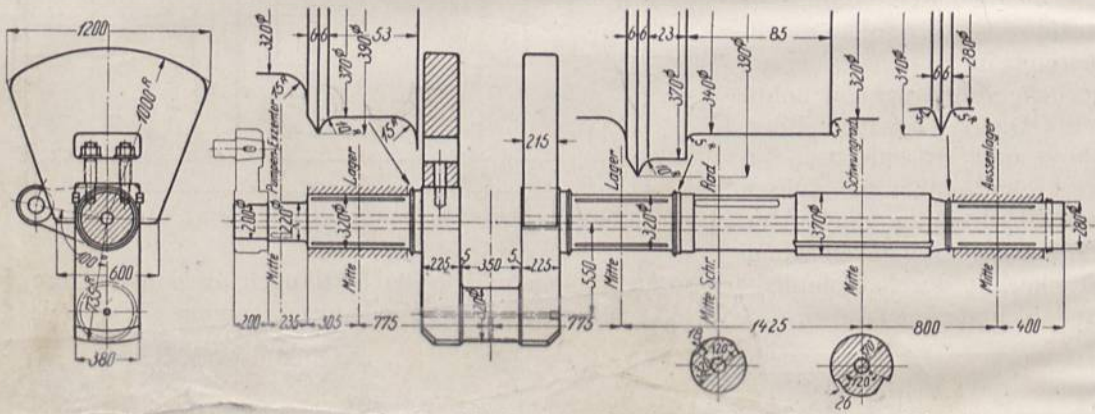


Abb. 1323. Großgasmaschinenwelle, Siegener Maschinenbau A.-G., Siegen. M. 1 : 45.

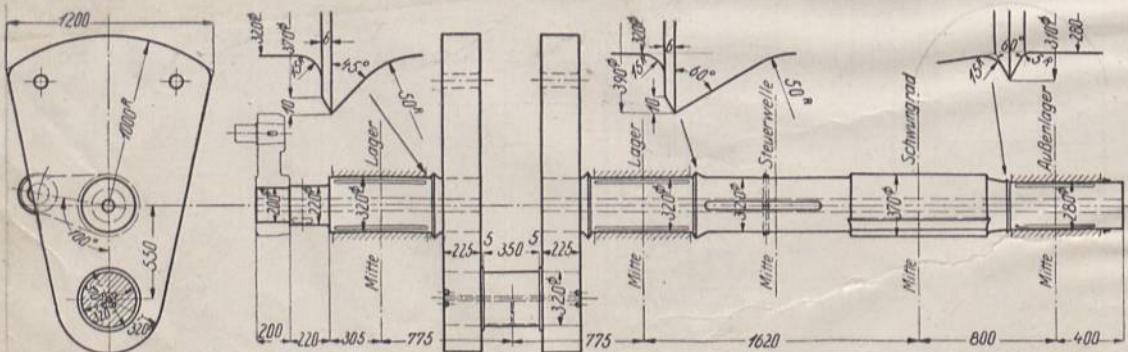


Abb. 1324. Zusammengebauete Großgasmaschinenwelle, Siegener Maschinenbau A.-G., Siegen. M. 1 : 45.

Abb. 1323 und 1324 zeigen zwei Gasmaschinenwellen für 1100 mm Hub der Siegener Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, in dem einen Falle aus dem Ganzen geschmiedet, im andern aus einzelnen aufeinander aufgeschrumpften Teilen bestehend. Die Kurbel-lager werden durch je drei in die Welle eingearbeitete 2 mm tiefe, 16 mm breite Schmier-



nuten mit gut abgerundeten Kanten, die Kurbelzapfen durch Fliehkraftschmierung mit Öl versehen. Zum Abführen desselben dienen Spritzringe. Welle und Kurbelzapfen sind durchbohrt, die Schwungräder durch unter  $120^\circ$  angeordnete Tangentkeile gehalten. Zum Auswuchten der Kurbelarme und eines Teiles der Schubstange dienen im Fall 1323 besondere, mit den Armen verschraubte und verkeilte Gegengewichte; im Fall 1324 sind die Stahlgußarme unmittelbar als Gegengewichte ausgebildet.

#### D. Berechnungsbeispiele.

Zahlenbeispiel 7. Kurbelwelle der Maschine Tafel I. Baustoff: Flußstahl. Gewicht des auf Wellenmitte sitzenden Schwungrades  $G_s = 4900$  kg, Gewicht der eigentlichen Welle, einschließlich der Kegelräder  $1400$  kg. Gewicht der Kurbeln je  $375$  kg. Entfernung der Kurbellagermitten  $2500$  mm. Die Niederdruckkurbel eilt der Hochdruckkurbel um  $90^\circ$  vor. Die Wirkung der Schubkräfte werde vernachlässigt.

Der Kurbelwellenzapfen wurde nach der Berechnung Seite 651 mit  $250$  mm Durchmesser und  $360$  mm Länge festgelegt. Für den ersten Entwurf ergibt die auf S. 769 angeführte Näherungsrechnung mit  $H = 1,3 R$  und  $k_b = 600$  kg/cm<sup>2</sup> (entsprechend der schwelenden Belastung, aber in Rücksicht auf die möglichen Stöße mäßig hoch gewählt) unter der ungünstigen Annahme, daß der größte Dampfdruck auch noch in der Mittellage der Kurbel wirkt:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{M_b}{k_b} = \frac{P_d \cdot 1,3 \cdot R}{k_b} = \frac{17400 \cdot 1,3 \cdot 40}{600} = 1508 \text{ cm}^3,$$

$$d = 24,9 \text{ cm}.$$

Durch die Abmessungen des Kurbelwellenzapfens sind aber auch die weiteren Maße der Welle, Abb. 1325, im wesentlichen festgelegt. Das freie Stück wurde  $20$  mm stärker und zylindrisch gehalten und nur am Sitz des Schwungrades wegen der Tangentkeile von  $20$  mm Dicke und  $65$  mm Höhe auf  $310$  mm verstärkt. Alle auf der Welle sitzenden Teile müssen geteilt sein. Dabei liegen die Kegelräder für die Steuerwellen in flachen Eindrehungen. Feder  $F$  nimmt das Exzenter zum Antriebe der Kesselspeisepumpe mit. Die Welle ist im rechten Lager seitlich geführt; der linke Zapfen hat in Rücksicht auf die Ausdehnungsmöglichkeit durch die  $W_{a, \text{Lac}}$  beiderseits  $0,5$  mm Spiel.

Nachprüfung der Festigkeitsverhältnisse der Kurbelwelle.

#### A. Rechnerische Ermittlung.

a) Hochdruckkurbel der Wasserwerkmaschine in der hinteren Totlage, Abb. 1325. Am Hochdruckzapfen greifen  $P_0 = 20600$  kg an, während die Kolbenkraft für die in der Mittelstellung stehende Niederdruckkurbel nach den Schaulinien, Abb. 143 bis 145, durch den Unterschied des Dampfdruckes von  $3850$  kg und des Pumpendruckes von  $3700$  kg gegeben ist, also nur  $P_1 = 150$  kg beträgt. In senkrechter Richtung wirken die Gewichte des Schwungrades und der Kurbelwelle. Das letztere möge vernachlässigt werden. Da die größten Momente und Beanspruchungen unter den Angriffspunkten der Kräfte liegen müssen, darf man sich auf die Nachrechnung der Welle in der Mitte des Lagers auf der Hochdruckseite, Querschnitt *III*, und in der Mittelebene des Schwungrades, Querschnitt *II*, beschränken.

Querschnitt *III*. Biegespannung durch die Summe aus Dampf- und Pumpendruck  $P_0$ :

$$\sigma_b = \frac{32 P_0 \cdot a}{\pi d_{III}^3} = \frac{32 \cdot 20600 \cdot 43,5}{\pi \cdot 25^3} = 584 \text{ kg/cm}^2,$$

Querschnitt *II*. Biegespannung durch  $P_0$ :

$$\sigma'_b = \frac{32 \cdot P_0 \cdot a \cdot l/2}{\pi d_{II}^3 \cdot l} = \frac{32 \cdot 20600 \cdot 43,5}{2 \pi \cdot 31^3} = 153 \text{ kg/cm}^2,$$







Diese Einzelspannungen sind so niedrig, daß auch die Anstrengung, die sich beim Zusammensetzen ergibt, sicher geringer als im Querschnitt *III* ausfällt.

b) Nachrechnung der Welle der Betriebsmaschine. Die ungünstigste Belastung tritt in der Totlage der Hochdruckkurbel, Abb. 1327, durch  $P'_h = 14400$  kg ein, während die Niederdruckkurbel senkrecht nach oben steht und  $P'_n = 12000$  kg Kolbendruck aufzunehmen hat. Am Niederdruckkurbelzapfen entsteht dadurch ein gleich großer Druck in wagrechter Richtung und ein anderer von  $\frac{P'_n}{5} = 2400$  kg senkrecht nach oben, der die Wirkung des Schwungrad- und des Welleneigengewichts verstärkt. Schließlich wird die Welle noch durch den Seil- oder Riemenzug belastet. Vorausgesetzt, daß der Durchmesser, an dem die Übertragungsmittel angreifen,  $D = 4000$  mm wie der des Schwungrades der Wasserwerkmaschine ist, wird die mittlere Umfangskraft  $U$  zur Übertragung der wirklichen Leistung von  $N_e = N_i \cdot \eta = 313 \cdot 0,86 = 270$  PS:

$$U = \frac{75 N_e}{v} = \frac{75 \cdot N_e}{\omega \cdot D/2} = \frac{75 \cdot 270}{5,24 \cdot 2} = 1930 \text{ kg.}$$

Als Druck auf die Welle pflegt unter Berücksichtigung der Vorspannung, unter welcher der Riemen oder die Seile stehen,  $3 U \approx 5800$  kg angenommen zu werden. Die Richtung dieser Kraft wird je nach den örtlichen Verhältnissen, unter denen die Maschine Verwendung findet, verschieden sein. Für die Rechnung sei der ungünstigste Fall angenommen, daß nämlich  $3 U$  wagrecht, aber entgegengesetzt zu  $P'_h$  und  $P'_n$  gerichtet ist, weil sich dann die durch die drei Kräfte erzeugten Spannungen summieren. (Daraus ergibt sich ein anderes Schema wie bei der Berechnung des Kurbelwellenzapfens.)

Querschnitt *III*, in der Mitte des Kurbellagers auf der Hochdruckseite: Biegespannung durch  $P'_h \cdot a$ :

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot P'_h \cdot a}{\pi \cdot d_{III}^3} = \frac{32 \cdot 14400 \cdot 43,5}{\pi \cdot 25^3} = 410 \text{ kg/cm}^2.$$

Querschnitt *II* in der Mittelebene des Schwungrades. Es entstehen

a) in der wagrechten Ebene:

Biegespannung durch  $P'_h$ :

$$\sigma'_b = \frac{32 P'_h \cdot a \cdot l}{\pi d_{II}^3 \cdot 2l} = \frac{32 \cdot 14400 \cdot 43,5}{2 \cdot \pi \cdot 31^3} = 107 \text{ kg/cm}^2,$$

Biegespannung durch  $P'_n$ :

$$\sigma''_b = \frac{32 P'_n \cdot a \cdot l}{\pi d_{II}^3 \cdot 2l} = \frac{32 \cdot 12000 \cdot 43,5}{2 \cdot \pi \cdot 31^3} = 89 \text{ kg/cm}^2,$$

Biegespannung durch den Seilzug:

$$\sigma'''_b = \frac{32 \cdot 3 U \cdot l}{4 \pi d_{II}^3} = \frac{32 \cdot 5800 \cdot 250}{4 \pi \cdot 31^3} = 124 \text{ kg/cm}^2.$$

Zusammengesetzt liefern sie  $\sigma_{b_1} = \sigma'_b + \sigma''_b + \sigma'''_b = 107 + 89 + 124 = 320 \text{ kg/cm}^2$ ;

b) in der senkrechten Ebene:

Biegespannung durch das Schwungradgewicht  $G_s$ :  $\sigma_b^{IV} = 105 \text{ kg/cm}^2$ , vgl. oben.

$$\text{,,} \quad \text{,,} \quad \frac{P'_n}{5} : \sigma_b^V = \frac{1}{5} \cdot \sigma''_b = 18 \text{ kg/cm}^2.$$

In Summe geben sie  $\sigma_{b_2} = \sigma_b^{IV} + \sigma_b^V = 105 + 18 = 123 \text{ kg/cm}^2$ .

Schließlich wirkt noch eine Drehbeanspruchung:

$$\tau_a = \frac{16 \cdot P'_n \cdot R}{\pi \cdot d_{II}^3} = \frac{16 \cdot 12000 \cdot 40}{\pi \cdot 31^3} = 82 \text{ kg/cm}^2.$$

Diese Einzelspannungen sind wesentlich niedriger als in den beiden anderen Querschnitten, so daß sich die Berechnung der Anstrengung erübrigt.



Querschnitt *III* in der Mitte des Kurbellagers auf der Niederdruckseite.

$$\text{Biegespannung durch } P'_n \cdot a: \sigma'_b = \frac{32 P'_n \cdot a}{\pi d_{III}^3} = \frac{32 \cdot 12000 \cdot 43,5}{\pi \cdot 25^3} = 341 \text{ kg/cm}^2,$$

$$,, \quad ,, \quad \frac{P'_n}{5} \cdot a: \sigma''_b = \frac{\sigma'_b}{5} = 68 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\text{Drehspannung } ,, \quad P'_n \cdot R: \tau_d = \frac{16 P'_n \cdot R}{\pi \cdot d_{III}^3} = \frac{16 \cdot 12000 \cdot 40}{\pi \cdot 25^3} = 156 \text{ kg/cm}^2.$$

Bei der Zusammensetzung ergibt sich:

$$\sigma_b = \sqrt{(\sigma'_b)^2 + (\sigma''_b)^2} = \sqrt{341^2 + 68^2} = 348 \text{ kg/cm}^2,$$

und die Anstrengung, wenn die Bachsche Berichtigungszahl  $\alpha_0 = 1$  gesetzt wird, weil die wichtigeren Spannungen  $\sigma'_b$  und  $\tau_d$  schwellerer Natur sind und nur  $\sigma''_b$  wechselnder Art ist:

$$\sigma_i = \frac{1}{3} \sigma_b + \frac{2}{3} \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \alpha_0^2 \tau^2} = \frac{1}{3} \cdot 348 + \frac{2}{3} \sqrt{348^2 + 4 \cdot 1^2 \cdot 156^2} = 427 \text{ kg/cm}^2.$$

Die größte Schubspannung wird:

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4 \tau^2} = \frac{1}{2} \sqrt{348^2 + 4 \cdot 156^2} = 233 \text{ kg/cm}^2.$$

B.) Bei der zeichnerischen Behandlung der Aufgabe, Abb. 1326 und 1327, wurde auch der Einfluß des Eigengewichtes der Welle berücksichtigt, um anschaulich zu zeigen, daß er gegenüber den auftretenden Kräften ganz unbedeutend ist und vernachlässigt werden darf. Man erhält zwischen den Lagern eine Parabel, wenn man das Gewicht des dazwischen liegenden Wellenstückes in Höhe von 1220 kg als gleichmäßig verteilt ansieht. Die Gewichte der außerhalb der Lagermitten liegenden Teile, d. s. die der beiden Zapfen von je 90 kg und der Kurbeln von je 375 kg Gewicht, wurden als Einzelkräfte betrachtet.

Die Aufzeichnung der übrigen Momentenflächen, von denen die der ideellen Momente mit  $\alpha_0 = 1$  ermittelt wurden, bietet keine Besonderheiten.

Der Vergleich der beiden Flächen für die Wasserwerk- und die Betriebsmaschine zeigt deutlich, daß die Welle der ersteren in den Wellenlagern durch die in den Totpunkten eintretende Summierung der Kolbenkräfte ungünstiger als die andere beansprucht ist. Das zahlenmäßig größte Moment tritt zwar in der Ebene *II* der Betriebsmaschinenwelle auf, findet aber einen größeren Querschnitt und bedingt daher geringere Spannungen.

Zahlenbeispiel 8. Berechnung der gekröpften Welle einer doppelwirkenden, liegenden Pumpe, Abb. 1328 bis 1330. Kolbendurchmesser  $d = 90$  mm, Hub  $s = 180$  mm, Umdrehzahl  $n = 150$  min. Die Saughöhe beträgt  $h_s = 6$ , die Druckhöhe  $h_d = 150$  m. Der Antrieb erfolgt in wagrechter Richtung durch einen Riemen auf einer gleichzeitig als Schwungmasse dienenden Scheibe von  $D = 1000$  mm Durchmesser und  $Q = 800$  kg Gewicht.

Die größte Kolbenkraft beträgt:

$$P_1 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{h_s + h_d}{10} = \frac{\pi \cdot 9^2}{4} \cdot \frac{6 + 150}{10} = 992 \approx 1000 \text{ kg}.$$

Die bei einer Umdrehung geleistete Arbeit  $P_1 \cdot 2s$  wird durch die am Schwungrad wirkende mittlere Umfangskraft  $U$  auf dem Wege  $\pi \cdot D$  gedeckt, so daß theoretisch:

$$P_1 \cdot 2s = U \cdot \pi \cdot D$$

sein muß. Bei einem Wirkungsgrad  $\eta = 0,85$  folgt:

$$U = \frac{P_1 \cdot 2s}{\pi \cdot D \cdot \eta} = 1000 \cdot \frac{2 \cdot 18}{\pi \cdot 100 \cdot 0,85} = 135 \text{ kg}.$$



Nimmt man den Achsdruck  $P_2$  gleich der 2,5 fachen Umfangskraft, so erhält man:

$$P_2 = 2,5 \cdot U \approx 350 \text{ kg.}$$

1. Totstellung. Da die Kraft  $P_1$  in den beiden Totpunkten ihre Richtung wechselt, ist die ungünstigere Kraftwirkung, d. h. die, bei der sich die Wirkungen des Riemenzuges und der Pumpenkraft summieren, für die Berechnung maßgebend, vgl. das Schema der Abb. 1329.

Wagrechte Seitenkräfte in den Lagern:

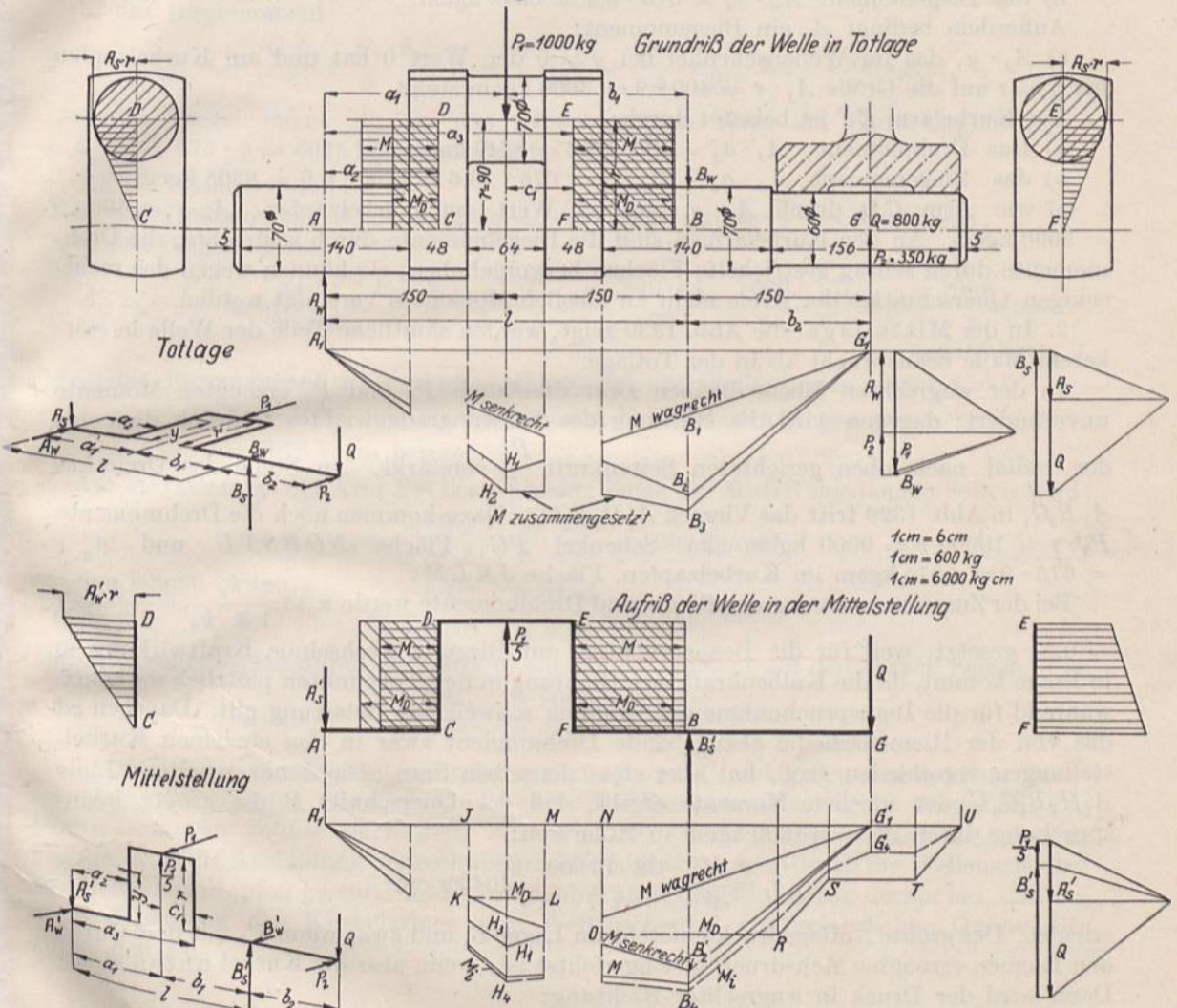


Abb. 1328 bis 1330. Berechnung und Durchbildung einer gekröpften Pumpenwelle.  
 Abb. 1328. Welle 1:6.  
 Abb. 1329. Belastungsschema und Momentenflächen für die Totlage der Kurbel.  
 Abb. 1330. Belastungsschema und Momentenflächen für die Mittelstellung der Kurbel.

$$A_w = \frac{P_1 \cdot b_1}{l} + \frac{P_2 \cdot b_2}{l} = \frac{1000 \cdot 15}{30} + \frac{350 \cdot 15}{30} = 675 \text{ kg,}$$

$$B_w = P_1 - P_2 - A_w = 1000 - 350 - 675 = -25 \text{ kg.}$$

In senkrechter Richtung bedingt das Schwungradgewicht von  $Q = 800 \text{ kg}$ :

$$A_s = \frac{Q \cdot b_2}{l} = \frac{800 \cdot 15}{30} = -400 \text{ kg nach unten,}$$

$$B_s = Q - A_s = 800 + 400 = 1200 \text{ kg nach oben wirkend.}$$



Wenn man die Welle ohne Rücksicht auf die Kröpfung als einen geraden Balken auf zwei Stützen auffaßt, so ergeben sich als Momentenflächen für die Achsschenkel und den Kurbelzapfen seitens der Kräfte  $P_1$  und  $P_2$  das Viereck  $A_1 H_1 B_1 G_1$  in der Kurbelzebene, seitens des Schwungradgewichts  $Q$  das Dreieck  $A_1 B_2 G_1$  in der dazu senkrechten Ebene. Linienzug  $A_1 H_2 B_3 G_1$  stellt die zusammengesetzten Biegemomente dar.

Der Kurbelarm  $CD$  wird in allen Querschnitten gleichmäßig beansprucht durch:

a) das Drehmoment  $A_s \cdot a_2 = 400 \cdot 9,4 = 3760 \text{ kgcm}$ ,

b) das Biegemoment  $A_w \cdot a_2 = 675 \cdot 9,4 = 6345 \text{ kgcm}$ .

Außerdem bedingt  $A_s$  ein Biegemoment:

c)  $A_s \cdot y$ , das im Wellenschenkel bei  $y = 0$  den Wert 0 hat und am Kurbelzapfen bei  $y = r$  auf die Größe  $A_s \cdot r = 400 \cdot 9 = 3600 \text{ kgcm}$  steigt.

Der Kurbelarm  $EF$  ist belastet durch:

a) Das Drehmoment  $A_s \cdot a_3 = 400 \cdot 20,6 = 8240 \text{ kgcm}$ ,

b) das Biegemoment  $A_w \cdot a_3 - P_1 \cdot c_1 = 675 \cdot 20,6 - 1000 \cdot 5,6 = 8305 \text{ kgcm}$ ,

c) wie Arm  $CD$  durch  $A_s \cdot y$ . Größter Wert am Kurbelzapfen:  $A_s \cdot r = 400 \cdot 9 = 3600 \text{ kgcm}$ . An den Kurbelarmen sind die Biegemomente durch wagrechte, die Drehmomente durch schräg gestrichelte Flächen hervorgehoben; sie können wegen des recht-eckigen Querschnittes der Arme nicht zu ideellen Momenten vereinigt werden.

2. In der Mittellage, die Abb. 1330 zeigt, werden sämtliche Teile der Welle in stärkerem Maße beansprucht als in der Totlage.

In der wagrechten Ebene bleiben zwar die durch  $P_1$  und  $P_2$  erzeugten Momente unverändert; dagegen wird die Wirkung des Schwungradgewichtes  $Q$  durch diejenige

der radial nach oben gerichteten Seitenkraft  $\frac{P_1}{5}$  verstärkt. An Stelle des Dreieckes  $A_1 B_2 G_1$  in Abb. 1329 tritt das Viereck  $A'_1 H_3 B'_2 G'_1$ . Dazu kommen noch die Drehmomente  $P_1 \cdot r = 1000 \cdot 9 = 9000 \text{ kgcm}$  im Schenkel  $FG$ , Fläche  $NORSTU$  und  $A'_w \cdot r = 675 \cdot 9 = 6075 \text{ kgcm}$  im Kurbelzapfen, Fläche  $JKLM$ .

Bei der Zusammensetzung der Biege- und Drehmomente werde  $\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 \cdot k_d} = \frac{400}{1,3 \cdot 600} = 0,51$  gesetzt, weil für die Beanspruchung auf Biegung wechselnde Kraftwirkung in Frage kommt, da die Kolbenkraft ihre Richtung in den Totpunkten plötzlich umkehrt, während für die Inanspruchnahme auf Drehung schwellende Belastung gilt. Dagegen ist das von der Riemenscheibe abzugebende Drehmoment zwar in den einzelnen Kurbelstellungen verschieden groß, hat aber stets denselben Sinn. Die damit erhaltene Linie  $A'_1 H_4 B_4 G_4 U$  der ideellen Momente ergibt, daß der Querschnitt  $B$  die größte Beanspruchung durch  $M_i = 13600 \text{ kgcm}$  in Höhe von:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{32 \cdot 13600}{\pi \cdot 7^3} = 404 \text{ kg/cm}^2$$

erleidet. Der größte Auflagedruck entsteht im Lager  $B$ , und zwar wenn  $P_1$  mit dem durch den Riemen erzeugten Achsdruck gleichgerichtet ist, wenn also die Kurbel unten steht. Dann wird der Druck in wagrechter Richtung:

$$B'_w = \frac{P_1 \cdot a_1 + P_2 \cdot (l + b_2)}{l} = \frac{1000 \cdot 15 + 350 \cdot 45}{30} = 1025 \text{ kg},$$

der mit dem senkrechten Druck:

$$B'_s = \frac{Q(l + b_2) - (P_1/5) \cdot a_1}{l} = \frac{800 \cdot 45 - 200 \cdot 15}{30} = 1100 \text{ kg}$$

zusammengesetzt:

$$B_{\max} = \sqrt{(B'_w)^2 + (B'_s)^2} = \sqrt{1025^2 + 1100^2} = 1500 \text{ kg}$$

und bei  $l_2 = 14 \text{ cm}$  Lagerlänge:

$$p = \frac{B_{\max}}{d \cdot l_2} = \frac{1500}{7 \cdot 14} = 15,3 \text{ kg/cm}^2$$

Flächendruck gibt, der noch zulässig ist.



An dem  $l_1 = 64$  mm breiten Kurbelzapfen hat der Flächendruck den niedrigen Wert:

$$p = \frac{P_1}{d \cdot l_1} = \frac{1000}{7 \cdot 6,4} = 22,3 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Kurbelarme werden in der Mittelstellung durch das Hinzutreten der Kraft  $\frac{P_1}{5}$  etwas höher auf Biegung beansprucht.  $CD$  hat auszuhalten:

a) das Drehmoment  $A'_w a_2 = A_w \cdot a_2 = 675 \cdot 9,4 = 6345$  kgcm,

b) das Biegemoment

$$A'_s \cdot a_2 = \left( \frac{Q \cdot b_2}{l} + \frac{P_1}{5} \cdot \frac{b_1}{l} \right) \cdot a_2 = \left( \frac{800 \cdot 15}{30} + \frac{1000}{5} \cdot \frac{15}{30} \right) \cdot 9,4 = 4700 \text{ kgcm},$$

c) das Biegemoment  $A'_w \cdot y$ , das seinen größten Wert am Kurbelzapfen  $A'_w \cdot r = A_w \cdot r = 675 \cdot 9 = 6075$  kgcm annimmt.

$EF$  ist belastet durch:

a) das Drehmoment  $A'_w \cdot a_3 - P_1 c_1 = 675 \cdot 20,6 - 1000 \cdot 5,6 = 8305$  kgcm,

b) das Biegemoment

$$A'_s \cdot a_3 - \frac{P_1}{5} \cdot c_1 = \left( \frac{Q \cdot b_2}{l} + \frac{P_1}{5} \cdot \frac{b_1}{l} \right) a_3 - \frac{P_1}{5} c_1 = \left( \frac{800 \cdot 15}{30} + \frac{1000}{5} \cdot \frac{15}{30} \right) 20,6 - \frac{1000}{5} \cdot 5,6 = 9180 \text{ kgcm},$$

c) das Biegemoment  $P_1 (r - y) - A'_w \cdot y$ , das am Wellenzapfen wegen  $y = 0$

$$P_1 \cdot r = 1000 \cdot 9 = 9000 \text{ kgcm}, \text{ am Kurbelzapfen wegen } y = r$$

$$A'_w \cdot r = 675 \cdot 9 = 6075 \text{ kgcm} \text{ beträgt.}$$

Am stärksten ist der Arm  $EF$  beansprucht; längs der Mitten der langen Seiten wird:

$$\tau_a = \frac{9 M_D}{2 b^2 \cdot h} = \frac{9 \cdot 8305}{2 \cdot 4,8^2 \cdot 8} = 203 \text{ kg/cm}^2,$$

auf den langen Seiten:

$$\sigma'_b = \frac{6 M'_b}{h \cdot b^2} = \frac{6 \cdot 9180}{8 \cdot 4,8^2} = 299 \text{ kg/cm}^2$$

und am Wellenzapfen durch das unter c) angeführte Moment auf den kurzen Seiten:

$$\sigma''_b = \frac{6 M''_b}{b h^2} = \frac{6 \cdot 9000}{4,8 \cdot 8^2} = 176 \text{ kg/cm}^2.$$

An zwei Kurbelarmkanten summieren sich  $\sigma'_b$  und  $\sigma''_b$  und geben eine höchste Beanspruchung auf Biegung von  $\sigma_b = 475$  kg/cm<sup>2</sup>. Die Zusammensetzung der Biege- mit den Drehspannungen müßte nach dem auf Seite 766 beschriebenen Verfahren erfolgen. Freilich wird die Ausbildung der rechnermäßigen Spannungen durch die Wellenschenkel und den Kurbelzapfen gestört; immerhin deutet auch die Rechnung darauf hin, daß bei  $F$  am Übergang des Kurbelarmes zum Wellenschenkel ein gefährlicher Querschnitt vorhanden ist.

## V. Berechnung statisch unbestimmter Achsen und Wellen.

Das im folgenden an erster Stelle beschriebene Verfahren setzt voraus, daß Form und Abmessungen der zu untersuchenden Teile gegeben sind, ist also eine Nachrechnung. Bei der Gestaltung neuer Wellen muß man, ausgehend von den vielfach durch den Bau der Maschine gegebenen Lagerentfernungen, den Wellendurchmesser schätzen oder zunächst nach einem Näherungsverfahren bestimmen, dann die Untersuchung an Hand eines maßstäblichen Entwurfs durchführen und, wenn nötig, Abänderungen treffen.

### A. Berechnung gerader Achsen und Wellen.

Denkt man sich an einer durch beliebige Kräfte belasteten, in drei Lagern getragenen Welle, Abb. 1331, die mittlere Unterstützung weggenommen, so wird dort eine Durch-



Biegung  $\delta$  eintreten, Abb. 1332, welche zu verhindern, Zweck des dritten Lagers ist. Die in ihm wirkende Kraft  $C$  muß so groß sein, daß jene Durchbiegung verschwindet und die Welle an der Stelle wieder auf ihre frühere Höhe gehoben wird, Abb. 1333.

Um  $C$  zu ermitteln, untersuchen wir zunächst die Wirkung einer an seiner Statt angebrachten Einheitskraft  $P_0 = 1$  kg, Abb. 1334. An einer beliebigen Stelle in der Entfernung  $x$  vom Lager  $A$  ist die auftretende Durchbiegung durch die Gleichung (32):

$$\delta = \alpha \int \frac{M_x \cdot x \cdot dx}{J_x}$$

gegeben. Die bei der Ableitung derselben gemachte Voraussetzung, daß die Dehnungszahl  $\alpha$  unveränderlich sei, trifft für die allermeisten Wellen zu. Ausnahmen bilden nur

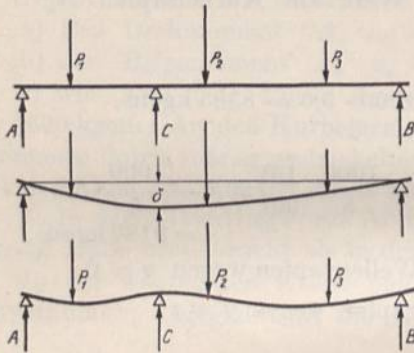


Abb. 1331 bis 1333. Einfach statisch unbestimmte Welle.

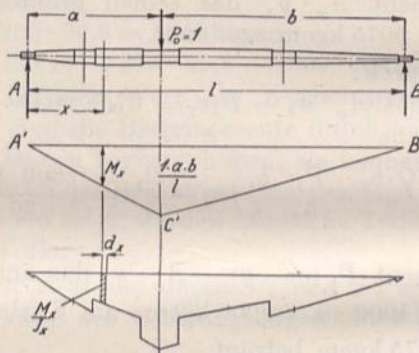


Abb. 1334 bis 1336. Belastungsschema, Momenten- und  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche.

gekröpfte Wellen mit gußeisernen Kurbelscheiben oder Armen. (Bemerkt sei ferner, daß man die auf S. 39 an einem Freitragler, Abb. 41, bewiesene Formel (32) auch auf an den Enden gestützte Wellen anwenden darf, weil diese aus je zwei

Freitragern zusammengesetzt gedacht werden können, die im Scheitel der elastischen Linie zusammenstoßen.)

Der Ausdruck für  $\delta$  läßt sich an der Momentenfläche  $A'B'C'$ , Abb. 1335, leicht deuten. Dividiert man die durch die Ordinaten dargestellten Biegemomente durch die zugehörigen Trägheitsmomente und trägt diese Werte auf, so erhält man die darunter gezeichnete  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche.  $\frac{M_x}{J_x} \cdot dx$  ist nun die gestrichelte Elementarfläche in der Ent-

fernung  $x$  vom linken Auflager,  $\frac{M_x}{J_x} \cdot x \cdot dx$  ihr statisches Moment in bezug auf denselben

Punkt. Um  $\delta = \alpha \int \frac{M_x \cdot x \cdot dx}{J_x}$  zu finden, braucht man also nur die Summe der statischen Momente der Elementarflächen zu bilden und sie mit  $\alpha$  zu multiplizieren. Zu dem Zwecke

teilt man die  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche in eine Anzahl kleiner Abschnitte, denkt sich deren Flächeninhalte als Kräfte in den Schwerpunkten vereinigt und zeichnet das zugehörige Kraft- und Seileck mit einer beliebigen Polweite auf. (Mohrsches Verfahren, bei dem die  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche

als Belastungsfläche des Balkens  $AB$  betrachtet wird.) Vgl. Beispiel 9. Das Seileck gibt ein Bild der auftretenden Durchbiegungen; es hüllt die elastische Linie oder Biegelinie ein. Sowohl die Längen- und Kräftemaßstäbe als auch die Polabstände können beliebig gewählt werden, da sie zur Ermittlung der Auflagerkräfte nicht nötig sind und nur bei der Berechnung der wirklichen Größe der Durchbiegung berücksichtigt werden müssen. Man wird sie so wählen, daß deutliche und übersichtliche Darstellungen, insbesondere genügend große Ordinaten der Biegelinien entstehen.

Beispiel 9. Die Achse Abb. 1337 soll untersucht werden. Wird an der Stelle des Lagers  $C$  eine Kraft  $P_0 = 1$  kg, Abb. 1338, angebracht, so erhält man die zugehörige Momentenfläche  $A'B'C'$ , Abb. 1340, durch Auftragen von:

Beispiel 9. Die Achse Abb. 1337 soll untersucht werden. Wird an der Stelle des Lagers  $C$  eine Kraft  $P_0 = 1$  kg, Abb. 1338, angebracht, so erhält man die zugehörige Momentenfläche  $A'B'C'$ , Abb. 1340, durch Auftragen von:



$$M_{b \max} = \frac{P_0 \cdot a \cdot b}{l} = \frac{1 \cdot 80 \cdot 80}{160} = 40 \text{ kgcm}$$

unter dem Angriffspunkte von  $P_0$  und durch Verbinden des Endpunktes  $C'$  mit  $A'$  und  $B'$  oder zeichnerisch in der auf S. 22 behandelten Weise. ( $H = 5 \text{ cm}$  und  $1 \text{ kg} = 2,5 \text{ cm}$

angenommen.) Die  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche ist der darunter gezeichnete Linienzug  $A''C''B''$ , Abb. 1341. Für Teile der Achse mit gleichem Trägheitsmoment  $J$ , z. B. für die drei Zapfen  $ABC$  von 75 mm Durchmesser, braucht man nur den Wert  $\frac{M_{b \max}}{J}$  senkrecht unter  $P_0$  aufzutragen und den Endpunkt  $C''$  mit  $A''$  und  $B''$  zu verbinden. Diese Geraden begrenzen die  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche unter

allen Stellen mit dem Trägheitsmoment  $J$ , weil ja  $M_x$  von  $C'$  nach  $A'$  und  $B'$  hin geradlinig bis auf Null abnimmt. In ähnlicher Weise findet man einzelne Punkte der Begrenzung der  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche für die kegeligen Teile der Achse. Man ermittelt  $\frac{M_{b \max}}{J_x}$

für bestimmte Durchmesser, z. B. 92,5 mm in der Mitte der kegeligen Flächen, trägt es unter  $P_0$  auf und bringt die Verbindungslinie des Endpunktes mit  $A''$  und  $B''$  zum Schnitt mit den Ordinaten, die dem betreffenden Durchmesser entsprechen, wie in der rechten Hälfte der Abb. 1341 angedeutet ist. Beim vorliegenden Beispiele genügt es,  $\frac{M_{b \max}}{J_x}$  für die nebenstehenden fünf Durchmesser zu ermitteln.

Die Aufzeichnung der  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche führt zwanglos zu ihrer Einteilung in die Einzelflächen 1 bis 14 mit folgenden Inhalten:  $f_1 = 0,029, f_2 = 0,189, f_3 = 0,306, f_4 = 0,348, f_5 = 0,263, f_6 = 0,410, f_7 = 0,745, f_8 = 0,745, f_9 = 0,678, f_{10} = 0,396, f_{11} = 0,278, f_{12} = 0,161, f_{13} = 0,107, f_{14} = 0,029 \text{ cm}^2$ . Sie sind im darunterstehenden, mit einer Polweite  $H = 5 \text{ cm}$  gezeichneten Kräfteck, Abb. 1342, aneinandergereiht.

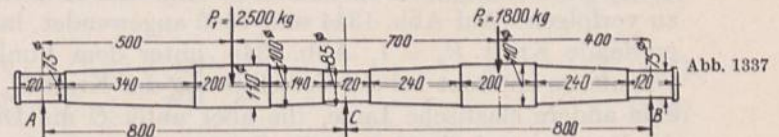


Abb. 1337

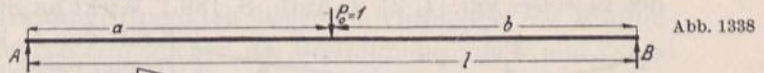


Abb. 1338

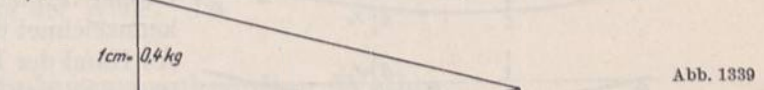


Abb. 1339



Abb. 1340

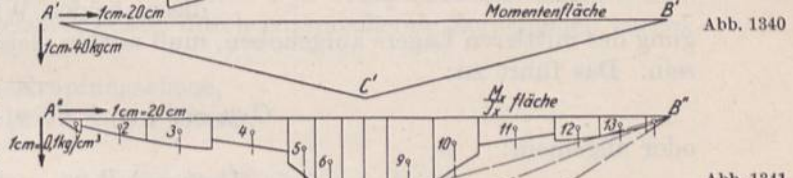


Abb. 1341

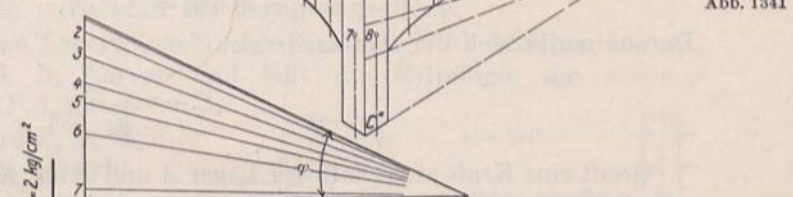


Abb. 1342

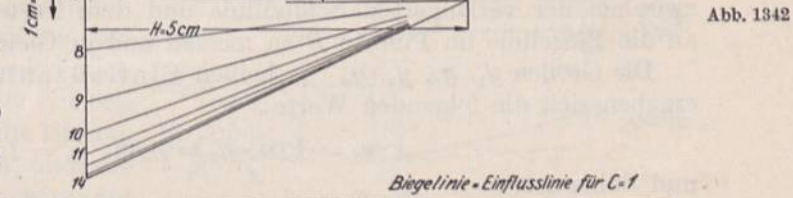


Abb. 1343

Abb. 1337 bis 1343. Beispiel 9. Ermittlung des statisch unbestimmten Auflagedrucks  $C$ . Längenmaßstab 1 : 20.

Durchmesser cm	$\frac{M_{b \max}}{J_x}$ in $\text{kg/cm}^3$
7,5	40
	$\frac{40}{155} = 0,258$
8,5	40
	$\frac{40}{256} = 0,156$
9,25	40
	$\frac{40}{361} = 0,111$
10,0	40
	$\frac{40}{491} = 0,0815$
11,0	40
	$\frac{40}{719} = 0,0556$



Schließlich schneiden sich im Seileck, Abb. 1343, das die gesuchte Biegelinie umhüllt, die zu den Polstrahlen parallelen Seillinien auf den Schwerlinien der Teilflächen  $f_1$  bis  $f_{14}$ .

Die Biegelinie für die Belastung im Punkte  $C$  ist nun nach dem Maxwell'schen Satze von der Gegenseitigkeit der Formänderungen zugleich Einflußlinie für den Auflagedruck  $C$ . Sie gestattet, den Einfluß irgendwelcher Belastungen auf die Größe von  $C$  zu verfolgen. Auf Abb. 1344 und 1345 angewendet, lautet der Satz: Wenn eine in  $C$  angreifende Kraft  $P_0 = 1$ , Abb. 1344, unter dem Punkte  $D$  eine Durchbiegung  $y_D$  hervorruft, so entsteht bei der Verschiebung der Kraft  $P_0$  in dem Punkt  $D$ , Abb. 1345, zwar eine andere elastische Linie, die aber unter  $C$  die Durchbiegung  $y_D$  aufweist. (Wegen des Beweises vgl. [I, 2], 3. Aufl., S. 180.)

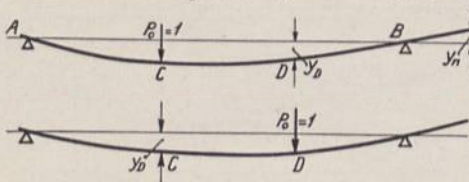


Abb. 1344 und 1345. Zur Erläuterung des Maxwell'schen Satzes.

Wirkt an Stelle der Kraft  $P_0 = 1$  eine beliebige Kraft von  $P_1$  kg im Punkte  $D$ , so wird sie eine ihrer Größe verhältnismäßige Durchbiegung in  $C$ , gekennzeichnet durch das Produkt  $P_1 \cdot y_D$ , erzeugen. An Hand der Biegelinie des Beispiels 9, Abb. 1343, läßt sich daher der Einfluß der Kraft  $P_1$ , die an der Achse, Abb. 1337, angreift, durch  $P_1 \cdot y_1$  und der von  $P_2$  durch  $P_2 \cdot y_2$  ausdrücken. Die Summe dieser beiden Wirkungen wird durch die Anbringung des mittleren Lagers aufgehoben, muß mithin gleich dem Einfluß des Lagerdrucks  $C$  sein. Das führt zu:

$$C \cdot y_c = P_1 \cdot y_1 + P_2 \cdot y_2$$

oder allgemein:

$$C \cdot y_c = \sum P \cdot y$$

Daraus ergibt sich der Auflagedruck:

$$C = \frac{\sum P \cdot y}{y_c} \tag{424}$$

Greift eine Kraft außerhalb der Lager  $A$  und  $B$  an, Abb. 1344, so ist die Senkrechte  $y_n$  zwischen der verlängerten Schlußlinie und dem letzten Seilstrahl oder der Tangente an die Biegelinie im Punkte  $B$  zu messen und in Gleichung (424) negativ einzuführen.

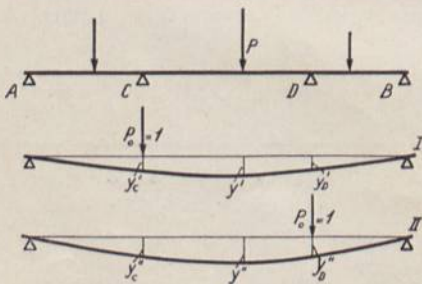
Die Größen  $y_1, y_2, y_c, y_n \dots$  heißen Einflußzahlen. Für das Beispiel, Abb. 1337, ergeben sich die folgenden Werte:

$$y_1 = 1,04, \quad y_2 = 0,89, \quad y_c = 1,38 \text{ cm},$$

und daher ist:

$$C = \frac{P_1 \cdot y_1 + P_2 \cdot y_2}{y_c} = \frac{2500 \cdot 1,04 + 1800 \cdot 0,89}{1,38} = 3050 \text{ kg}.$$

Ist  $C$  bekannt, so folgen  $A$  und  $B$  aus den Momentengleichungen:



$$A \cdot 160 - 2500 \cdot 110 + 3050 \cdot 80 - 1800 \cdot 40 = 0;$$

$$A = 644 \text{ kg}.$$

$$B \cdot 160 - 1800 \cdot 120 + 3050 \cdot 80 - 2500 \cdot 50 = 0;$$

$$B = 606 \text{ kg}.$$

Würde man dagegen den Auflagedruck  $C$  im mittleren Lager, wie vielfach üblich, in der Weise berechnen, daß man sich die Welle bei  $C$  durchschnitten denkt und die Einzeldrucke der beiden Stücke zusammensetzt, so erhalte man:

$$C' = \frac{2500 \cdot 50}{80} + \frac{1800 \cdot 40}{80} = 2463 \text{ kg},$$

also 19% zu wenig.



An Wellen in mehr als drei Lagern ermittelt man in der vorbeschriebenen Art für jede statisch nicht bestimmbare Größe je eine Einflußlinie. Diese liefern dann die nötigen Gleichungen zu deren Berechnung. Abb. 1346 zeigt eine vierfach gelagerte Welle. Denkt man sich die Lager *C* und *D* weggenommen, so kann man die Einflußlinien *I* und *II* für die zwei Fälle, daß die Kräfteinheit entweder in *C* oder in *D* angreift, aufzeichnen.

Aus *I* folgt:

$$C \cdot y'_C + D \cdot y'_D = \sum P \cdot y', \quad (425)$$

aus *II*:

$$C \cdot y''_C + D \cdot y''_D = \sum P \cdot y'', \quad (426)$$

wobei *y'* und *y''* die unter den Kraftangriffspunkten liegenden Ordinaten der Einflußlinien bedeuten. Die beiden Gleichungen ermöglichen die Bestimmung von *C* und *D* und damit auch die weitere Berechnung der Welle.

## B. Die Formänderung gekröpfter Wellen.

Bei der Untersuchung gekröpfter Wellen muß der Einfluß der Kurbelarme auf die Formänderung berücksichtigt werden. Dabei sind zwei Hauptfälle zu unterscheiden, auf welche sich alle sonstigen Belastungsfälle durch entsprechende Zerlegungen zurückführen lassen, nämlich:

1. die Kräfte wirken in der Kröpfungebene,
2. die Kräfte stehen senkrecht zu dieser Ebene.

### 1. Die Kräfte wirken in der Kröpfungebene.

Die an der Stelle des mittleren Lagers angebrachte Kraft *P*<sub>0</sub>, Abb. 1348, ruft in den Auflagern die Kräfte *A*<sub>0</sub> und *B*<sub>0</sub> hervor und läßt die Mittellinie die schematisch angedeutete Form *A*<sub>0</sub>*CDEFB*<sub>0</sub> unter Erhaltung der rechten Winkel bei *C*, *D*, *E* und *F* annehmen. Diese Gestalt entsteht durch zwei Arten von Formänderungen, durch die Durchbiegungen, welche der Kurbelzapfen und die Wellenschenkel erleiden und durch die Krümmung der Kurbelarme. Betrachten wir zunächst die letztere und nehmen dabei den Zapfen und die Wellenschenkel völlig starr an, so wirkt auf sämtliche Querschnitte ein und desselben Armes das gleiche Biegemoment, z. B. auf die des linken Armes das Moment *M*<sub>kl</sub> = *A*<sub>0</sub> · *a'*. Haben die Arme die übliche rechteckige Form, also in allen Querschnitten das gleiche Trägheitsmoment *J*<sub>k</sub>, so krümmen sie sich nach einem Kreisbogen mit dem Halbmesser:

$$\varrho = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{J_k}{M_{kl}} \quad (427)$$

bei einem Zentriwinkel  $\beta' = \frac{R}{\varrho}$ , wie Abb. 1348 zeigt. Dadurch wird der Stützpunkt *A*<sub>0</sub> um:

$$\delta' = \beta' \cdot a' = \alpha \cdot R \cdot \frac{M_{kl}}{J_k} \cdot a' \quad (428)$$

nach oben verschoben.

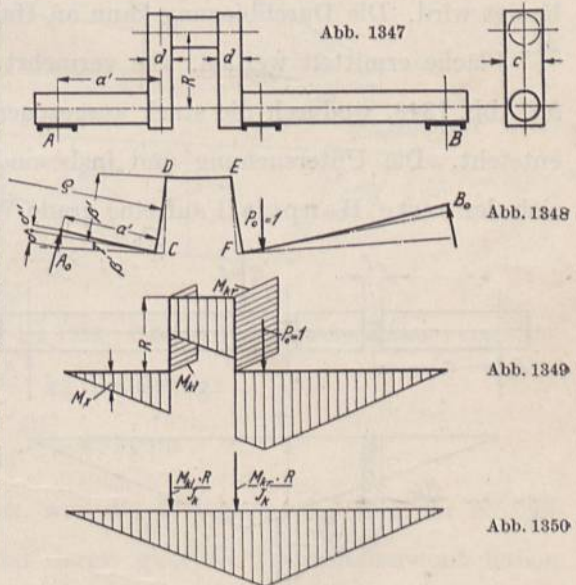


Abb. 1347 bis 1350. Zum ersten Hauptfall. Belastung der Kurbelwelle in der Kröpfungebene.



Diese Beziehung ermöglicht es, den Einfluß der Kurbelarme in der  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche durch Ersatzgrößen auszudrücken. Vergleicht man nämlich die Formel (428) mit der allgemeinen (32):

$$\delta = \alpha \int \frac{M_x \cdot x \cdot dx}{J_x},$$

so zeigt sich vollständige Übereinstimmung im Bau. An Stelle von  $x$  und  $J_x$  treten die konstanten Werte  $a'$  und  $J_k$ , womit:

$$\delta = \alpha \cdot \frac{a'}{J_k} \int M_x dx$$

geschrieben werden kann.  $\int M_x dx$  entspricht auch hier dem Inhalt einer Momentenfläche, z. B. am linken Kurbelarm dem Produkt aus dem dort wirksamen Momente  $M_{kl} = A_0 \cdot a'$  und der Länge des Kurbelarmes  $R$ , vgl. die perspektivische Skizze der Kurbelwelle 1349, in der die Flächen längs der beiden Kurbelarme angetragen sind. Ihre Inhalte, dividiert durch das Trägheitsmoment  $J_k$  des betreffenden Armes, also die Größen  $\frac{M_k \cdot R}{J_k}$  sind gleichwertig den Teilflächen der  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche. Durch sie kann mithin der Einfluß der Arme in der  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche dargestellt werden, wenn man sie am Sitz der Kurbelarme anbringt, Abb. 1350.

Die weiteren Formänderungen, die Durchbiegungen des Kurbelzapfens und der Wellenschenkel ergeben sich, wenn man nunmehr die Kurbelarme starr annimmt, ebenso groß, wie die einer geraden Welle, welche durch Verschieben des Kurbelzapfens in die Wellenachse entsteht. Denn die Momente und Beanspruchungen sind in beiden Fällen genau die gleichen, sofern der sehr geringe Einfluß der Spreizung der Arme vernachlässigt wird. Die Durchbiegung kann an Hand der in Abb. 1350 senkrecht gestrichelten  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche ermittelt werden. Sie vermehrt die Verschiebung des Stützpunktes  $A_0$  um  $\delta'$ , Abb. 1348, wodurch die stark ausgezogene Form der elastischen Linie  $A_0 C D E F B_0$  entsteht. Die Untersuchung und insbesondere die  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche, Abb. 1350, zeigen, daß sich der erste Hauptfall auf eine grade Welle zurückführen läßt, bei der die Kurbel-

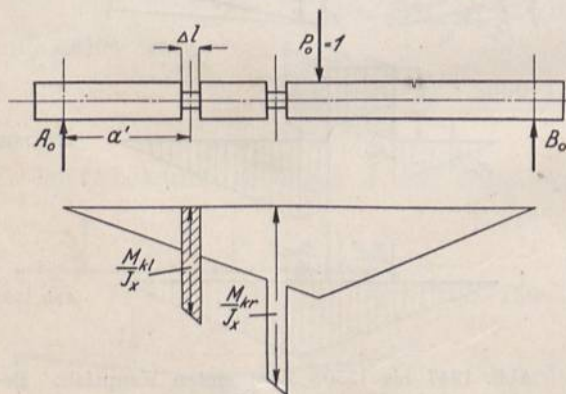


Abb. 1351 und 1352. Ersatz der Kurbelarme durch eine Eindrehung (Pfleiderer).

auf die Größe der Auflagedrucke hat, wurde sie bei den folgenden Ausführungen vernachlässigt. Wohl aber kann es zweckmäßig sein, sie bei der Ermittlung der tatsächlichen Formänderungen (Abschnitt C) anzubringen.

Pfleiderer weist darauf hin, daß die Kurbelarme sehr elastische Teile sind und denkt sie sich durch je ein nachgiebiges Wellenstück von geringem Durchmesser und der

arme durch die Ersatzgrößen  $\frac{M_{kl} \cdot R}{J_k}$  und  $\frac{M_{kr} \cdot R}{J_k}$  berücksichtigt sind.

Die im vorstehenden benutzten Formänderungen fallen wegen der geringen Nachgiebigkeit der Kröpfungssecken, die durch weiteren anschließenden Werkstoff verstärkt werden, etwas zu groß aus. Man kann dem dadurch Rechnung tragen, daß man die Länge der Kurbelarme, des Kurbelzapfens und der Achschenkel nicht in voller Größe einsetzt, vgl. E. Meyer (XVIII, 15). Da aber diese Berichtigung nur geringen Einfluß



Länge  $\Delta l$ , Abb. 1351, ersetzt und den Kurbelzapfen in die Mittellinie der Welle verschoben. Die Abmessungen der Einschnürungen müssen so gewählt werden, daß die gleiche Durchbiegung wie infolge der Krümmung der Kurbelarme entsteht. In der  $\frac{M_w}{J_w}$ -Fläche würde

der linken Eindrehung die gestrichelte Fläche  $\frac{M_{kl}}{J_w} \cdot \Delta l$  entsprechen, und damit wäre

der Beitrag zur Durchbiegung  $\delta_{kl}$ , den diese Eindrehung liefert, das statische Moment der genannten Fläche in bezug auf  $A_0$ :

$$\delta_{kl} = \alpha \cdot \frac{M_{kl}}{J_w} \cdot \Delta l \cdot a'.$$

Da andererseits, wie oben entwickelt wurde:

$$\delta_{kl} = \alpha \cdot R \cdot \frac{M_{kl}}{J_k} \cdot a'$$

ist, so folgt:

$$\frac{M_{kl}}{J_w} \Delta l = R \cdot \frac{M_{kl}}{J_k}. \quad (429)$$

Der Ausdruck auf der rechten Seite ist unabhängig von  $\Delta l$ ; läßt man dieses unendlich klein werden, so entsteht eine durchlaufende Welle ohne Kröpfung.

Die zugehörige  $\frac{M_w}{J_w}$ -Fläche ist ein Dreieck mit den Ersatzgrößen  $R \cdot \frac{M_k}{J_k}$  am Sitz der Arme.

Beispiel 10. An der in Abb. 1353 dargestellten Kurbelwelle soll die Größe von  $C$  ermittelt werden.

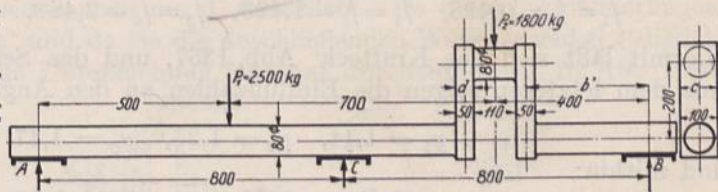


Abb. 1353

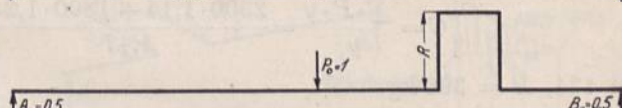


Abb. 1354

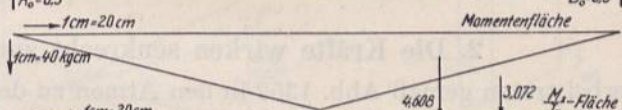


Abb. 1355



Abb. 1356

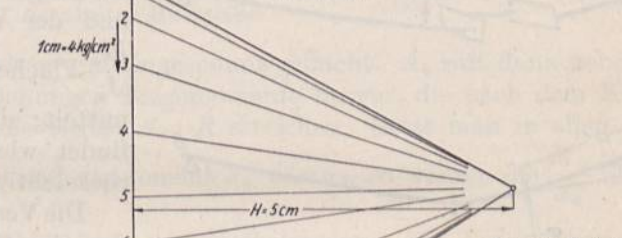


Abb. 1357

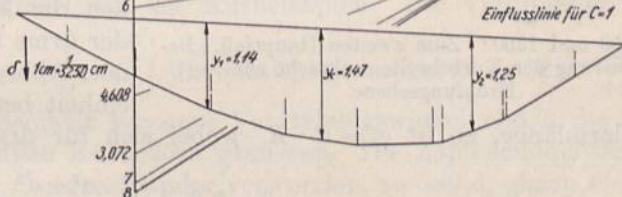


Abb. 1358

Abb. 1353 bis 1358. Beispiel 10. Längenmaßstab 1 : 20.

Biegemoment an der Stelle  $C$  bei  $P_0 = 1$  kg Belastung:

$$M_{\max} = \frac{1 \cdot 80 \cdot 80}{160} = 40 \text{ kgcm}.$$

Die  $\frac{M_w}{J_w}$ -Fläche, Abb. 1356, wird ein Dreieck, weil die Wellenschenkel und der Kurbelzapfen durchweg gleichen Durchmesser und damit gleiches Trägheitsmoment haben. Ihre Ordinate unter  $P_0$  ist:

$$\frac{M_{\max}}{J_w} = \frac{40}{\frac{\pi}{64} \cdot 8^4} = 0,199 \text{ kg/cm}^3.$$

Ersatzgröße für den rechten Kurbelarm:

$$R \cdot \frac{M_{kr}}{J_k} = \frac{R \cdot B_0 \cdot b'}{c \cdot d^3} = \frac{20 \cdot 0,5 \cdot 32}{10 \cdot 5^3} \cdot 12 = 3,072 \text{ kg/cm}^2.$$



Ersatzgröße für den linken Kurbelarm:

$$R \cdot \frac{M_{kl}}{J_k} = \frac{R \cdot B_0 (b' + 16) \cdot 12}{c \cdot d^3} = \frac{20 \cdot 0,5 \cdot 48 \cdot 12}{10 \cdot 5^3} = 4,608 \text{ kg/cm}^2.$$

Inhalte der  $\frac{M_x}{J_x}$ -Teilflächen (Abb. 1356):

$$f_1 = f_8 = 0,498, \quad f_2 = f_7 = 1,493, \quad f_3 = f_6 = 2,488, \quad f_4 = f_5 = 3,483 \text{ kg/cm}^2.$$

Hiermit läßt sich das Krafteck, Abb. 1357, und das Seileck, Abb. 1358, aufzeichnen: Aus dem letzteren folgen die Einflußzahlen an den Angriffstellen von  $P_1$ ,  $P_2$  und  $C$ :

$$y_1 = 1,14, \quad y_2 = 1,25, \quad y_c = 1,47$$

und mithin:

$$C = \frac{\sum P \cdot y}{y_c} = \frac{2500 \cdot 1,14 + 1800 \cdot 1,25}{1,47} = 3470 \text{ kg.}$$

$A$  wird 434,  $B$  = 396 kg.

### 2. Die Kräfte wirken senkrecht zur Kurbelebene.

Hierbei treten gemäß Abb. 1359 in den Armen zu den Beanspruchungen auf Biegung solche auf Drehung, und diese verstärken durch Verwindung der Arme die Formänderung der Welle. Die Formänderungen durch die Biegebeanspruchung des Kurbelzapfens und der Wellenschenkel werden aus der  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche in schon bekannter Weise ermittelt; die Verdrehung der Kurbelarme findet wiederum durch Ersatzgrößen Berücksichtigung.

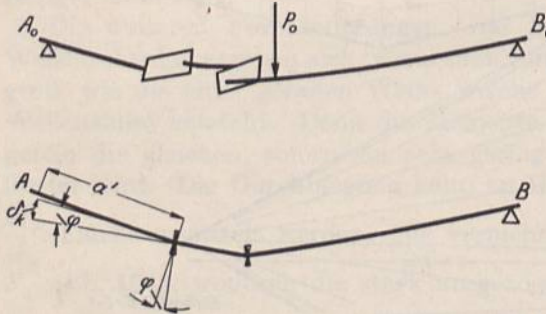


Abb. 1359 und 1360. Zum zweiten Hauptfall. Belastung der Kurbelwelle senkrecht zur Kröpfungsebene.

Die Verwindung sei durch den Winkel  $\vartheta$ , den die Mittellinien der Endquerschnitte der Arme miteinander bilden, gekennzeichnet, Abb. 1360. Ist  $\vartheta$  der auf die Längeneinheit bezogene Verdrehungswinkel,  $R$  die

Kurbelarmlänge, so ist  $\varphi = \vartheta \cdot R$ , wobei sich für den rechteckigen Querschnitt aus:

$$\vartheta = 3,6 \cdot \beta \cdot M_d \cdot \frac{c^2 + d^2}{c^3 \cdot d^3}$$

ergibt, wenn  $M_d$  das Drehmoment, das den Kurbelarm beansprucht,

$\beta$  die Schubzahl,

$c$  und  $d$  die Seitenlängen des rechteckigen Querschnitts

der Arme sind. (Vgl. Zusammenstellung 9, S. 43, lfd. Nr. 5.)

Um eine Beziehung zwischen den Formänderungen und den Ersatzgrößen zu finden, benutzt man die Verschiebung  $\delta_k$ , die das Auflager  $A$  nach Abb. 1360 erfährt. Es ist:

$$\delta_k = \varphi \cdot a' = \vartheta \cdot R \cdot a'.$$

Denkt man sie wiederum durch eine Eindrehung der Welle nach Abb. 1351 erzeugt, so muß:

$$\alpha \cdot \frac{M_x}{J_x} \cdot \Delta l \cdot a' = \vartheta \cdot R \cdot a'$$

oder

$$\frac{M_x}{J_x} \cdot \Delta l = \frac{\vartheta \cdot R}{\alpha} \tag{430}$$

sein.



Die Ersatzgröße  $\frac{\vartheta \cdot R}{\alpha}$  kann, als Einzelbelastung aufgefaßt, in die  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche eingeführt werden.

Unberücksichtigt blieben im vorstehenden die in Abb. 1361 veranschaulichten, übrigens geringen und meist zu vernachlässigenden Durchbiegungen der Kurbelarme  $\delta_3$  und  $\delta_4$  infolge der Inanspruchnahme auf Biegung, sowie die Verdrehung des Kurbelzapfens, welche den Wellenschenkel noch um  $\delta_z$  verschiebt. Da diese Formänderungen nur an der Kröpfung entstehen, und da sie die anschließenden Wellenschenkel lediglich parallel verschieben, so ist die Untersuchung getrennt durchzuführen. In Abb. 1361

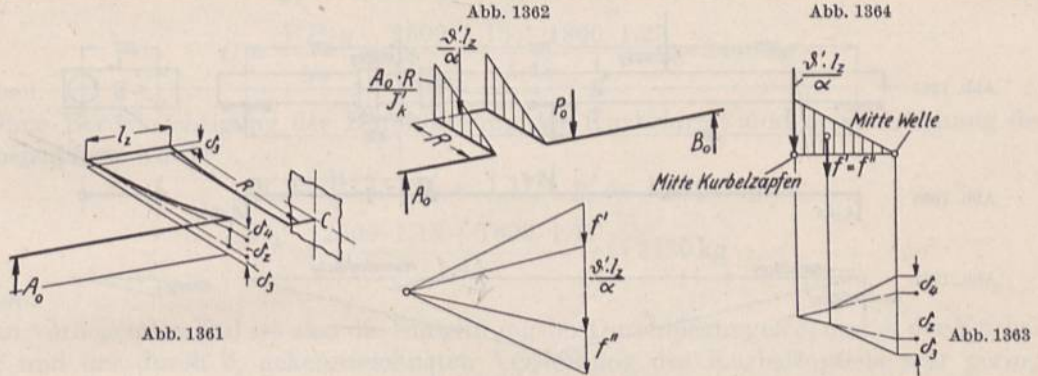


Abb. 1361 bis 1364. Einfluß der Durchbiegung der Kurbelarme und der Verdrehung des Kurbelzapfens im zweiten Hauptfalle.

ist die Welle im Lager  $C$  festgehalten und eingespannt gedacht.  $A_0$  ruft dann neben den schon behandelten Drehbeanspruchungen Biegemomente hervor, die nach dem Kurbelzapfen hin zunehmen und dort die Größe  $A_0 \cdot R$  erreichen. Setzt man in allen Querschnitten der Arme das gleiche Trägheitsmoment  $J'_k$  voraus, so werden die  $\frac{M_x}{J_x}$ -Flächen

Dreiecke mit der Seite  $\frac{A_0 \cdot R}{J'_k}$ , Abb. 1362, am Kurbelzapfen. Die Verdrehung dieses Zapfens wird durch eine Ersatzgröße  $\frac{1}{\alpha} \cdot \vartheta' \cdot l_z$  berücksichtigt, wobei  $\vartheta' = 32 \beta \cdot \frac{M_a}{\pi d_1^4}$  mit  $M_a = A_0 \cdot R$  der auf die Längeneinheit bezogene Verdrehungswinkel und  $l_z$  die Länge des Zapfens ist, von Mitte bis Mitte Kurbelarm gemessen. Die Zapfenendquerschnitte sind nämlich um den Winkel  $\vartheta' \cdot l_z$  gegeneinander verwunden, so daß  $\delta_z$  gleich  $\vartheta' \cdot l_z \cdot R$  wird. Setzt man wiederum:

$$\alpha \cdot \frac{M_x}{J_x} \cdot \Delta l \cdot R = \vartheta' \cdot l_z \cdot R,$$

so folgt als Ersatzgröße:

$$\frac{M_x}{J_x} \cdot \Delta l = \frac{1}{\alpha} \cdot \vartheta' \cdot l_z. \tag{431}$$

In der Seitenansicht der Kröpfung, Abb. 1364, decken sich die beiden gleich großen Dreiecke der  $\frac{M_x}{J_x}$ -Flächen. Werden ihre Inhalte und die Ersatzgrößen im Kraffteck, das mit dem gleichen Polabstand wie das Kraffteck der Hauptuntersuchung aufgezeichnet werden muß, aneinander gereiht, so liefert das zugehörige Seileck, Abb. 1363, die gesuchten Verschiebungen  $\delta_3$ ,  $\delta_4$  und  $\delta_z$ , um welche die Wellenschenkel gegeneinander versetzt sind. Der Polabstand wurde in Abb. 1363 der Deutlichkeit halber sehr klein gewählt.

Beispiel 11. Wie ändert sich  $C$ , wenn die im vorigen Beispiel untersuchte Kurbelwelle um  $90^\circ$  gedreht wird, Abb. 1365 bis 1370.

Die Momenten- und die  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche bleiben unverändert, Abb. 1367 und 1368.



Ersatzgröße für den linken Kurbelarm:

$$\frac{\vartheta_l \cdot R}{\alpha} = 3,6 \cdot \frac{\beta}{\alpha} \cdot B_0 \cdot b'' \cdot \frac{c^2 + d^2}{c^3 \cdot d^3} \cdot R = 3,6 \cdot \frac{2100000}{850000} \cdot 0,5 \cdot 48 \cdot \frac{5^2 + 10^2}{5^3 \cdot 10^3} \cdot 20 = 4,270 \text{ kg/cm}^2.$$

Ersatzgröße für den rechten Kurbelarm:

$$\frac{\vartheta_r \cdot R}{\alpha} = 3,6 \cdot \frac{2100000}{850000} \cdot 0,5 \cdot 32 \cdot \frac{5^2 + 10^2}{5^3 \cdot 10^3} \cdot 20 = 2,850 \text{ kg/cm}^2.$$

Mit denselben kann das Hauptkrafteck, Abb. 1369 und die zugehörige ausgezogene Einflußlinie Abb. 1370 gezeichnet werden.

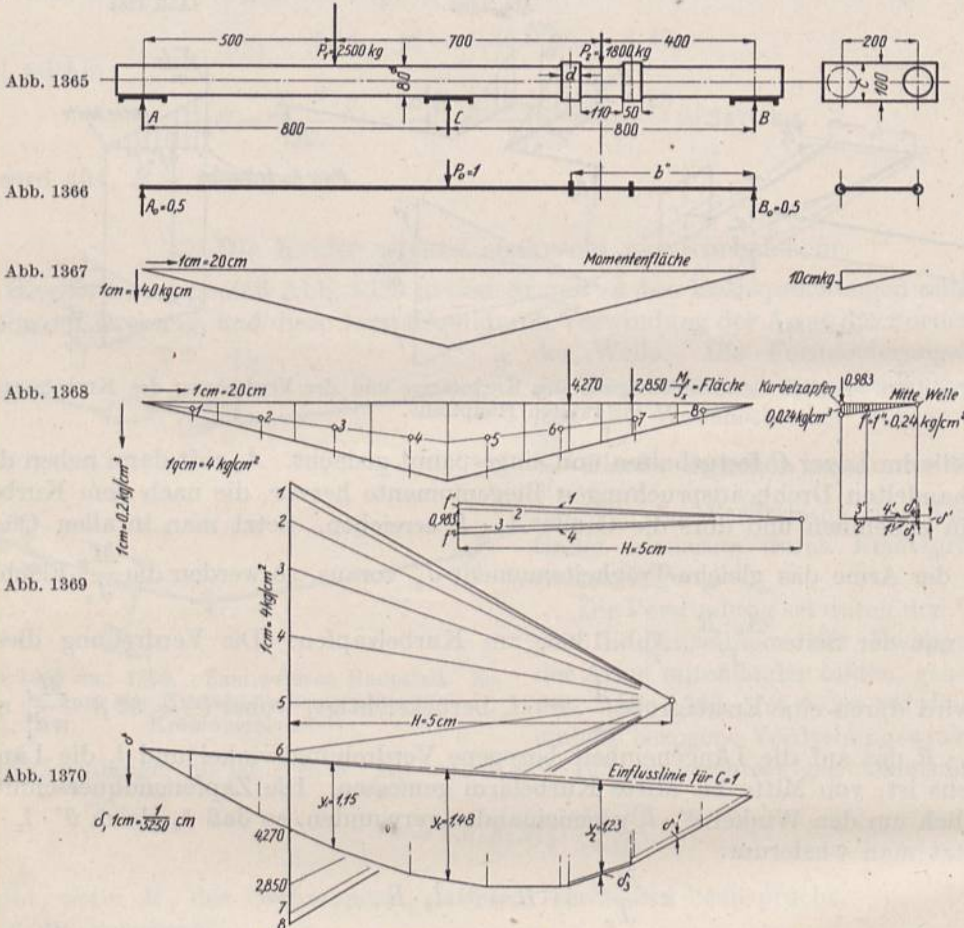


Abb. 1365 bis 1370. Beispiel 11. Längenmaßstab 1 : 20.

Wirkung der Durchbiegung der Kurbelarme:

Biegemoment am Kurbelarm:  $B_0 \cdot R = 0,5 \cdot 20 = 10 \text{ kgcm}.$

Der Inhalt der dreieckigen Belastungsflächen der Kurbelarme von:

$$\frac{B_0 \cdot R}{J_k} = \frac{12 \cdot B_0 \cdot R}{d \cdot c^3} = \frac{12 \cdot 10}{5 \cdot 10^3} = 0,024 \text{ kg/cm}^3$$

Höhe ist:

$$f' = f'' = \frac{0,024 \cdot 20}{2} = 0,24 \text{ kg/cm}^2.$$

Wirkung der Verdrehung des Kurbelzapfens vom Durchmesser  $d_1 = 8 \text{ cm}$  und der Länge  $l_z = 11 + 5 = 16 \text{ cm}$ :

$$\frac{1}{\alpha} \cdot \vartheta' \cdot l_z = 32 \cdot \frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{B_0 \cdot R}{\pi d_1^4} \cdot l_z = 32 \cdot \frac{2100000}{850000} \cdot \frac{0,5 \cdot 20}{\pi \cdot 8^4} \cdot 16 = 0,983 \text{ kg/cm}^2.$$



$f'$ , 0,983 und  $f''$  sind in dem Nebenkrafteck aneinandergereiht und die Polstrahlen sowie das zugehörige Seileck unter dem Seitenriß des Kurbelarms mit der gleichen Polweite wie das Hauptteck gezeichnet. Verlängert man die Seilstrahlen 2' und 3' bis zum Schnitt mit der Mittellinie der Welle, so findet man die Einzelwerte von  $\delta_3$ ,  $\delta_2$  und  $\delta_4$ . Um  $\delta_3$  springt der Linienzug der Einflußlinie, Abb. 1370, unter dem linken Kurbelarm, um  $\delta_2 + \delta_4$  unter dem rechten nach oben, so daß er seitlich des rechten Arms um die Summe  $\delta'$  der ermittelten Durchbiegungen verschoben werden muß, wie gestrichelt gezeichnet. Die neue Schlußlinie führt zu den Einflußzahlen:

$$y_1 = 1,15, \quad y_2 = 1,23, \quad y_c = 1,48,$$

die:

$$C = \frac{\sum P \cdot y}{y_c} = \frac{2500 \cdot 1,15 + 1800 \cdot 1,23}{1,48} = 3440 \text{ kg}$$

ergeben.

Ohne Berücksichtigung der Durchbiegung der Kurbelarme und der Verdrehung des Kurbelzapfens würde:

$$y'_1 = 1,13, \quad y'_2 = 1,17, \quad y'_c = 1,44,$$

und

$$C' = \frac{2500 \cdot 1,13 + 1800 \cdot 1,17}{1,44} = 3430 \text{ kg}$$

werden.

Im vorliegenden Fall ist also die Einwirkung der Durchbiegungen  $\delta_3$  und  $\delta_4$  der Kurbelarme und der durch  $\delta_2$  gekennzeichneten Verdrehung des Kurbelzapfens sehr gering.

### 3. Die Kräfte stehen schief zur Kurbelebene.

Der Fall läßt sich auf die zwei erörterten Hauptfälle zurückführen, wenn man die Kräfte in Richtung der Kurbelebene und senkrecht dazu zerlegt. Die Einflußlinien in den beiden Ebenen liefern die Seitenkräfte der Auflagedrucke und damit die zur weiteren Berechnung nötigen Größen.

Manchmal kommt es vor, daß sämtliche äußeren Kräfte zwar schief zur Kurbelebene, aber parallel zueinander gerichtet sind. Wenn der Einfluß der endlichen Länge der Schubstangen vernachlässigt wird, trifft das z. B. für stehende Maschinen zu, die unmittelbar mit einer Dynamomaschine oder stehenden Arbeitsmaschine gekuppelt sind. Dann kommt man annähernd, aber genügend genau mit den Einflußlinien in der betreffenden Ebene aus, weil die Drucke in den Lagern ebenfalls parallel zu den äußeren Kräften gerichtet sein müssen. Die Linien findet man folgendermaßen:

In Abb. 1371 stehe die Kurbel unter einem Winkel  $\varphi$  gegen die Kraftebene geneigt. Die äußere Kraft  $P$  sei in ihre Seitenkräfte  $P \cdot \cos \varphi$  in der Kurbelebene und  $P \cdot \sin \varphi$  senkrecht dazu zerlegt. Ruft  $P \cdot \cos \varphi$  an einer beliebigen Stelle die Durchbiegung  $\delta_1$  in der Kurbelebene hervor, so kommt in senkrechter Richtung nur der Anteil  $\delta_1 \cdot \cos \varphi$  in Betracht, den man sich aber auch durch eine in der senkrechten Ebene wirkende Kraft  $P \cos \varphi \cdot \cos \varphi = P \cdot \cos^2 \varphi$  erzeugt denken kann. Als Ersatzgröße für einen der Kurbelarme ist sinngemäß:

$$\frac{R \cdot M_k \cdot \cos^2 \varphi}{J_k}$$

einzuführen, wenn  $M_k$  das volle, an der Ansatzstelle des Armes hervorgerufene Biegemoment ist. Unter den Verhältnissen der Abb. 1371 ist z. B. für den linken Kurbelarm  $M_k = A \cdot a'$ .

Die Seitenkraft  $P \cdot \sin \varphi$  senkrecht zur Kurbelebene entspricht in ihrer Wirkung dem zweiten Hauptfalle. Die in einem beliebigen Punkte entstehende, normal zur Kurbelebene gerichtete Durchbiegung  $\delta_2$  liefert in senkrechter Richtung den Betrag  $\delta_2 \cdot \sin \varphi$ .

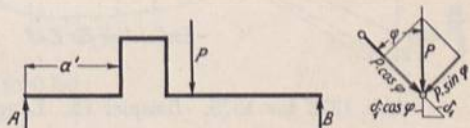


Abb. 1371. Wirkung schief zur Kurbelebene gerichteter Belastung.



Mithin ist der Verdrehungswinkel der Kurbelarme aus:

$$\vartheta = 3,6 \beta \cdot M_a \cdot \sin \varphi \cdot \frac{c^2 + d^2}{c^3 \cdot d^3}$$

und die Ersatzgröße für den Kurbelarm aus:

$$\frac{1}{\alpha} \cdot \vartheta \cdot R \cdot \sin \varphi$$

zu berechnen, wobei das Drehmoment  $M_a$  im Falle der Abb. 1371 am linken Kurbelarm gleich  $A \cdot \sin \varphi \cdot a'$  ist.

Auch bei der Untersuchung der Wirkung der Durchbiegung der Kurbelarme und der Verwindung des Kurbelzapfens durch  $P \cdot \sin \varphi$  darf man nur die Vertikalkomponente von  $\delta' = \delta_3 + \delta_x + \delta_4$ , also  $\delta' \cdot \sin \varphi$  berücksichtigen.

Beispiel 12. Die Welle aus Beispiel 10 stehe unter  $45^\circ$  geneigt gegen die Kräftebene, Abb. 1372 bis 1375.

Momenten- und  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche, Abb. 1373, wie im Beispiel 10.

a) Wirkung von  $P_0 \cdot \cos \varphi$ . Ersatzgröße für den linken Kurbelarm:

$$\begin{aligned} & \frac{R \cdot M_{ki} \cdot \cos^2 \varphi}{J_k} \\ &= \frac{12 \cdot R \cdot B_0 \cdot b'' \cdot \cos^2 \varphi}{c \cdot d^3} \\ &= \frac{12 \cdot 20 \cdot 0,5 \cdot 48 \cdot 0,707^2}{10 \cdot 5^3} \\ &= 2,304 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Ersatzgröße für den rechten Kurbelarm:

$$\frac{R \cdot M_{kr} \cdot \cos^2 \varphi}{J_k} = \frac{12 \cdot 20 \cdot 0,5 \cdot 32 \cdot 0,707^2}{10 \cdot 5^3} = 1,536 \text{ kg/cm}^2.$$

b) Wirkung von  $P_0 \cdot \sin \varphi$ . Ersatzgröße für den linken Kurbelarm:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\alpha} \cdot \vartheta_l \cdot R \cdot \sin \varphi &= 3,6 \cdot \frac{\beta}{\alpha} \cdot B_0 \cdot b'' \cdot R \cdot \sin^2 \varphi \cdot \frac{c^2 + d^2}{c^3 \cdot d^3} \\ &= 3,6 \cdot \frac{2100000}{850000} \cdot 0,5 \cdot 48 \cdot 20 \cdot 0,707^2 \cdot \frac{5^2 + 10^2}{5^3 \cdot 10^3} = 2,134 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Ersatzgröße für den rechten Kurbelarm:

$$\frac{1}{\alpha} \cdot \vartheta_r \cdot R \cdot \sin \varphi = 3,6 \cdot \frac{2100000}{850000} \cdot 0,5 \cdot 32 \cdot 20 \cdot 0,707^2 \cdot \frac{5^2 + 10^2}{5^3 \cdot 10^3} = 1,423 \text{ kg/cm}^2.$$

Zusammen mit der  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche ist nun die Belastung zur Aufzeichnung der Biegelinie gegeben (Abb. 1374 und 1375).

Formänderung der Kröpfung durch  $P \cdot \sin \varphi$  infolge Durchbiegung der Kurbelarme und Verdrehung des Zapfens.

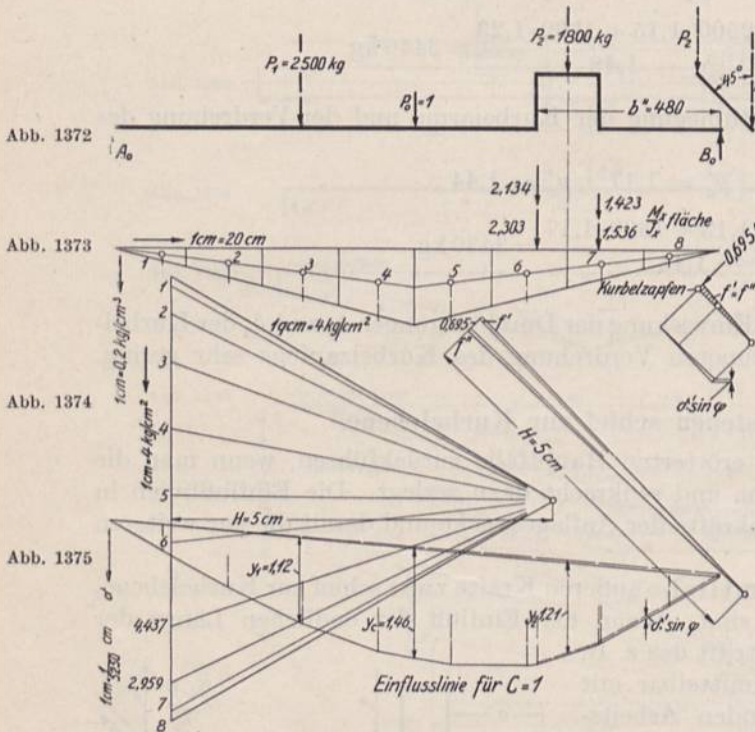


Abb. 1372 bis 1375. Beispiel 12. Längenmaßstab 1:20.



c) Wirkung der Durchbiegung der Kurbelarme am Kurbelzapfenende:

$$\frac{M_b}{J_k} = \frac{12 \cdot B_0 \cdot R \cdot \sin \varphi}{d \cdot c^3} = \frac{12 \cdot 0,5 \cdot 20 \cdot 0,707}{5 \cdot 10^3} = 0,017 \text{ kg/cm}^3.$$

Inhalt der dreieckigen Belastungsflächen der Kurbelarme:

$$f' = f'' = \frac{0,017 \cdot 20}{2} = 0,17 \text{ kg/cm}^2.$$

d) Wirkung der Verdrehung des Kurbelzapfens:

$$\frac{1}{\alpha} \cdot \vartheta' \cdot l_z = 32 \cdot \frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{B_0 \cdot R}{\pi \cdot d_1^4} \cdot \sin \varphi \cdot l_z = 32 \cdot \frac{2100000}{850000} \cdot \frac{0,5 \cdot 20}{\pi \cdot 8^4} \cdot 0,707 \cdot 16 = 0,695 \text{ kg/cm}^2.$$

Damit ist das Nebenkraft- und Seileck unter  $45^\circ$  gezeichnet zur Ermittlung der Durchbiegung  $\delta' \cdot \sin \varphi$  in senkrechter Richtung für die Verschiebung der Biegelinie.

Einflußzahlen:  $y_1 = 1,12$ ;  $y_2 = 1,21$ ;  $y_c = 1,46$ .

$$\text{Daher: } C = \frac{\sum P \cdot y}{y_c} = \frac{2500 \cdot 1,12 + 1800 \cdot 1,21}{1,46} = 3410 \text{ kg}.$$

Im folgenden sind die Ergebnisse der Beispiele 10, 11 und 12 unter c, d und e denen einer Untersuchung einer geraden Achse vom gleichen Durchmesser (80 mm) und gleichen Längenmaßen gegenübergestellt. Im Fall a ist die Achse nach dem vielfach üblichen Verfahren durch einen Schnitt an der mittleren Lagerstelle in zwei statisch bestimmte Teile zerlegt gedacht, wobei sich die folgenden Zahlen ergeben:

Auflagedrucke an der linken Achshälfte:

$$A = \frac{2500 \cdot 30}{80} = 937 \text{ kg}; \quad C_l = 2500 - 937 = 1563 \text{ kg};$$

Beanspruchung im Querschnitt unter  $P_1$ :

$$\sigma_{b_1} = \frac{937 \cdot 50}{50,27} = 932 \text{ kg/cm}^2;$$

Auflagedrucke an der rechten Achshälfte:

$$B = C_r = \frac{1800 \cdot 40}{80} = 900 \text{ kg};$$

Beanspruchung im Querschnitt unter  $P_2$ :

$$\sigma_{b_2} = \frac{900 \cdot 40}{50,27} = 716 \text{ kg/cm}^2;$$

$$C = C_l + C_r = 1563 + 900 = 2463 \text{ kg}.$$

Die genaue Untersuchung der gleichen Achse an Hand des beschriebenen, im Beispiel 9 angewandten Verfahrens lieferte die Werte unter b).

Ein Vergleich der Zahlen zeigt, daß die Berechnung der Welle unter Zerlegung in statisch bestimmte Teile zu sehr beträchtlichen Abweichungen führt: um  $24,7\%$  zu niedrigen Auflagedruck  $C$  — dadurch leicht zu geringe Bemessung des Lagers und als Folge Warmlaufen — Biegebeanspruchung im Punkte  $C$  gleich Null, an den Angriffspunkten von  $P_1$  und  $P_2$  unzutreffend hoch. An der gekröpften Welle ergeben sich bei Verwendung des gleichen Zeichenmaßstabes erheblich größere Einflußzahlen; trotzdem wächst der Auflagedruck  $C$  nur wenig, nämlich im Fall c um  $6\%$  gegenüber Fall b. Wohl aber steigt die Biegespannung im Lager  $C$ , die im Falle c  $802 \text{ kg/cm}^2$  erreicht. Und neben diese Biegespannungen treten in der gekröpften Welle noch Drehspannungen, sowohl im Kurbelzapfen als auch namentlich an der Lagerstelle  $C$ , wenn das an der Kurbel erzeugte Drehmoment durch diese Stelle hindurchgeleitet werden muß. Dadurch steigt die ideelle Spannung in der ungünstigsten Stellung sogar auf  $970 \text{ kg/cm}^2$ .



	$v_c$	A	B	C	Biegebeanspruchung im Querschnitt			Drehbeanspruchung		Ideelle Spanng. der Welle im Lager C
					unter $P_1$	unter $P_2$	im Lager C	des Kurbelzapfens	der Welle i. Lager C	
a										
b	—	937	900	2463	932	716	0!	—	—	—
c	1,065	534	496	3270	531	395	642	—	—	—
d	1,47	434	396	3470	432	315	802	—	—	—
e	1,48	449	411	3440	447	327	778	82	358	970
f	1,46	464	426	3410	462	339	754	60	253	856
	—	—	—	—	458	447	{ 760 <sup>1)</sup> 538 <sup>1)</sup>	—	—	—

<sup>1)</sup> im Mittel 649 kg/cm<sup>2</sup>

Denkt man sich die gerade Achse im Querschnitt C durchschnitten, aber eingespannt, so kann man die beiden Enden nach den Formeln der Zusammenstellung 5, S. 24, lfde. Nr. 6 berechnen. Man erhält dabei im Querschnitt C zwei erheblich verschiedene Werte für die Biegemomente oder die Beanspruchungen, je nachdem man den rechten oder linken Achsenabschnitt zugrunde legt; doch kommt der Mittelwert aus beiden dem wirklichen ziemlich nahe, wie die Zahlen unter f und die folgende Rechnung zeigen.

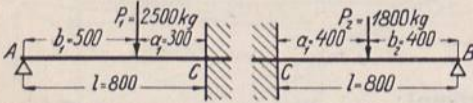


Abb. 1376 und 1377. Zur angenäherten Berechnung einer dreimal gelagerten Welle.

Beispiel 13. Gerade Achse von durchweg 80 mm Durchmesser, in C durchschnitten und eingespannt, Abb. 1376 und 1377.

Moment unter  $P_1$ :

$$M_{b_1} = \frac{P_1 \cdot b_1 \cdot a_1^2}{2l^3} (3b_1 + 2a_1) = \frac{2500 \cdot 50 \cdot 30^2}{2 \cdot 80^3} (3 \cdot 50 + 2 \cdot 30) = 23070 \text{ kgcm},$$

$$\sigma_{b_1} = \frac{M_{b_1}}{W} = \frac{23070}{\frac{\pi}{32} \cdot 8^3} = 458 \text{ kg/cm}^2;$$

Einspannmoment bei C:

$$M_0 = \frac{P_1 \cdot a_1 \cdot b_1}{2l^2} (2b_1 + a_1) = \frac{2500 \cdot 30 \cdot 50}{2 \cdot 80^2} (2 \cdot 50 + 30) = 38100 \text{ kgcm},$$

$$\sigma_b = \frac{M_0}{W} = \frac{38100}{\frac{\pi}{32} \cdot 8^3} = 758 \text{ kg/cm}^2;$$

Moment unter  $P_2$ :

$$M_{b_2} = \frac{P_2 \cdot b_2 \cdot a_2^2}{2l^3} (3b_2 + 2a_2) = \frac{1800 \cdot 40 \cdot 40^2}{2 \cdot 80^3} (3 \cdot 40 + 2 \cdot 40) = 22500 \text{ kgcm},$$

$$\sigma_{b_2} = \frac{M_{b_2}}{W} = \frac{22500}{\frac{\pi}{32} \cdot 8^3} = 447 \text{ kg/cm}^2;$$



Einspannmoment bei  $C$ :

$$M'_0 = \frac{P_2 \cdot a_2 \cdot b_2}{2l^2} (2b_2 + a_2) = \frac{1800 \cdot 40 \cdot 40}{2 \cdot 80^2} (2 \cdot 40 + 40) = 27000 \text{ kgcm},$$

$$\sigma'_b = \frac{M'_0}{W} = \frac{27000}{\frac{\pi}{32} \cdot 8^3} = 537 \text{ kg/cm}^2.$$

### C. Ermittlung der tatsächlichen Formänderungen von Wellen.

Die Biegelinien können naturgemäß auch zur Bestimmung der Formänderungen von Achsen und Wellen benutzt werden. Liegt die Aufgabe vor, die Durchbiegung bei einer bestimmten Belastung zu ermitteln, so zeichnet man die Momentenfläche und die Biegelinie für die gegebenen Kräfte in der oben erläuterten Weise auf und findet die Größe der Durchbiegungen durch Bestimmung des Maßstabes der Ordinaten der Biegelinie, wie im Beispiel 14 gezeigt ist.

Handelt es sich darum, die Durchbiegung infolge beliebiger Kräfte in einem bestimmten Punkt zu ermitteln, so kann man von der Einflußlinie für den betreffenden Punkt wie folgt Gebrauch machen.

Beispiel 14. Die Durchbiegung der Achse des Beispiels 9 soll ermittelt werden, wenn das mittlere Lager weggelassen wird.

Zur Lösung läßt sich die Einflußlinie, Abb. 1343, benutzen. Aus dem Längenmaßstab 1 : 20 oder 1 cm = 20 =  $m_1$  cm, in dem die Achse, Abb. 1337, gezeichnet sowie die genannte Untersuchung durchgeführt ist und dem im Krafteck, Abb. 1339, benutzten Kraftmaßstab 1 cm = 0,4 =  $m_2$  kg, folgt der Momentenmaßstab, mit dem die Ordinaten der Momentenfläche, Abb. 1340, zu messen sind:

$$1 \text{ cm} = H \cdot m_1 \cdot m_2 = 5 \cdot 20 \cdot 0,4 = 40 \text{ cmkg}.$$

Die damit ermittelten Momente wurden, durch die Trägheitsmomente der einzelnen Querschnitte dividiert, in der  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche in einem Maßstab 1 cm = 0,1 =  $m_3$  kg/cm<sup>3</sup> aufgetragen; somit bedeutet 1 cm<sup>2</sup> der Fläche:

$$m_1 \cdot m_3 = 20 \cdot 0,1 = 2 = m_4 \text{ kg/cm}^2.$$

Der gleiche Maßstab ist zur Aufzeichnung des Kraftecks, Abb. 1342, benutzt worden. In dem Ausdruck:

$$\delta = \alpha \int \frac{M_x}{J_x} \cdot x \cdot dx$$

ist nun das Integral durch das Produkt aus der Ordinate  $y$  des Seilecks, Abb. 1343, dem zugehörigen Polabstand  $H = 5$  cm und den verwandten Längen- und Kraftmaßstäben  $m_1$  und  $m_4$  dargestellt:

$$\int \frac{M_x}{J_x} x \cdot dx = y \cdot H \cdot m_1 \cdot m_4 = y \cdot 5 \cdot 20 \cdot 2 = y \cdot 200.$$

Multipliziert man noch mit  $\alpha = \frac{1}{2100000}$  cm<sup>2</sup>/kg, so findet man den Maßstab, in dem die Ordinate  $y$  die Durchbiegung liefert:

$$\frac{1}{2100000} \cdot y \cdot 200 = \frac{y}{10500}.$$

Die Biegelinie ist also in 10500facher Größe aufgetragen. Eine Kraft von 1 kg, an der Stelle von  $P_1$  aufgebracht, würde nach dem Maxwell'schen Satze, S. 786, unter  $C$  die der Ordinate  $y_1$  entsprechende Durchbiegung verursachen. Die Belastung  $P_1 = 2500$  kg ruft eine im Verhältnis  $\frac{2500}{1}$  größere Durchbiegung hervor. Daher ist die durch  $P_1$  und  $P_2$



hervorgerufene Durchbiegung im Punkte  $C$ :

$$\begin{aligned}\delta &= \frac{1}{10500} (P_1 \cdot y_1 + P_2 \cdot y_2), \\ &= \frac{1}{10500} (2500 \cdot 1,04 + 1800 \cdot 0,89) = 0,40 \text{ cm}.\end{aligned}$$

Die gleiche Seilkurve kann auch zur Ermittlung der Neigungswinkel der elastischen Linie unter dem Einfluß einer Belastung des Punktes  $C$  dienen. Greifen noch Kräfte außerhalb dieses Punktes an der Welle wie in der Abb. 1337 an, so muß die Biegelinie unter Einführung sämtlicher an der Welle angreifenden Kräfte besonders, und zwar mit wagrechter Schlußlinie aufgezeichnet werden. Das folgende Beispiel soll die Umrechnung der zeichnerischen Werte an Hand der Maßstäbe erläutern.

**Beispiel 15.** Es soll die Neigung  $\text{tg } \gamma$  der Zapfenmittellinie im Lager  $A$  der Achse, Abb. 1337, ermittelt werden, wenn dieselbe in den Punkten  $A$  und  $B$  gestützt und in  $C$  mit  $P' = 500$  kg belastet wird.

Der Winkel  $\varphi$ , den die Tangente an die Biegelinie oder der Seilstrahl im Punkte  $A$  der Abb. 1343 mit der wagrechten Schlußlinie bildet, kennzeichnet die Neigung bei einer Belastung durch 1 kg im Punkte  $C$ . Bei der Einwirkung von  $P'$  kg wird sie verhältnisgleich größer. (Wie zu verfahren ist, wenn die Schlußlinie nicht wagrecht verläuft, ist an Abb. 1380 erläutert.)

Abb. 1343 liefert  $\text{tg } \varphi = 0,46$  (einen Wert, der sich auch zwischen dem obersten und dem wagrechten Polstrahl im Krafteck, Abb. 1342, finden läßt). Da die Ordinaten der Abb. 1343 in 10500facher Größe, die Abszissen dagegen in  $\frac{1}{20}$  des wirklichen Maßes aufgetragen sind, folgt die Neigung:

$$\begin{aligned}\text{bei } P_0 = 1 \text{ kg: } \quad \text{tg } \varphi_0 &= \frac{0,46}{20 \cdot 10500}, \\ \text{bei } P' = 500 \text{ kg: } \quad \text{tg } \gamma &= \frac{0,46 \cdot 500}{20 \cdot 10500} = 0,0011.\end{aligned}$$

Die Neigung ist also rund:

$$1 : 900 .$$

#### D. Verfahren zur Berechnung mehrfach statisch unbestimmter Wellen.

In Anlehnung an das Beispiel 13 lassen sich die Mittelfelder mehrfach statisch unbestimmter Wellen in erster Annäherung als an beiden Enden eingespannte Balken ansehen und nach den Formeln der Zusammenstellung 5, S. 26, lfd. Nr. 7 berechnen. Werden die Endfelder wie im Beispiel 13 erörtert, untersucht, so ergeben sich für die Mittellager je zwei Einspannmomente, die einzeln oder in ihrem arithmetischen Mittel den ersten Anhalt für die Beanspruchung der Wellen auf Biegung an den Lagerstellen bieten.

Diller hat ein Verfahren zur raschen angenäherten Berechnung statisch unbestimmter Wellen angegeben [XVIII, 16], das von dem Grundgedanken ausgeht, die Wirkung jeder einzelnen an der Welle angreifenden Kraft für sich zu verfolgen, ihren Einfluß aber nicht allein auf die Stützen des Feldes, in dem die Kraft wirkt, sondern auch auf diejenigen der benachbarten Felder zu ermitteln. Er zerlegt zu dem Zwecke die Wellen in Stücke von zwei bis drei Feldern, die also ein- und zweifach statisch unbestimmt sind und zeigt, daß die Fehler, die durch Vernachlässigung der weiteren Felder entstehen, sehr gering sind. Indem die Wirkungen der einzelnen Kräfte summiert werden, können beliebig oft gelagerte Wellen berechnet werden. Die Auflagedrucke drei- und vierfach gestützter glatter Wellen lassen sich leicht an Hand einiger Kurventafeln finden. Von Feldern mit Kröpfungen wird nachgewiesen, daß sie zwecks Ermittlung der größten Auflagedrucke durch längere, aber glatte Wellenstücke ersetzt werden können, von Feldern mit Verstärkungen, daß sie kürzeren glatten Wellen gleichwertig sind.



Im Falle mehrfacher statischer Unbestimmtheit verlangt das auf S. 787 erläuterte Verfahren eine äußerst sorgfältige Aufzeichnung der Einflußlinien, weil bei der anschließenden Berechnung der Auflagedrucke nach Gleichungen von der Art (425) und (426) die Differenzen der Einflußzahlen in Betracht kommen, kleine Größen, bei denen schon geringe Zeichenfehler äußerst fühlbar werden und leicht große Abweichungen der berechneten von den wahren Werten ergeben.

Sicherer, aber etwas umständlicher, ist das folgende Verfahren. Aus einer beliebig oft gestützten Welle seien drei benachbarte Felder, Abb. 1378, durch die Kennmarken  $m, n$  und  $o$  bezeichnet, herausgegriffen. Die Auflagekräfte  $M, N, O$  gelten für die linken Stützen der Felder; über ihnen mögen die Stützenmomente  $M_m, M_n, M_o$  wirken, positiv gerechnet, wenn rechtsdrehend. Die äußeren Belastungen und ihre Abstände von den Stützen seien  $a$  und  $b$  genannt und durch die Kennzeichen des Feldes auseinander gehalten, z. B.  $P_m, a_m$  und  $b_m, P_{n_1}, a_{n_1}, b_{n_1}$  usw. Nun lassen sich die Stützenmomente aus der Bedingung bestimmen, daß die Winkel, welche die elastische Linie über den Stützpunkten mit der Wagrechten bildet, gleich groß sein müssen. Wird der Winkel über der linken Stütze jedes Feldes mit  $\gamma$ , der über der rechten mit  $\delta$ , im übrigen aber durch die Kennmarke des Feldes, Abb. 1379, bezeichnet, so muß beispielweise  $\delta_m = -\gamma_n; \delta_n = -\gamma_o$  sein. Ihre Größen findet man an Hand zweier Arten von elastischen Linien, von denen die eine, Abb. 1380, die Wirkung der äußeren Kräfte, die andere, Abb. 1381, den Einfluß der Stützenmomente wiedergibt. In Abb. 1380 ist die Konstruktion der Biegelinie des mit einer Kröpfung versehenen Feldes  $n$  infolge der

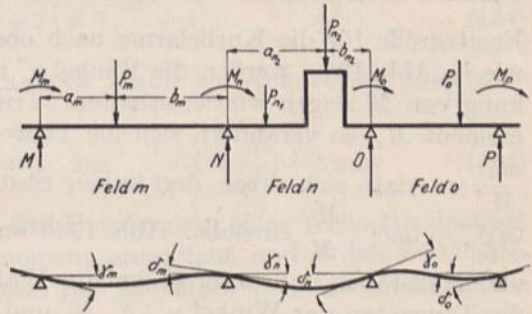


Abb. 1378 und 1379. Zur Berechnung mehrfach statisch unbestimmter Wellen.

äußeren Belastungen  $P_{n_1}$  und  $P_{n_2}$  dargestellt, wenn das Feld aus der Welle herausgeschnitten und als Balken auf zwei Stützen betrachtet wird. Die Linie wird in der früher beschriebenen Weise erhalten, wird aber im allgemeinen keine wagrechte Schlußlinie  $N'O'$  bekommen. Die Winkel  $\gamma'_n$  und  $\delta'_n$ , die sich bei wagrechter Schlußlinie ergeben, lassen sich jedoch leicht finden, wenn man eine Parallele zur Schlußlinie  $N'O'$  durch den Pol des zugehörigen Kräftecks bis zum Schnittpunkt  $X$  mit der Kraftlinie zieht

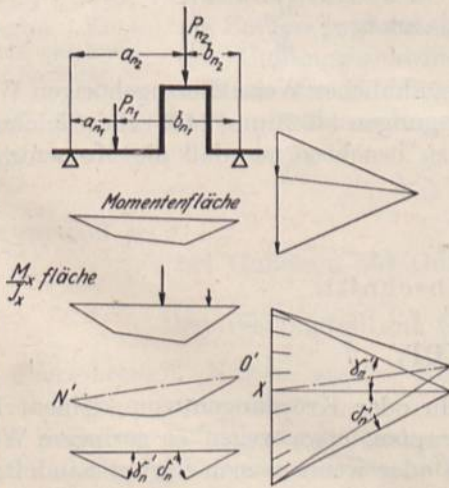


Abb. 1380. Ermittlung der Werte  $\text{tg } \gamma'_n$  und  $\text{tg } \delta'_n$  infolge der äußeren Kräfte im Felde  $n$ .

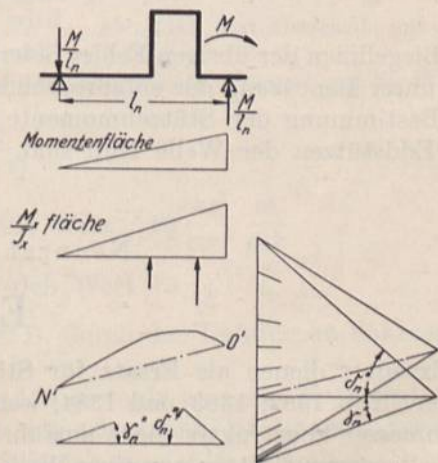


Abb. 1381. Konstruktion der Werte  $\text{tg } \gamma''_n$  und  $\text{tg } \delta''_n$  infolge des Stützenmomentes  $M$ .

äußeren Belastungen  $P_{n_1}$  und  $P_{n_2}$  dargestellt, wenn das Feld aus der Welle herausgeschnitten und als Balken auf zwei Stützen betrachtet wird. Die Linie wird in der früher beschriebenen Weise erhalten, wird aber im allgemeinen keine wagrechte Schlußlinie  $N'O'$  bekommen. Die Winkel  $\gamma'_n$  und  $\delta'_n$ , die sich bei wagrechter Schlußlinie ergeben, lassen sich jedoch leicht finden, wenn man eine Parallele zur Schlußlinie  $N'O'$  durch den Pol des zugehörigen Kräftecks bis zum Schnittpunkt  $X$  mit der Kraftlinie zieht



und den Polabstand von  $X$  aus wagrecht anträgt. Die äußersten neuen Polstrahlen schließen dann  $\gamma'_n$  und  $\delta'_n$  ein. Das Aufzeichnen der entsprechenden Biegelinie erübrigt sich.

Abb. 1381 zeigt den Einfluß eines beliebig angenommenen, also bekannten Stützenmoments  $M$  am rechten Ende des Feldes  $n$ . Ihm wird durch ein Kräftepaar mit den Seitenkräften  $\frac{M}{l_n}$  über den Stützpunkten das Gleichgewicht gehalten, woraus die dreieckige Momentenfläche, Abb. 1381, folgt, die die Grundlage zur Ermittlung der Biegelinie in bekannter Weise gibt. Dabei wurden, da das Moment  $M$  die Welle im Felde  $n$  offenbar nach oben durchbiegt, die Belastung durch die Teile der  $\frac{M}{J_x}$ -Fläche und die Ersatzgröße für die Kurbelarme nach oben wirkend angenommen. Ganz entsprechend, wie in Abb. 1380, werden die Winkel  $\gamma''_n$  und  $\delta''_n$ , die die elastische Linie unter der Wirkung von  $M$  zeigen würde, erhalten. Tritt an die Stelle des Momentes  $M$  das Stützenmoment  $M_0$ , so verändern sich die Tangenten der Winkel entsprechend dem Verhältnis  $\frac{M_0}{M}$ , so daß sich über der linken Stütze  $\text{tg } \gamma'''_n = \text{tg } \gamma''_n \cdot \frac{M_0}{M}$  und über der rechten  $\text{tg } \delta'''_n = \text{tg } \delta''_n \cdot \frac{M_0}{M}$  einstellt. Abb. 1380 und 1381 müssen mit denselben Polabständen und Maßstäben und unter geeigneter Wahl des Momentes  $M$  so gezeichnet werden, daß die Tangenten der Winkel  $\gamma'_n$ ,  $\delta'_n$ ,  $\gamma''_n$  und  $\delta''_n$  bequem meß- und vergleichbar werden.

Nach dem Maxwellschen Satze gestattet Abb. 1381 auch den Einfluß eines über der linken Stütze wirkenden negativen Momentes  $-M$  zu verfolgen, und zwar wird der Winkel an der linken Stütze  $\gamma^{IV}_n = \delta''_n$  und über der rechten Stütze  $\delta^{IV}_n = \gamma''_n$ .

Betrachtet man nun die Wirkung aller am Felde  $n$  angreifenden Kräfte und Momente, so ergeben sich für die Winkel  $\gamma_n$  und  $\delta_n$  die Gleichungen:

$$\gamma_n = \gamma'_n - \text{arc tg } \gamma''_n \frac{M_0}{M} + \text{arc tg } \delta''_n \cdot \frac{M_n}{M}, \quad (432)$$

$$\delta_n = \delta'_n - \text{arc tg } \delta''_n \frac{M_0}{M} + \text{arc tg } \gamma''_n \cdot \frac{M_n}{M}. \quad (433)$$

Die Biegelinien der übrigen Felder liefern in ganz ähnlicher Weise die zugehörigen Winkel und unter Benutzung der entsprechenden Bedingungen (432) und (433) die Gleichungen zur Bestimmung der Stützenmomente, wobei zu beachten ist, daß die Momente über den Endstützen der Welle Null sind.

## Neunzehnter Abschnitt.

### Exzenter.

Exzenter dienen als Ersatz für Stirnkurbeln oder Kröpfungen von kleinem Halbmesser, Abb. 1382, 1383 und 1384, wenn Stirnzapfen, etwa wegen zu geringem Wellendurchmesser konstruktiv nicht ausführbar sind oder wenn es sich darum handelt, eine Kurbelbewegung mitten von einer Welle abzuleiten. Vorteilhaft ist, daß sich die Exzenter an einer beliebigen Stelle der Welle aufsetzen lassen; nachteilig aber die bedeutendere Reibungsarbeit infolge der größeren Umfangsgeschwindigkeit an der Lauffläche, so daß die Anwendung der Exzenter auf kleine und mittlere Kräfte beschränkt bleiben muß. Beispiele bieten vor allem die Steuerungen; man benutzt aber Exzenter auch an Pressen, Schaltwerken usw., sowie zum Antriebe von Kondensatoren, Hilfskompressoren u. dgl. von der Welle einer Maschine aus.

Hauptteile sind: die auf der Welle befestigte, selten mit ihr aus einem Stück bestehende Scheibe, der Bügel, der diese umschließt und die Exzenterstange zur Übertragung der Kräfte auf den anzutreibenden Zapfen.



**Baustoffe.** Die Exzenter scheiben und -bügel werden meist aus Gußeisen, bei großen Kräften aus Stahlguß hergestellt. Bei kleinen Abmessungen oder auf Schiffen und an Lokomotiven schmiedet man sie, um an Gewicht zu sparen, aus Flußstahl. Die Lauffläche wird häufig an einem der Teile mit Weißmetall ausgegossen, das durch Schwalbenschwänze oder Zapfen gehalten wird. Meist geschieht das am Bügel, weil dort die Nachstellung bei eintretender Abnutzung und der Ersatz des Ausgusses leichter möglich ist.

**Berechnung.** Der Mindestdurchmesser  $D$  der Scheibe ist nach Abb. 1385 durch die Exzentrizität  $R$  des Kurbelzapfens, den das Exzenter ersetzen soll, den Wellendurchmesser  $d$  und die Scheitelstärke  $s$  gegeben:

$$D = 2 \left( R + \frac{d}{2} + s \right). \quad (434)$$

Dabei kann  $s$  für Gußeisen nach Bach als Wandstärke einer aufgekellten Nabe aus:

$$s = \frac{1}{5} \left( d' + \frac{d}{2} \right) + 5 \quad \text{bis} \quad \frac{1}{4} \left( d' + \frac{d}{2} \right) + 5 \text{ mm} \quad (435)$$

berechnet werden, wenn  $d'$  den Durchmesser einer Welle, die dem am Exzenter wirkenden Drehmoment entspricht und  $d$  den wirklichen Wellendurchmesser bedeutet. Bei Flußstahl darf die Wandstärke um 20 bis 30% kleiner genommen werden.

An geteilten Scheiben ist der Durchmesser oft von der konstruktiven Durchbildung der Fuge und den Verbindungsmitteln — Keilen oder Schrauben — abhängig.

Bei der Bestimmung der Laufflächenbreite  $b$  ist das Exzenter als Zapfen zu betrachten. Wegen der Umfangsgeschwindigkeit wird vielfach die Reibungsarbeit maßgebend.

Abb. 1382 bis 1384. Stirnkurbel, Kröpfung und gleichwertiges Exzenter.

Für die Breite gilt dann die auf Seite 648 abgeleitete Formel gegen Warmlaufen:

$$b \geq \frac{P_m \cdot n}{2000 (p \cdot v)}, \quad (436)$$

und zwar soll  $p \cdot v$

bei Gußeisen auf Gußeisen den Wert  $10 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}}$

bei Weißmetall auf Gußeisen den Wert 15 „ „

nicht überschreiten. Nur bei starker Kühlung, z. B. durch den Luftzug an Fahrzeugen, darf höher gegangen werden.

Die Keile zur Befestigung können nach Seite 198 gewählt werden. Man wird sie so setzen, daß sie die Exzenter scheiben möglichst wenig schwächen; nötigenfalls verstärkt man die Nabe in ihrer Nähe, wie an mehreren der Beispiele gezeigt ist. Damit die Scheiben beim Aufkeilen senkrecht zur Wellenachse bleiben, sind lange Naben anzustreben. An verstellbaren Exzenter n für Steuerungen usw. sieht man statt eines Keiles ein gezahntes Druckstück vor, das in Rillen in der Welle, Abb. 1386, oder besser in ein besonders eingesetztes Gegenstück, Abb. 1387, eingreift. Damit das Exzenter leicht verstellt werden kann, ist das gezahnte Druckstück mit der Schraube, die es gegen die Welle preßt, so verbunden, daß es beim Lösen der Schraube von der Welle abgezogen wird und nun über eine andere Rille gebracht werden kann.

Der Bügel wird nach Abb. 1385 durch die Stangenkraft  $P$  auf Biegung beansprucht. Betrachtet man ihn als einen gleichmäßig auf der Länge  $D$  belasteten Balken, so wird

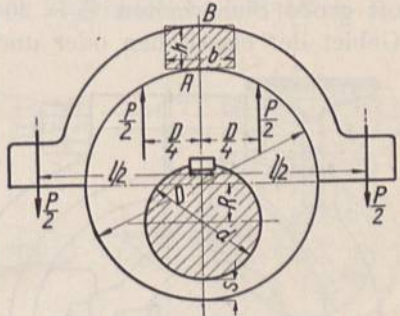


Abb. 1385. Exzenter scheibe mit Bügel.



das nötige Widerstandsmoment im Querschnitte  $AB$ :

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{P \left( \frac{l}{2} - \frac{D}{4} \right)}{k_b}$$

$k_b$  soll, um Klemmungen zu vermeiden, niedrig, an Gußeisen zu etwa  $150 \text{ kg/cm}^2$ , an Stahlguß und Flußstahl zu etwa  $300 \text{ kg/cm}^2$  angenommen werden. Genügende Steifheit wird bei großen Exzentern durch Aufsetzen von Rippen, Abb. 1391, erreicht.

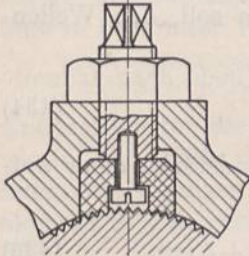


Abb 1386. Verzahnte Feder für verstellbare Exzenter.

Die Verbindungsschrauben der Bügelhälften übertragen die Kraft, wenn Zug in der Stange auftritt und sind dementsprechend zu berechnen.

Für die Exzenterstange ist bei der meist beträchtlichen Länge die Berechnung auf Knickung maßgebend, wenn Druckkräfte in der Stange vorkommen. Zur Erzielung eines ruhigen und schwingungsfreien Laufes und in Rücksicht auf die gelegentlich auftretenden ungewöhnlichen Kräfte, wenn z. B. Klemmungen an den angetriebenen Schiebern oder größere Reibungswiderstände an den Exzenterlaufflächen selbst vorkommen, führt man die Stangen kräftig aus und findet oft große Sicherheiten  $S = 20$  bis  $40$  angewendet. Je nachdem, ob die Stange in das Gebiet der elastischen oder unelastischen Knickung fällt, muß die Eulersche oder Tetmajersche Formel der Berechnung zugrunde gelegt werden. Erhebliche Nebenbeanspruchungen können entstehen, wenn die Kraft nicht in der Mitte des Exzenters wirkt.

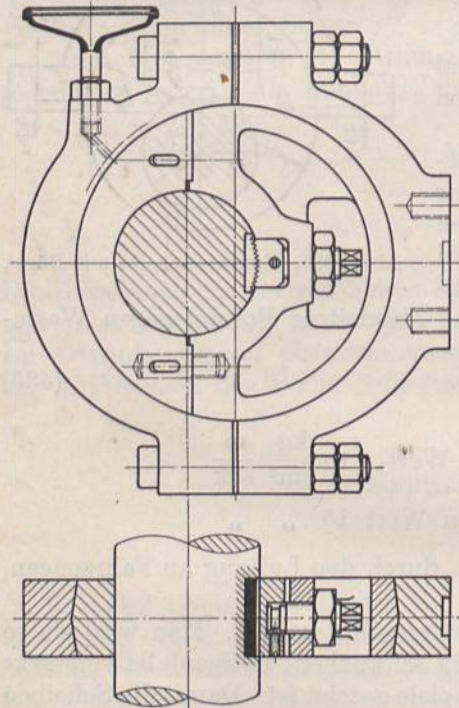


Abb. 1387. Verstellbares Exzenter.

Als Querschnitt ist der runde, nur bei raschlaufenden Exzentern und bei großen Stangenlängen der rechteckige, mit den langen Seiten in die Hauptebene gelegte Querschnitt zu empfehlen, weil so die Biegespannungen am wirksamsten aufgenommen werden, die durch das Reibungsmoment am Exzenter, durch das Eigengewicht der Stange und durch Massenkräfte in der Schwingungsebene entstehen.

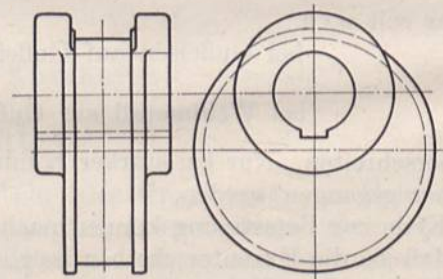


Abb. 1388. Durch seitliche Wangen verstärktes Exzenter.

Konstruktive Durchbildung und Ausführungsbeispiele. Sowohl die Exzenter scheiben, wie die Bügel und Verbindungsschrauben müssen kräftig gehalten werden und steife Formen bekommen, wenn keine schädlichen Formänderungen, Klemmungen und Störungen durch Warmlaufen, durch das Aufkeilen, das Anziehen der Schrauben oder durch die beim Laufen wirkenden Kräfte auftreten sollen. Das Exzenter, Abb. 1388, z. B. ist nur durch besondere seitliche Wangen genügend steif geworden. Die Lauffläche wird gewöhnlich mit leichtem Laufsitz zylindrisch, selten doppelkegelig, Abb. 1387,



oder kugelig abgedreht; die letztgenannte Form hat den Vorteil gegenüber etwaiger Schiefstellung der Scheibenebene infolge des Aufkeilens unempfindlich zu sein, ist aber teurer in der Herstellung. Die durch das Exzenter zu übertragende Kraft soll möglichst in dessen Mittelebene wirken.

Bei kurzen Wellen kann die Exzenterscheibe ungeteilt ausgeführt werden. Wird aber das Aufschieben durch Absätze, Kröpfungen oder aufgesetzte Teile gehindert oder durch die große Länge des Wellenstücks, über welches die Scheibe zu treiben ist, erschwert, so teilt man die Exzenterscheiben, Abb. 1387, 1391. An der Welle muß die Fugenebene des Aufbringens der Teile wegen durch die Wellenachse gehen. Meist wird sie senkrecht zur Symmetrielinie der Scheibe gelegt, weil dabei am leichtesten der Raum für die Schrauben- oder die gewöhnlich weniger Platz verlangende Keilverbindung der beiden Stücke zu gewinnen ist. Bei der Bearbeitung durch Drehen müssen beide Teile in ihrer Lage zueinander gut gesichert sein; entweder durch Einpassen der Verbindungsbolzen oder durch Absätze *a* und *b*, Abb. 1389, die übrigens in 1391 nötig sind, um den Raum für die Verbindungsbolzen zu gewinnen.

Der Bügel wird meist senkrecht zur Stangenachse nach einer durch seine Mitte gehende Ebene, Abb. 1391, geteilt. Schräge Teilung verlangt nicht allein erheblich umständlichere

Bearbeitung, sondern erschwert auch das bei eintretender Abnutzung nötige Nachstellen. Das letztere wird durch Herausnehmen einzelner dünner Fugenbleche oder durch eine Zwischenlage aus Messing, Abb.

1391, die je nach Bedarf abgefeilt wird, bewirkt. Die richtige Lage der beiden Bügelhälften zueinander ist beim Bearbeiten und Aufsetzen durch das Einpassen der Verbindungsschrau-

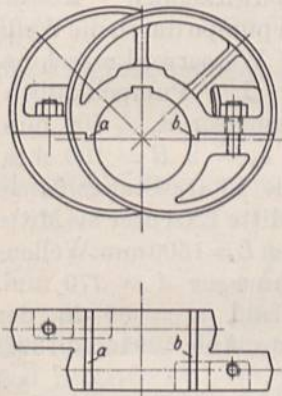


Abb. 1389. Doppel-exzenter mit kegeligen Laufflächen.

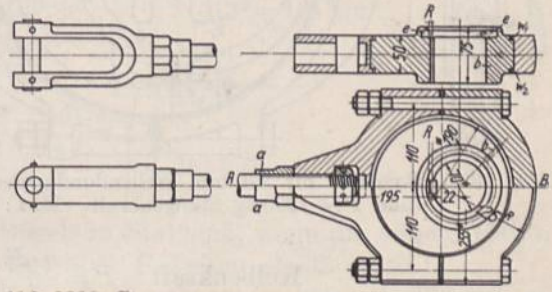


Abb. 1390. Genormtes Exzenter für Ventilsteuerungen. M. 1 : 10.

ben gesichert. Eine Verschiebung des Bügels gegenüber der Scheibe in Richtung der Wellenachse wird durch die Seitenwangen  $w_1$  und  $w_2$ , Abb. 1390 oder durch doppelkegelige oder kugelige Ausbildung der Lauffläche verhindert. Die Bearbeitung des Bügels geschieht durch Ausdrehen der Lauffläche und gleichzeitiges Abdrehen der Wangen. Soll auch seine Außenfläche ganz bearbeitet werden, so empfiehlt es sich, eine Form zu wählen, die das Abdrehen um die Achse *AB*, Abb. 1390, gestattet. Sind zahlreiche gleiche Exzenter herzustellen, so kann allerdings das gleichzeitige Fräsen oder Abhobeln mehrerer neben- oder übereinander gespannter Bügel billiger werden.

Die Exzenterstange, früher häufig mit der einen Bügelhälfte aus einem Stück geschmiedet, wird jetzt meist getrennt hergestellt und unter Beachtung der zu übertragenden Biegemomente angeschlossen. Abb. 1391 zeigt eine Verbindung durch einen zentrierten Flansch mit zwei Schrauben, Abb. 1390 eine solche durch Mutter und Gegenmutter. Damit die Stange in diesem Falle im Bügel gut geführt wird, ist Trapezgewinde anzuwenden und genau einzupassen. Der Ansatz *a* an der Mutter soll das Gewinde schützen und verdecken.

Exzenter werden, wenn sie in großer Zahl, z. B. beim Bau von Ventildampfmaschinen gebraucht werden, zweckmäßigerweise genormt. Es ist leicht, die Form der Bügel und die Außenmaße der Scheiben stufenweise festzulegen, verschiedene Wellendurchmesser und Exzentrizitäten aber durch nachheriges Bohren der Nabe zu berücksichtigen. Vorteilhaft ist der Anschluß der Stange und die Verwendung eines Normalkopfes am anderen



Ende etwa nach der Art von Abb. 1390. Nur die Stange braucht dann von Fall zu Fall besonders ausgeführt zu werden, während alle anderen Teile Normalformen haben und auf Lager gehalten werden können.

Für die Schmierung des Exzenters ist in Abb. 1391 eine besonders aufgesetzte Staufferbüchse oder ein Ölgefäß vorgesehen. In Abb. 1387 fällt das Öl eines feststehenden Schmiergefäßes auf einen durch ein Sieb abgeschlossenen Fänger, dessen Länge dem Exzenterhub entspricht. Auch Abstreichöler können ohne Schwierigkeit benutzt werden. Abb. 1390 zeigt Fliehkraftschmierung. Das Öl wird durch ein Röhrchen  $R$  der Eindrehung  $e$  zugeführt und von dort durch die Bohrung  $b$  zur Lauffläche geleitet. Zweckmäßig ist dabei, das Öl nicht gerade der Stelle der größten Ausladung, wo es bald abgeschleudert würde, zuzuführen. Für die Erhaltung der Ölschicht empfiehlt es sich, die oben erwähnten seitlichen Führungswangen am Bügel nach innen vortreten zu lassen,

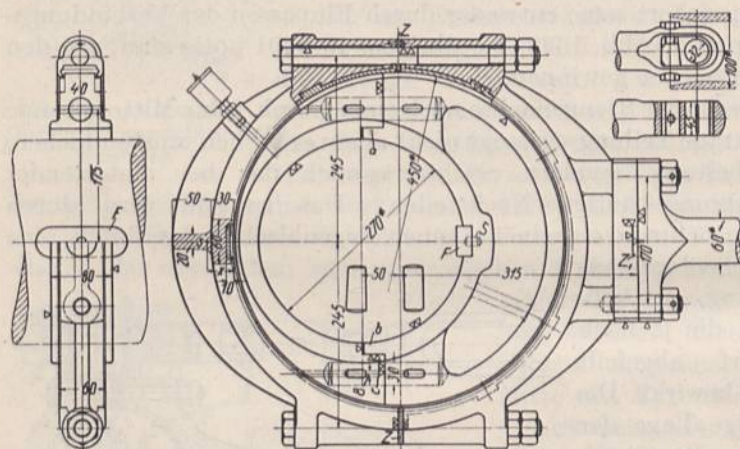


Abb. 1391. Exzenter für 270 mm Wellendurchmesser, 100 mm Hub und  $P = 1200$  kg Stangenkraft. M. 1 : 10.

Abb. 1390, andernfalls würde das Abschleudern des Öles begünstigt werden.

Berechnungsbeispiel. Exzenter zum Antriebe einer einfachwirkenden Kessel-speisepumpe durch die Welle der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Pumpenkolbendurchmesser  $d_1 = 100$  mm, Hub  $s_0 = 2R = 100$  mm, Druck 13 at, Stangenlänge von Mitte Exzenter bis Mitte Zapfen  $L = 1500$  mm. Wellendurchmesser  $d = 270$  mm. Drehzahl  $n = 50$  in der Minute, Abb. 1391 und 1392.

$$\text{Kolbenkraft: } P = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot p = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 13 = 1020 \text{ kg.}$$

Wegen der Stopfbüchsenreibung werde mit  $P = 1200$  kg gerechnet. Durchmesser  $D$  der Exzenterscheibe. Zur Berechnung der Scheitelstärke  $s$  ermittelt man zunächst den Wellendurchmesser  $d'$  für das größte Drehmoment:

$$M_a = \frac{P \cdot s}{2} = \frac{1200 \cdot 10}{2} = 6000 \text{ kgcm.}$$

Bei  $k_a = 400$  kg/cm<sup>2</sup> Spannung wird:

$$\frac{1}{5} (d')^3 = \frac{M_a}{k_a} = \frac{6000}{400} = 15 \text{ cm}^3; \quad d' = 4,2 \text{ cm};$$

$$s = \frac{1}{5} \left( d' + \frac{d}{2} \right) + 5 = \frac{1}{5} (4,2 + 13,5) + 5 = 4,04 \text{ cm.}$$

Gewählt  $s = 40$  mm.

$$D = 2 \left( R + \frac{d}{2} + s \right) = 2 (5 + 13,5 + 4) = 45 \text{ cm.}$$

Breite der Lauffläche  $b$ . Gußeiserne Scheibe auf Weißmetallausguß im Bügel.

$p \cdot v = 12 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$  angenommen.

$$b \geq \frac{P \cdot n}{2000 \cdot (p \cdot v)} = \frac{1200 \cdot 50}{2000 \cdot 12} = 2,5 \text{ cm.}$$



Ausgeführt  $b = 4$  cm. Auflagedruck:

$$p = \frac{P}{D \cdot b} = \frac{1200}{45 \cdot 4} = 6,7 \text{ kg/cm}^2;$$

Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\omega \cdot D}{2} = \frac{5,24 \cdot 0,45}{2} = 1,18 \text{ m/sek.}$$

$$p \cdot v = 6,7 \cdot 1,18 = 7,9 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek.}}$$

Bügel. Durch die einfachwirkende Pumpe wird nur der nach der Stange zu gelegene Teil des Bügels von der vollen Kolbenkraft, der andre lediglich durch den Saugdruck und die Stopfbüchsenreibung in Anspruch genommen. Um das Exzenter aber auch für den Fall benutzen zu können, daß die Belastung auf den äußeren Bügel kommt, wird man diesen entsprechend kräftig ausführen. Bei den Maßen der Abb. 1391 ergibt sich im Mittelschnitt des äußeren Bügels:

der Schwerpunktabstand:

$$x = \frac{\sum f \cdot \xi}{\sum f} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 0,5 + 6 \cdot 2 \cdot 2 + 5 \cdot 2 \cdot 5,5}{1 \cdot 1 + 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2} = 3,46 \approx 3,5 \text{ cm};$$

das Trägheitsmoment:

$$J = \frac{1 \cdot 1^3}{12} + 1 \cdot 1 \cdot 3^2 + \frac{6 \cdot 2^3}{12} + 6 \cdot 2 \cdot 1,5^2 + \frac{2 \cdot 5^3}{12} + 2 \cdot 5 \cdot 2^2 = 101 \text{ cm}^4;$$

die größte Zugspannung in der äußeren Faser:

$$\sigma_b = \frac{P \left( \frac{l}{2} - \frac{D}{4} \right) \cdot e}{J} = \frac{600 \left( \frac{49}{2} - \frac{45}{4} \right) \cdot 4,5}{101} = 354 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Spannung verlangt die Ausführung des Bügels in Stahlguß, wenn die äußere Hälfte voll belastet ist. Im vorliegenden Falle genügt aber Gußeisen als Baustoff.

Verbindungsschrauben. Auf die volle Kraft berechnet, ist bei  $k_z = 250 \text{ kg/cm}^2$  ein Kernquerschnitt:

$$F_1 = \frac{P}{2 \cdot k_z} = \frac{1200}{2 \cdot 250} = 2,4 \text{ cm}^2$$

nötig. Gewählt: zwei Stück  $7/8''$  Schrauben mit je  $2,72 \text{ cm}^2$  Kernquerschnitt und  $\sigma_z = 221 \text{ kg/cm}^2$  Nutzspannung.

Exzenterstange. Flußstahl. Im Vergleich mit den Abmessungen des gesamten Exzenters, Abb. 1392, erscheint ein Stangendurchmesser von 60 mm am Flanschende, der allmählich auf 50 mm am Zapfenende abnimmt, angemessen. Aus dem mittleren Durchmesser  $d_m = 55$  mm ergibt sich nach der Eulerschen Formel (16), die maßgebend

ist, weil  $\frac{L}{i} = \frac{4L}{d_m} = \frac{4 \cdot 1500}{5,5} = 109$  ist, eine Knicksicherheit:

$$\sigma = \frac{\pi^2 \cdot J}{P \cdot \alpha \cdot L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2100000 \cdot 44,9}{1200 \cdot 150^2} = 34,5.$$

Biegebeanspruchung der Stange durch das Reibungsmoment  $M_R$  an der Lauffläche. Betrachtet man das Exzenter als einen Zapfen, so ist unter den oben berechneten Werten des Auflagedrucks und der Geschwindigkeit nach Abb. 1119 während des gewöhnlichen Laufes eine Reibungsziffer unter 0,01 zu erwarten. Rechnet man der Sicherheit wegen mit  $\mu = 0,08$ , so wird  $M_R = P \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} = 1200 \cdot 0,08 \cdot \frac{45}{2} = 2160 \text{ kgcm.}$

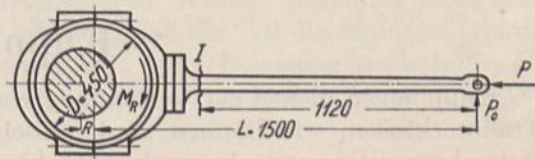


Abb. 1392. Exzenter Abb. 1391. M. 1 : 30.



Es erzeugt nach Abb. 1392 am Zapfen einen Druck  $P_0$ , der den Stangenquerschnitt  $I$  beansprucht, mit:

$$M_b = P_0 \cdot 112 = \frac{M_r \cdot 112}{150}$$

und mit:

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot M_r \cdot 112}{150 \cdot \pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 2160 \cdot 112}{150 \cdot \pi \cdot 6^3} = 76 \text{ kg/cm}^2.$$

Zapfenabmessungen am Pumpenkolben. Der Zapfen soll konstruktiv im Kolben von  $d' = 100$  mm Durchmesser untergebracht werden. Entsprechend den an Kreuzkopfzapfen üblichen Drucken sei  $p = 80 \text{ kg/cm}^2$  zugelassen.

$$f = \frac{P}{p} = \frac{1200}{80} = 15 \text{ cm}^2.$$

Wählt man 32 mm Durchmesser und 45 mm Länge, so entsteht eine Beanspruchung auf Biegung von:

$$\sigma_b = \frac{P \cdot d'}{8 W} = \frac{1200 \cdot 10}{8 \cdot 3,22} = 466 \text{ kg/cm}^2,$$

die bei der schwellenden Belastung zulässig ist.

Zur konstruktiven Durchbildung des Exzenters sei das Folgende bemerkt. Die Scheibe, Abb. 1391, wird von der Welle durch die Feder  $F$  mitgenommen und der Seite nach bei den zu erwartenden geringen Kräften durch einen kurzen Stift  $S$  genügend gehalten. Um die Bolzen, die die Scheibenhälften durch Querkeile miteinander verspannen, einpassen zu können, wurden zunächst in die beiden, in der richtigen Lage zusammengespannten Teile zwei durchgehende Löcher  $c$  von 8 mm Durchmesser gebohrt, die als Anhalt und Führung beim Bohren der 30 mm weiten Bolzenlöcher dienen, welche auf diese Weise genau übereinstimmende Achsen bekommen. Die Bügel sind in der hinterdrehten Nut mit Weißmetall ausgegossen und durch kräftige Rippen versteift, die Bügelschrauben an der Trennfuge gut eingepaßt. Zur Nachstellung dienen Messingzwischenlagen  $Z$ . Die Stange geht mit großen Ausrundungen in einen breiten Flansch über, der durch zwei weit auseinander stehende Schrauben mit dem Bügel verbunden ist, um die auftretenden Momente sicher aufzunehmen. Von den Querkräften sind die Schrauben durch die Zentrierung  $Z_1$  entlastet.

## Zwanzigster Abschnitt.

### Kupplungen.

Kupplungen dienen zur Verbindung von Wellen untereinander oder von Wellen mit Triebwerkteilen, wie Riemen- und Seilscheiben oder Zahnrädern. Man unterscheidet feste, bewegliche und ein- und ausrückbare oder Schaltkupplungen. Sie pflegen den Wellen entsprechend genormt, gewöhnlich nach dem Bohrungsdurchmesser bezeichnet und unter normalen Verhältnissen auf den betreffenden Wellen verwandt zu werden. Außergewöhnliche Betriebsverhältnisse verlangen aber, namentlich im Falle beweglicher oder ein- und ausrückbarer Kupplungen die sorgfältige Wahl ihrer Größe oft ohne Rücksicht auf die Durchmesser der vorhandenen oder zu verwendenden Wellen.

### I. Feste Kupplungen.

Sie haben den Zweck, zwei Wellen starr miteinander zu verbinden und müssen imstande sein, sowohl die Drehmomente, als auch die gewöhnlichen Biegemomente, wie sie an den Triebwerken vorkommen, weiterzuleiten. Zu dem Zwecke pflegt man bei der Berechnung, ähnlich wie bei den Wellen, von den zu übertragenden Drehmomenten auszugehen und die Abmessungen unter Einsetzen mäßiger Beanspruchungen zu er-



Beanspruchung der Welle auf Drehung:

$$\tau_d = \frac{16 M_d}{\pi D^3} = \frac{16 \cdot 1250000}{\pi \cdot 25^3} = 407 \text{ kg/cm}^2;$$

auf Biegung:

$$\sigma_b = \frac{32 M_b}{\pi D^3} = \frac{32 \cdot 750000}{\pi \cdot 25^3} = 489 \text{ kg/cm}^2.$$

Gewählt: Scherbeanspruchung in den Schrauben  $k_s = 400 \text{ kg/cm}^2$ , rund gleich der Beanspruchung der Welle durch das Drehmoment.

Da sich Zahl und Durchmesser der Schrauben nicht ohne weiteres ermitteln lassen, empfiehlt es sich, die Rechnung in Form einer Zusammenstellung für mehrere Schraubendurchmesser, 2'', 1<sup>3</sup>/<sub>4</sub>'', 1<sup>5</sup>/<sub>8</sub>'' nebeneinander durchzuführen. Dabei ergibt sich der Lochkreisdurchmesser  $D'$  aus dem Spiel zwischen den Mutterkanten und der Welle. Es werde zu rund 10 mm angenommen. Im übrigen sind die nötigen Formeln in der Zusammenstellung selbst enthalten.

Schraubendurchmesser . . . . .	2''	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> ''	1 <sup>5</sup> / <sub>8</sub> ''
Schaftdurchmesser $d$ . . . . .	52	46	42 mm
Lochkreisdurchmesser $D'$ . . . . .	350	345	340 "
Umfangskraft $U = \frac{2 M_d}{D'}$ . . . . .	71400	72500	73500 kg
Schaftquerschnitt $F$ . . . . .	21,24	16,62	13,85 cm <sup>2</sup>
Zahl der Schrauben $z = \frac{U}{F \cdot k_s}$ . . . . .	8,4	10,9	13,3
Zahl der Schrauben, abgerundet auf . . . . .	8	10	14
Schraubentfernung, auf dem Lochkreisumfang gemessen, $s = \pi \frac{D'}{z}$ . . . . .	137,4	108,4	76,3 mm
Außendurchmesser des Flansches $D_a$ . . . . .	440	430	—

Es zeigt sich, daß die Flanschmaße mit dem Schraubendurchmesser zunehmen; andererseits wird aber der Lochabstand der 14 Stück 1<sup>5</sup>/<sub>8</sub>'' Schrauben so gering, daß das Anziehen der Muttern unmöglich ist. Deshalb gewählt: 10 Stück 1<sup>3</sup>/<sub>4</sub>'' Schrauben. Tatsächliche Beanspruchung auf Abscheren im Schaft:

$$\sigma_s = \frac{2 M_d}{D' \cdot 10 \cdot F} = \frac{2 \cdot 1250000}{34,5 \cdot 10 \cdot 16,62} = 436 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Flanschstärke  $h$  pflegt zu etwa  $\frac{1}{4} D$  genommen zu werden; gewählt  $h = 60 \text{ mm}$ .

Die Schrauben werden allerdings dadurch entlastet, daß ein Teil des Momentes durch die Reibung an den Flanschen übertragen wird. Bei ihrer Belastung nach Linie II, Abb. 378, mit  $k_z = 474 \text{ kg/cm}^2$  und  $Q_I = 5360 \text{ kg}$  und einer Reibungszahl  $\mu = 0,25$  können durch die Reibung:

$$z \cdot \mu \cdot Q_I = 10 \cdot 0,25 \cdot 5360 = 13400 \text{ kg},$$

d. i. rund 0,2 der Umfangskraft  $U$  aufgenommen werden, wenn man den mittleren Hebelarm, an dem die Reibungskräfte angreifen, ebenfalls zu  $\frac{D'}{2}$ , wie er bei der Berechnung von  $U$  vorausgesetzt wurde, annimmt.

Werden freilich die Schrauben nicht sorgfältig eingepaßt, so entstehen, selbst unter der Annahme, daß alle Schrauben gleichmäßig tragen, sehr beträchtliche Beanspruchungen auf Biegung:

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot U \cdot h/2}{z \cdot \pi d^3} = \frac{32 \cdot 72500}{10 \cdot \pi \cdot 4,6^3} \cdot \frac{6}{2} = 2280 \text{ kg/cm}^2,$$

Beanspruchungen, die das Anbringen der strichpunktirt eingezeichneten Feder, Abb. 1402, empfehlenswert erscheinen lassen.



Beanspruchung der Kupplung bei Übertragung des Biegemomentes. Die an der Kuppelstelle entstehende Spannungsverteilung zeigt Abb. 1403; in den gestrichelten Schraubenquerschnitten herrschen Zugspannungen, während die Druckkräfte durch den Kreisabschnitt, oberhalb der Nulllinie  $AB$  aufgenommen werden.  $AB$  findet man durch Probieren aus der Bedingung, daß das statische Moment der auf Zug beanspruchten Schraubenquerschnitte gleich demjenigen der gedrückten Fläche sein muß beide bezogen auf  $AB$ . Voraussetzung ist dabei, daß die Elastizitätszahlen der Schrauben und des Flansches gleich groß sind, was im vorliegenden Falle zutrifft. Annähernd ist die Bedingung, wie die folgende Rechnung zeigt, erfüllt, wenn die Nulllinie um  $a = 83$  mm von der Wellenmitte abliegt.

Statisches Moment der Schraubenquerschnitte:

$$F \cdot \sum \xi = 16,62 (25,55 + 2 \cdot 22,26 + 2 \cdot 13,63 + 2 \cdot 2,97) = 1716 \text{ cm}^3.$$

Flächeninhalt des Kreisabschnittes:

$$F_1 = \frac{r \cdot (b - s) + s \cdot h_1}{2},$$

wobei  $r$  den Flanschhalbmesser,  $b$  die Bogenlänge,  $s$  die Sehnenlänge,  $h_1$  die Bogenhöhe bedeuten.

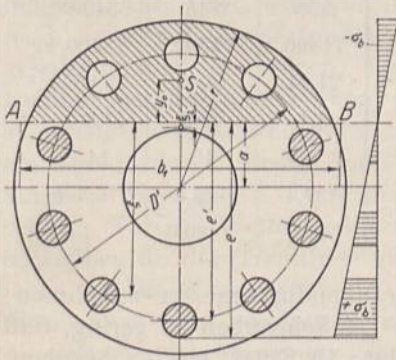


Abb. 1403. Spannungsverteilung am Flansch.

$$F_1 = \frac{21,5 (50,5 - 39,7) + 39,7 \cdot 13,2}{2} = 378 \text{ cm}^2.$$

Schwerpunkt Abstand von  $AB$ :

$$y_0 = \frac{1}{12} \frac{s^3}{F_1} - a = \frac{1}{12} \cdot \frac{39,7^3}{378} - 8,3 = 5,46 \text{ cm}.$$

Statisches Moment der Druckfläche:

$$F_1 \cdot y_0 - F \sum \xi = 378 \cdot 5,46 - 16,62 (8,95 + 2 \cdot 5,66) = 1729 \text{ cm}^3.$$

Ermittlung des Trägheitsmomentes  $J$ .

Trägheitsmoment  $J_1$  des Kreisabschnittes, aus demjenigen des Halbkreises  $J_2$  und eines Rechteckes  $J_3$  von schätzungsweise  $b_1 = 414$  mm Breite und  $a = 83$  mm

Höhe ermittelt; sämtlich bezogen auf die Nulllinie  $AB$ :

$$J_2 = r^4 \left( \frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) + \frac{\pi r^2}{2} \cdot \frac{\xi_2^2}{2} = 21,5^4 \cdot 0,1098 + \frac{\pi \cdot 21,5^2}{2} \cdot 0,82^2 = 23950 \text{ cm}^4.$$

Dabei ist:  $\xi_2 = 0,424 r - 8,3 = 0,424 \cdot 21,5 - 8,3 = 0,82$  cm :

$$J_3 = \frac{b_1 a^3}{3} = \frac{41,4 \cdot 8,3^3}{3} = 7890 \text{ cm}^4.$$

Somit:  $J_1 = J_2 - J_3 = 23950 - 7890 = 16060 \text{ cm}^4.$

Trägheitsmoment der Schraubenquerschnitte  $J_4$ . Die sieben gestrichelten Schraubenquerschnitte sind positiv, die im Kreisabschnitt liegenden drei Querschnitte negativ einzusetzen.

$$J_4 = (7 - 3) \frac{\pi d^4}{64} + F \cdot \sum \xi^2 = 4 \cdot \frac{\pi \cdot 4,6^4}{64} + 16,62 (25,55^2 + 2 \cdot 22,26^2 + 2 \cdot 13,63^2 + 2 \cdot 2,97^2 - 2 \cdot 5,66^2 - 8,95^2) = 31390 \text{ cm}^4.$$

$$J = J_1 + J_4 = 16060 + 31390 = 47450 \text{ cm}^4.$$

Zugbeanspruchung der äußersten Faser der unteren Schraube in Abb. 1403:

$$+\sigma_b = \frac{M_b \cdot e}{J} = \frac{750000 \cdot 27,85}{47450} = +441 \text{ kg/cm}^2.$$



Sie ist, selbst bei einem wechselnden Biegemoment, nur schwellend, aber höher als die durch das Anziehen der Schrauben erzeugte, die im Schaftquerschnitt:

$$\sigma_z = \frac{4Q_1}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 5360}{\pi \cdot 4,6^2} = 322 \text{ kg/cm}^2$$

beträgt.

Es fällt jedoch die Gesamtspannung infolge der elastischen Zusammendrückung und Durchbiegung des Flansches niedriger aus, als die Summe der Einzelspannungen, wie des näheren in dem Beispiel 4 des Abschnittes über Schrauben, S. 251, nachgewiesen wurde.

Auch die Beanspruchung des Flansches ist nicht gering. Die Kraft  $P$ , die eine Schraube in der ungünstigsten Lage auf den Flansch ausübt, läßt sich annähernd aus der in der Schraubenmitte vorhandenen Biegespannung  $\sigma'_b$  errechnen:

$$\sigma'_b = \frac{M_b \cdot e'}{J} = \frac{750000 \cdot 25,55}{47880} = 400 \text{ kg/cm}^2;$$

$$P = F \cdot \sigma'_b = 16,62 \cdot 400 \approx 6650 \text{ kg.}$$

Die Ansatzstelle des Flansches, die das durch  $P$  hervorgerufene Biegemoment aufzunehmen hat, darf man als ein Rechteck mit der Flanschdicke  $h_1$  (unter Berücksichtigung der Ausrundung) als Höhe und  $1/10$  des Wellenumfanges als Breite annehmen. Daraus folgt die Beanspruchung auf Biegung:

$$\sigma''_b = \frac{6 \cdot P \cdot a_1}{\pi D \frac{10}{10} h_1^2} = \frac{6 \cdot 6650 \cdot 4,75}{\pi \cdot 25 \frac{10}{10} \cdot 6,8^2} = 523 \text{ kg/cm}^2.$$

Sie ist größer als die Biegespannung in der glatten Welle, die oben mit  $489 \text{ kg/cm}^2$  ermittelt wurde, wobei zu beachten ist, daß die Inanspruchnahme des Flansches zwar nur schwellend ist, daß aber die Kerbwirkung in der Hohlkehle noch eine Erhöhung des rechnerischen Wertes erwarten läßt. Auf gute Ausrundungen ist daher Gewicht zu legen.

**Zahlenbeispiel 3.** Die Flanschkupplung der Great Falls Turbinen, die  $N = 5200$  PS bei  $n = 225$  Umdrehungen in der Minute leisten, zeigt Abb. 1404. Die Stirnflächen der Flansche sind eben, ohne Zentrierung abgedreht und standen an den fertig zusammengebauten Maschinen um  $a = 12$  mm voneinander ab.

So konnte jede der Wellen leicht für sich gedreht, auf genaues Rundlaufen gegenüber der andern untersucht und auf Gleichheit des Abstandes  $a$  am ganzen Umfang in allen Stellungen nachgeprüft werden. Beim Schließen der Verbindung wurde eine ringförmige Stahlplatte in den Zwischenraum geschoben; dann wurden die Schraubenlöcher auf den genauen Durchmesser aufgerieben und die Stahlbolzen eingepaßt. Die letzteren mußten in Rücksicht auf den Hebelarm, der durch den Flanschabstand entsteht, kräftig gehalten werden. Beanspruchung der Welle:

$$\tau_a = 71620 \frac{N}{n} \cdot \frac{16}{\pi D^3} = 71620 \cdot \frac{5200}{225} \cdot \frac{16}{\pi \cdot 33^3} = 235 \text{ kg/cm}^2;$$

Umfangskraft:

$$U = 71620 \frac{N}{n} \cdot \frac{2}{D'} = 71620 \cdot \frac{5200}{225} \cdot \frac{2}{61} = 54270 \text{ kg.}$$

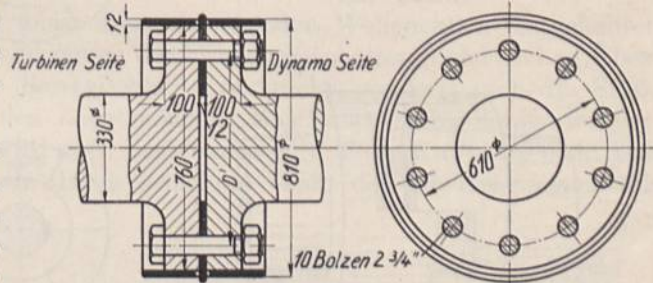


Abb. 1404. Flanschkupplung an den Great Falls Turbinen.  
M.  $\approx 1:24$ .



Die Beanspruchung der Schrauben auf Biegung läßt sich nach den Grenzwerten beurteilen, die man erhält, wenn man für den kürzesten Hebelarm, an dem die Umfangskraft angreifen kann, den Abstand der Flanschflächen  $a = 12$  mm, als größten die Entfernung des einen Flansches bis zur Mitte des andern — 62 mm — einsetzt:

$$\sigma_{b \min} = \frac{32 \cdot U \cdot a}{10 \cdot \pi d^3} = \frac{32 \cdot 54270 \cdot 1,2}{10 \cdot \pi \cdot 7^3} = 193 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_{b \max} = \frac{193 \cdot 6,2}{1,2} = 997 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Beanspruchung auf Abscheren wäre nur:

$$\sigma_s = \frac{U}{10 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{54270}{10 \cdot \frac{\pi \cdot 7^2}{4}} = 141 \text{ kg/cm}^2.$$

## II. Bewegliche Kupplungen.

Sie werden angewendet, wenn Verschiebungen der Wellenenden gegeneinander in axialer oder radialer Richtung oder auch Ablenkungen der Wellen ermöglicht werden sollen.

Der Ausgleich axialer Verschiebungen kann bei der Ausdehnung der Wellen infolge von Wärmeschwankungen nötig werden; beispielweise muß in Abb. 1405 das eine

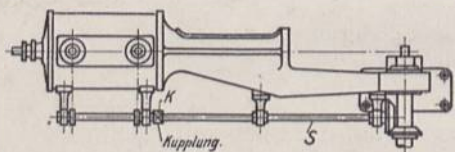


Abb. 1405. Bewegliche Kupplung in einer Steuerwelle.

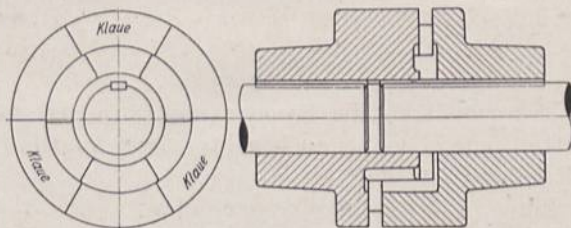


Abb. 1406. Klauenkupplung.

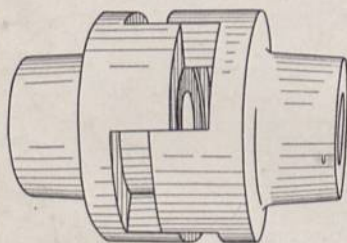


Abb. 1407. Klauenkupplung.

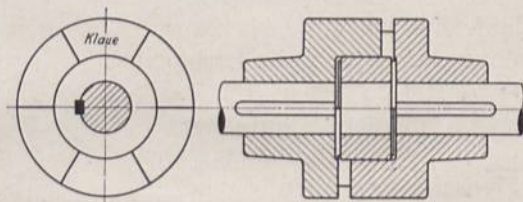


Abb. 1408. Klauenkupplung mit Zentrierung.

Ende der Steuerwelle  $S$  einer großen Kraftmaschine wegen des Kegelradantriebes gegenüber dem Rahmen, das andere Ende wegen des richtigen Arbeitens der Steuerung gegenüber dem Zylinder in axialer Richtung festgehalten werden; die Klauenkupplung  $K$  gleicht den Unterschied in der Ausdehnung der Welle gegenüber der des Rahmens und Zylinders, die beim Betrieb heißer werden, sowie die Wirkung elastischer Formänderungen der Maschine aus. Auch in längeren Wellensträngen kann die Einschaltung beweglicher Kupplungen zweckmäßig werden, um zu große Verschiebungen der Triebwerkteile und der Laufstellen der Wellen in den Lagern bei Temperaturschwankungen zu vermeiden. Meist wird in diesen Fällen die gegenseitige Zentrierung der Wellenenden verlangt.

Abb. 1406 bis 1408 zeigen dazu geeignete Kupplungen, die aus zwei Scheiben mit je drei Klauen bestehen, welche genau in die Lücken der Gegenscheibe passen und die Kräfte durch die radialen Anlageflächen übertragen. Zur Zentrierung läßt man eine Welle in die Nabe der Gegenscheibe eingreifen, Abb. 1406 oder benutzt einen längs der Innen-



flächen der Klauen eingepaßten Ring, Abb. 1408. Durch derartige Kupplungen kann man 10 bis 12 mm Ausdehnung bei kleinen, bis zu 25 mm bei großen Wellen (200 mm Durchmesser) ausgleichen. Dabei ist auf die Anordnung der Kupplungen möglichst nahe einem Lager Wert zu legen, um Klemmungen einzuschränken. Denn diese beeinträchtigen die Beweglichkeit und führen zum Fressen an den gleitenden Flächen, und zwar sowohl an den Klauen, wie auch an dem Wellenende, das in der Gegenscheibe zentriert ist. Eine Rotgußbüchse und Schmierung dieser Stelle durch Staufferfett ist deshalb zu empfehlen.

Bei der Berechnung wird man annehmen, daß die Umfangskraft am Ende der Klauen angreift und niedrige Biegebeanspruchungen von 150 bis 200 kg/cm<sup>2</sup> für Gußeisen zugrunde legen; der Flächendruck an den Klauen soll 50 kg/cm<sup>2</sup> nicht überschreiten.

Bei Kupplungen, die ständig in einer Richtung wirkende Kräfte zu übertragen haben, ist zu beachten, daß bei der Verschiebung die oft nicht unbeträchtliche Reibung an den Klauen überwunden werden muß. In einem Falle lief z. B. an einem Turbogebälse, das mit der Dampfturbine wegen der Ausdehnung der Welle im Betriebe durch eine Klauenkupplung verbunden war, das Spurlager dauernd warm, weil es dem zur Überwindung der Reibung an den Klauen nötigen Druck nicht gewachsen war.

Die Möglichkeit radialer Verschiebung und geringer Ablenkungen der Wellen wird oft bei elektromotorischen Antrieben verlangt. Wollte man z. B. die Motor- und die Schneckenwelle in Abb. 1409 fest miteinander verbinden, so wäre ein äußerst peinlicher Zusammenbau notwendig, da die Welle an vier Stellen gelagert, statisch unbestimmt und deshalb sehr empfindlich ist. Benutzt man dagegen eine bewegliche oder nachgiebige Kupplung, so wird man von kleinen Aufstellungsfehlern, verschiedenen Abnutzungen der Lager oder Senkungen des Fundaments unabhängig.

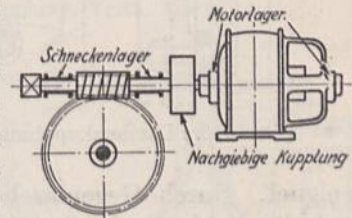


Abb. 1409. Kupplung einer Motor- und einer Schneckenwelle.

Derartige Kupplungen bestehen meist aus zwei auf den Wellenenden festgekeilten Scheiben mit Bolzen, Zähnen usw. und einem dazwischen geschalteten elastischen Übertragungsmittel, das nicht allein die Beweglichkeit ermöglicht, sondern auch die Stöße und Ungleichmäßigkeiten, die an den angetriebenen Maschinen nicht immer zu vermeiden sind, dämpft. Gelegentlich wird auch noch verlangt, daß die Kupplung elektrisch isolierend wirkt, eine Bedingung, die durch geeignete Wahl des Übertragungsmittels meist leicht zu erfüllen ist.

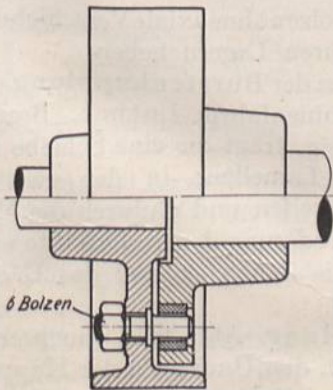


Abb. 1410. Bolzenkupplung mit elastischen Ringen.

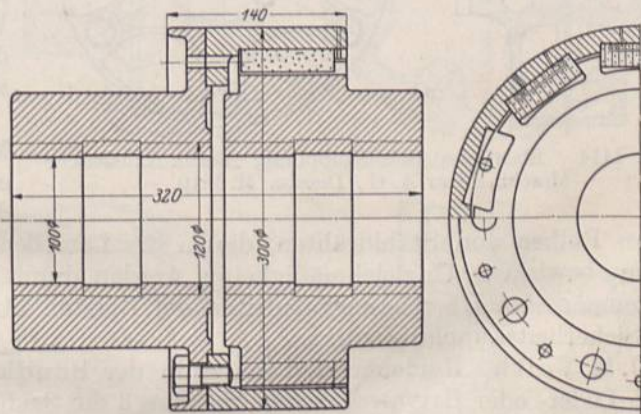


Abb. 1411. Klauenkupplung mit elastischen Zwischenlagen, Voith, Heidenhein, für  $\frac{N}{n} = 0,48$ . M. 1 : 6.

Die Kupplung, Abb. 1410, ist der schon besprochenen Scheibenkupplung verwandt; die Bolzen sitzen fest in der einen Scheibe und übertragen die Kraft durch elastische Ringe



aus Gummi oder Leder auf die andere. In ähnlicher Weise kann man Klauenkupplungen durch Zwischenlagen aus Holz, Leder usw., Abb. 1411, nachgiebig machen. (Ausführung von J. M. Voith, Heidenheim.)

Bei den Laschenkupplungen, Abb. 1412 und 1413, wird die Umfangskraft zwischen den aus den beiden Scheiben hervorstehenden Bolzen durch Lederstreifen oder Gummibänder übertragen. In der Form, Abb. 1412, ist die Kupplung wegen der nur gegenüber Zugbeanspruchung widerstandsfähigen Streifen lediglich für Drehung in einem Sinne

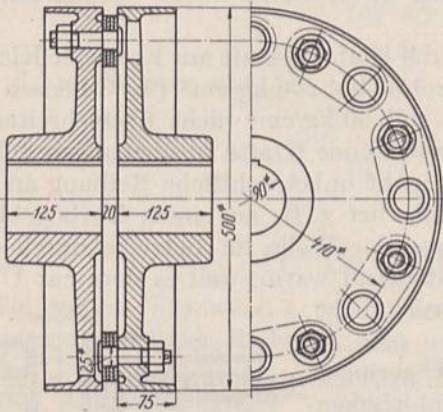


Abb. 1412. Laschenkupplung, M. 1 : 10.

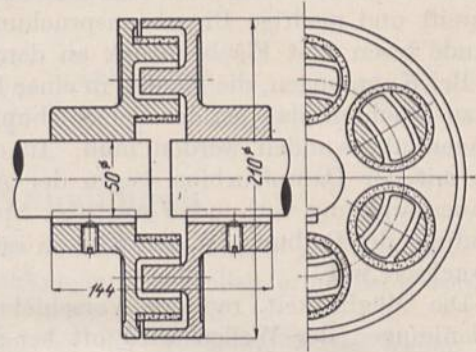


Abb. 1413. Laschenkupplung, M. 1 : 5.

geeignet. Durch Gegenlaschen oder durch Lederringe, Abb. 1413, kann man sie aber auch für beide Drehrichtungen anwendbar machen. Bei der Berechnung der Laschen sollen niedrige Zugspannungen von 8 bis 10 kg/cm<sup>2</sup> für Leder, von 3 bis 5 kg/cm<sup>2</sup> für Gummi genommen werden. In der elastischen Kupplung, Abb. 1414, der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G. vermitteln zylindrische Bolzen aus Leder die Übertragung

der Umfangskräfte zwischen den beiden auf den Wellenenden aufgekeilten Scheiben. Die Bolzen liegen in zylindrischen Bohrungen und werden am Herausfallen durch einen Rand an der einen Scheibe, durch federnde Drähte oder Sprengringe in der anderen gehalten. Die Wellen lassen sich nach Entfernung der Bolzen ohne axiale Verschiebung aus ihren Lagern heben.

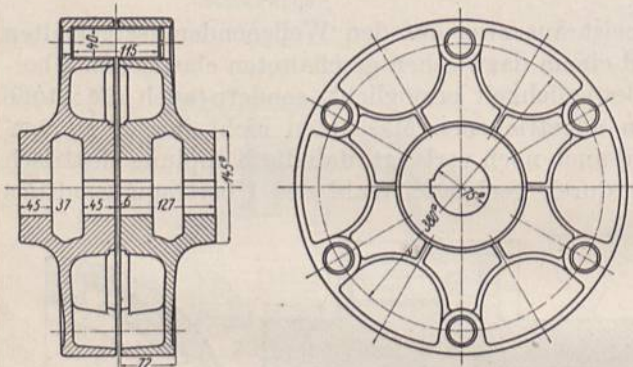


Abb. 1414. Elastische Bolzenkupplung, Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau. M. 1 : 10.

Bei der Bürstenkupplung der Maschinenfabrik Luther, Braunschweig, trägt die eine Scheibe radiale Lamellen; in der zweiten sitzen Reihen von Stahldrähten, die in die Lamellen eingreifen und dadurch die Mitnahme bewirken. Ungleichmäßigkeiten werden durch die Federung der Stahldrähte aufgenommen, bei Überlastungen gleiten die Bürsten über die Zähne, so daß das Ganze als Sicherheitskupplung wirkt.

J. M. Voith, Heidenheim, benutzt in der Bandkupplung, Abb. 1415, einen endlosen Leder- oder Baumwollriemen, der durch die Schlitze in den Umfängen der Kuppelscheiben hindurchgeschlungen ist, um die Umfangskraft auf ebensoviel Bandstücke zu verteilen, wie Schlitze in einer Scheibe vorhanden sind. Die Schrauben *S* erleichtern das Herausheben der Wellen. Werden sie gelöst, so kann der Außenring mit dem Riemen auf den inneren gelegt und eine der Wellen ohne axiale Verschiebung weggenommen werden.



Für wechselnde Drehrichtung werden zwei nebeneinander liegende Bänder, eines für den Rechts-, das andere für den Linkslauf bestimmt, verwendet, Abb. 1416. Um stoßweise Beanspruchungen beim Wechsel der Drehrichtung zu vermeiden, verspannt man die Bänder gegenseitig mittels eines besonderen Spannhebels.

Alle im vorstehenden aufgeführten nachgiebigen und elastischen Kupplungen sind aber nur geeignet, kleine Fehler in der Lage der Wellen auszugleichen. Bei großen Abweichungen werden die Übertragungsglieder ungleichmäßig und in gewissen Lagen sehr stark belastet, leiden dadurch und unterliegen dann großer und rascher Abnutzung.

Die oft beträchtlichen Ablenkungen der Wellen, die in den Walzwerken wegen der Verstellbarkeit oder der Einstellung der Walzen nötig sind, pflegen auf verhältnismäßig einfache Weise durch vierpaßförmigen Querschnitt der Kuppelzapfen, Abb. 1417, und eine darüber geschobene Muffe mit entsprechendem Spiel ermöglicht zu werden.

Eine Weiterbildung sind die Knochengelenke, Abb. 1418. Die Form der Zahnlücken in dem einen Kupplungsteil ist beliebig, am einfachsten geradflankig, die Zähne des andern müssen so gewölbt sein, daß sie die Bewegung nach allen Richtungen gestatten. Je grö-

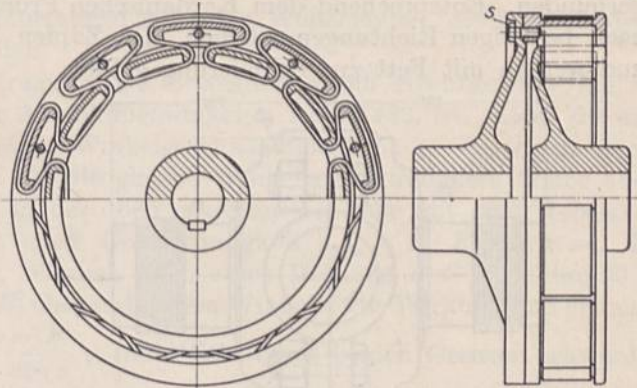


Abb. 1415. Bandkupplung, Voith, Heidenheim.

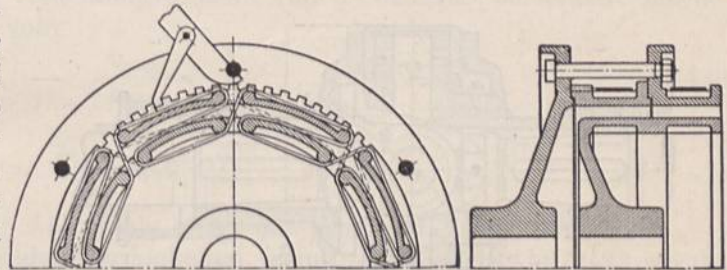


Abb. 1416. Bandkupplung für wechselnde Drehrichtung, Voith, Heidenheim.

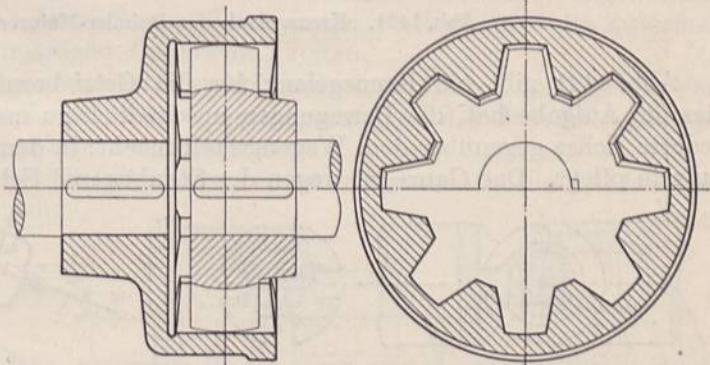


Abb. 1418. Knochengelenk.

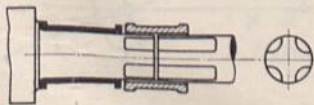


Abb. 1417. Walzenkupplung.

ßer der Ausschlagwinkel ist, um so ungünstiger werden die Berührungsverhältnisse und um so stärker die Abnutzungen.

Vollkommener sind für den Fall größerer Ablenkungen die konstruktiv sehr verschiedenartig durchgebildeten Kreuzgelenkkupplungen, Abb. 1419 bis 1422, bei denen zwei Paar senk-

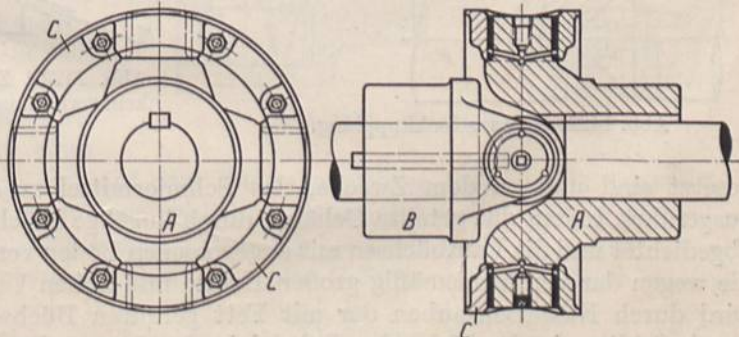


Abb. 1419. Kreuzgelenkkupplung. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau.



recht zueinander angeordnete Zapfen die Bewegung vermitteln. Die letzteren liegen in Abb. 1419 und 1420 in einer Ebene, sitzen auf gabelförmigen, auf den Wellenenden aufgekeilten Stücken *A* und *B* und sind durch einen in der Zapfenebene geteilten Ring *C* verbunden. Entsprechend dem Kardanischen Prinzip wird so die Ablenkung der Wellen nach beliebigen Richtungen möglich. Die Zapfen laufen in Rotgußbüchsen, sind hohl und werden mit Fett zur Schmierung gefüllt.

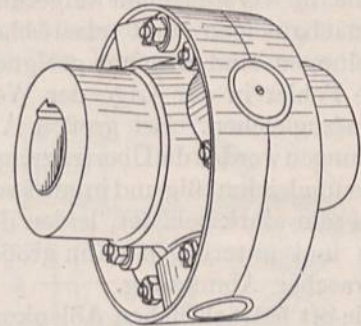
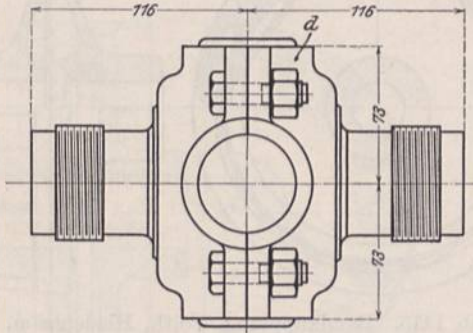


Abb. 1420. Kreuzgelenkkupplung.

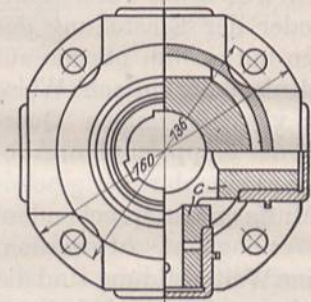
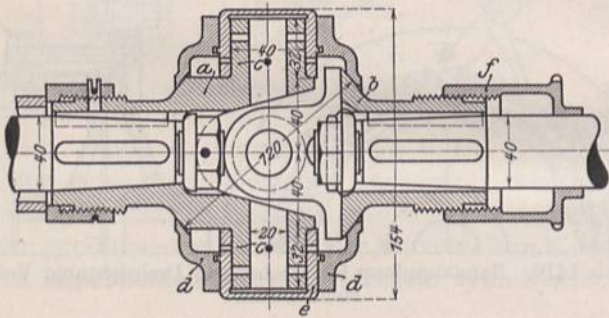


Abb. 1421. Kreuzgelenk der Daimler-Motoren-Gesellschaft.

Abb. 1421 gibt ein Kreuzgelenk für die Getriebewelle eines Kraftwagens wieder, das die Aufgabe hat, die Bewegungen unschädlich zu machen, die die angetriebene gefederte Achse gegenüber dem Wagengestell macht, in dem der Räderkasten fest gelagert zu sein pflegt. Das Ganze ist wegen des Staubes und Schmutzes, denen die Wagen aus-

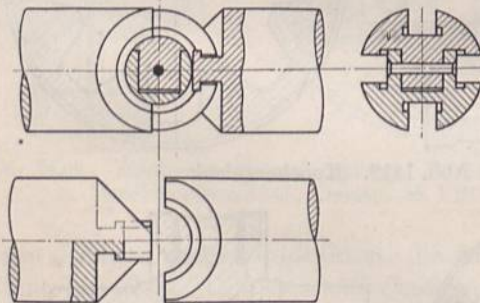


Abb. 1422. Kreuzgelenkkupplung.

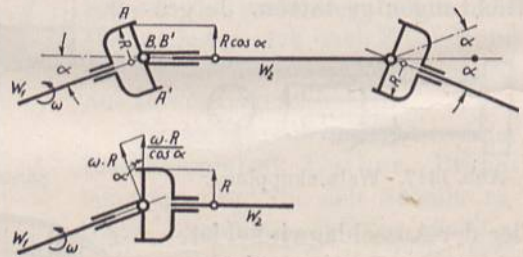


Abb. 1423. Zur Ermittlung der Geschwindigkeitsverhältnisse an Wellen mit Kreuzgelenkkupplungen.

gesetzt sind und zu dem Zwecke, das Schmiermittel zusammenzuhalten, geschlossen ausgeführt, indem das geteilte Gehäuse durch kugelige Flächen längs der Gabeln *a* und *b* abgedichtet und die Laubbüchsen mit angegossenen Böden versehen sind. Die Schmierung, die wegen der verhältnismäßig großen Kräfte und hohen Umlaufzahlen sehr wichtig ist, wird durch Niederschrauben der mit Fett gefüllten Büchse *f* bewirkt. Das Fett tritt durch Schlitze in der Nabe der Gabel *b* in das Innere des Gehäuses und von da durch Bohrungen zu den Laufflächen der Zapfen *c*.



Die sehr gedrungene Form eines Kugelgelenkes, Abb. 1422, findet sich häufig an Werkzeugmaschinen angewandt. Das Gelenk besteht aus zwei zusammengesteckten und verstifteten Teilen mit kugelförmiger Außenfläche und T-förmigen, unter  $90^\circ$  zueinander stehenden Nuten, in welche die entsprechend gefrästen Wellenenden, die im Grundriß für sich allein dargestellt sind, greifen.

Zu beachten ist, daß die Übertragung der Bewegung durch Kreuzgelenke um so ungleichförmiger wird, je größer der Ablenkungswinkel  $\alpha$ , Abb. 1423, ist. Läuft die antreibende Welle  $W_1$  mit gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , so erteilt sie auch dem Ring durch die Zapfen  $A$  und  $A'$  die gleiche Winkelgeschwindigkeit, treibt aber die Zapfen  $B$  und  $B'$  der Welle  $W_2$  in der oben gezeichneten Lage mit dem Hebelarm  $R \cdot \cos \alpha$  und dementsprechend mit einer Geschwindigkeit  $v_{\min} = \omega \cdot R \cdot \cos \alpha$  an. In der darunter gezeichneten Stellung, nämlich nach einer Drehung der Welle um  $90^\circ$ , kommt dagegen der volle Hebelarm  $R$ , aber unter dem Winkel  $\alpha$  zur Wirkung und erzeugt die größte Geschwindigkeit  $v_{\max} = \frac{\omega \cdot R}{\cos \alpha}$ . Innerhalb dieser beiden Grenzen schwankt die Geschwindigkeit der Zapfen  $B$  und  $B'$  zweimal bei jedem Umlauf der Welle, Änderungen, die sich schon bei Ablenkungswinkeln von  $5^\circ$  deutlich bemerkbar machen und eine Ungleichförmigkeit von:

$$\begin{aligned} \frac{v_{\max}}{v_{\min}} &= \frac{1}{\cos^2 \alpha} \\ &= \frac{1}{0,996^2} = 1,008 \end{aligned} \quad (439)$$

oder  $0,8\%$  erzeugen. Bei  $10^\circ$  Ablenkung steigt der Wert auf 1,031 oder  $3,1\%$ .

Aufgehoben werden die Ungleichförmigkeiten, wenn es sich nach Abb. 1423 um den Antrieb zweier symmetrisch angeordneter oder zweier paralleler Wellen handelt, ein im Werkzeugmaschinenbau häufig an verstellbaren Tischen, Abb. 1290, angewandter Fall, der übrigens auch bei dem Antrieb von Walzen meist vorliegt. Nur die Zwischenwelle unterliegt dann ungleichmäßigen Geschwindigkeiten.

Sind die Wellen gegeneinander geschränkt angeordnet, so treten auch noch Verschiebungen der Zapfen in den Lagern oder Längenänderungen der Zwischenwelle ein, wenn diese als Rohrwelle, Abb. 1290, ausgebildet ist.

Entsprechend den Geschwindigkeitsänderungen unterliegen auch die Zapfen verschiedenen Belastungen. Sie sind auf den größten Druck:

$$P_{\max} = \frac{1}{2} \frac{M_d}{R \cdot \cos \alpha} \quad (440)$$

zu berechnen.

Eine andere Form der Gelenke, die namentlich im Kraftwagenbau benutzt wird, ist das Gleitsteingelenk, Abb. 1424, bei dem die beiden Zapfen am Ende der linken Welle mit Gleitsteinen umgeben, sich zwischen den ebenen Flächen eines

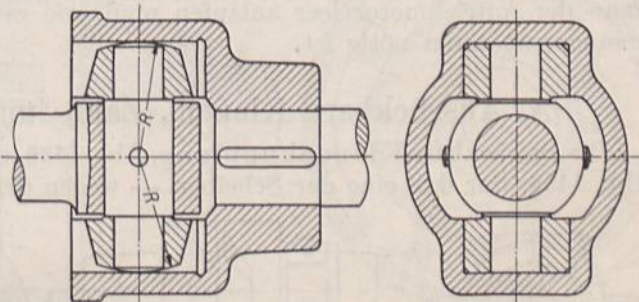


Abb. 1424. Gleitsteingelenk.

Schlitzes im Gehäuse bewegen, das auf dem Ende der rechten Welle sitzt. Die Außenbegrenzung der Zapfen muß wegen der seitlichen Führung kugelig, die der Gleitsteine zylindrisch nach dem Halbmesser  $R$  sein. Dem Nachteil des Gleitens auf den ebenen Flächen steht der Vorteil einfacherer Gestaltung des Gelenkes und die Möglichkeit geringer Längsverschiebungen der Wellen gegenüber, die in vielen Fällen erwünscht, manchmal sogar notwendig ist. Staumdichter Abschluß läßt sich durch einen Lederbeutel, aber auch durch kugelige Form des Gehäuses erreichen.



### III. Ein- und ausrückbare Kupplungen.

Bei den ein- und ausrückbaren oder Schaltkupplungen hat man zwei Arten zu unterscheiden:

A. solche, die das Ausschalten jederzeit, das Einschalten aber nur während des Stillstandes oder bei ganz geringen Geschwindigkeiten gestatten,

B. solche, die während des Laufes beliebig ein- und ausgerückt werden können.

Bei der ersten Gruppe darf der Eingriff durch starre Teile vermittelt werden: ausrückbare Klauen-, Klinken- und Zahnkupplungen. Sie dienen zum vorübergehenden Stilllegen von Teilen einer Anlage oder ermöglichen als Schutzvorrichtungen gegen Unfälle das rasche Ausschalten von Maschinen oder ganzen Wellensträngen. Verwandt mit ihnen sind die einfachen Mitnehmerstifte und Klauen an Werkzeugmaschinen, die das Ein- und Ausschalten von Scheiben und Zahnrädern mit geringen Massen vermitteln.

Bei der zweiten Gruppe sind die dynamischen Verhältnisse sorgfältig zu beachten, und zwar um so mehr, je größer die zu kuppelnden Massen und die Laufgeschwindigkeiten sind. Die getriebene Welle mit den daranhängenden Teilen oder Maschinen muß allmählich von der Ruhe auf die Geschwindigkeit der treibenden gebracht werden. Dadurch ist die Benutzung starrer Mittel ausgeschlossen, weil sie die plötzliche Mitnahme bewirken und die Kupplung selbst oder die benachbarten Teile durch den auftretenden Massenstoß in unzulässiger Weise beanspruchen und gefährden würden. Der auftretende Stoß wächst verhältnismäßig der zu kuppelnden Masse und dem Quadrat der Geschwindigkeit. Als Übertragungsmittel benutzt man ganz allgemein die Reibung — Reibungskupplungen —, muß dabei aber, solange Geschwindigkeitsunterschiede zwischen der treibenden und der getriebenen Welle vorhanden sind, das Gleiten der Kuppelflächen aufeinander und die Erwärmung durch die Reibungsarbeit in Kauf nehmen. Ein wesentlicher Bestandteil aller aus- und einrückbaren Kupplungen ist die Schaltvorrichtung zum Öffnen und Schließen.

Kupplungen aus dieser Gruppe dienen sehr verschiedenen Zwecken: zum Ein- und Ausschalten von Wellensträngen oder von einzelnen Getrieben und Maschinen zwecks Beschränkung des Energieverbrauchs auf die eigentliche Arbeitszeit, zur Vermeidung von Überlastungen, zur Verhütung von Unfällen, zur Erzeugung von Rechts- und Linkslauf u. a. m. Ferner werden sie verwandt, wenn Treibriemen so breit werden, daß es Schwierigkeiten macht, sie von der Leer- auf die Festscheibe zu verschieben, sowie wenn der Antriebmotor leer anlaufen muß, wie es bei Kraftwagen und manchen Verbrennungsmotoren nötig ist.

#### A. Ausrückbare Klauen-, Zahn- und Klinkenkupplungen.

Die ausrückbare Klauenkupplung, Abb. 1425, entspricht der Ausdehnungskupplung, Abb. 1406, nur daß eine der Scheiben — wegen der Einschränkung der Abnutzung am

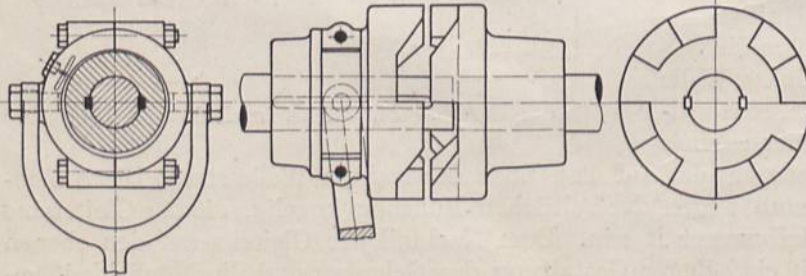


Abb. 1425. Ausrückbare Klauenkupplung.

besten die auf der getriebenen Welle —, längs zweier Federn durch einen Ausrücker verschiebbar ist, der mit einem Schleifring in eine Nut von rechteckigem Querschnitt in die Kuppelungshälfte greift. Die Zähne haben radiale

Anlageflächen, aber schräge Rücken. Das Ausschalten der Kupplung ist bei voller Belastung nicht leicht, weil bei dem geringen Abstand der Klauen und Federn von der



Wellenmitte große Umfangs- und Reibungskräfte entstehen. Da die Ausschaltkraft in axialer Richtung wirkt und an der Welle sicher muß aufgenommen werden können, ist die Kupplung nur bei mäßigen Kräften und Leistungen zu empfehlen.

Günstigere Verhältnisse bietet in dieser Beziehung die Hildebrandt-Kupplung, Abb. 1426 und 1427, Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau. Die beiden mit Zähnen versehenen Kupplungscheiben *A* und *B* sind auf den Wellenenden fest verkeilt und können durch eine Muffe *C*, die auf der Nabe von *B* gleitet, verbunden werden.

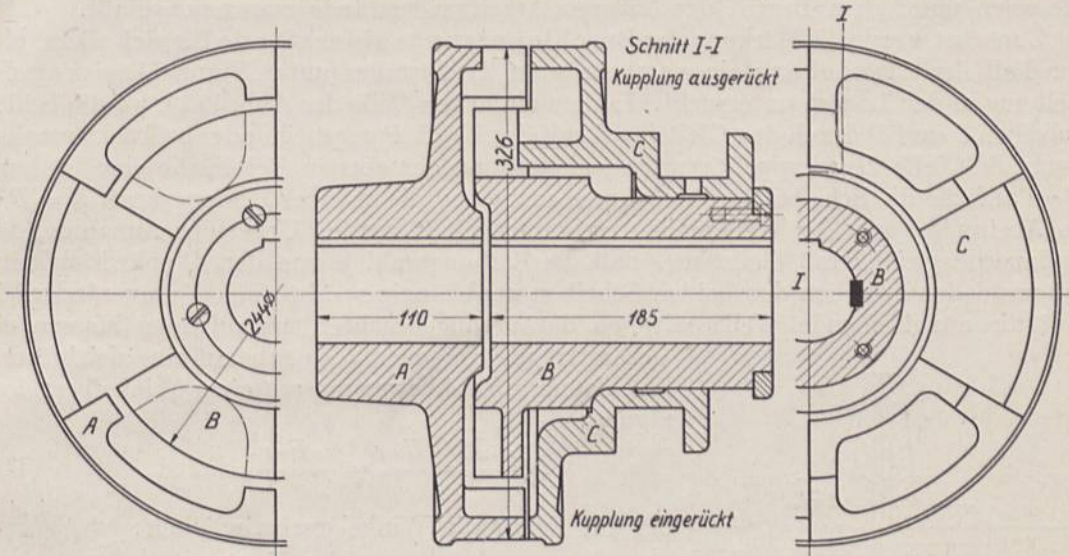


Abb. 1426. Hildebrandtkupplung. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau. M. 1 : 5.

In ausgerücktem Zustande sitzen die Zähne an *C* in Lücken der Scheibe *B* und greifen bei der Einschaltung zwischen die Zähne der Scheibe *A*. Dadurch werden sowohl die ungünstig beanspruchten Federn an der Muffe vermieden, als auch die Umfangs- und Reibungskräfte durch die größeren Hebelarme der Zähne vermindert; das Ausrücken ist wesentlich erleichtert.

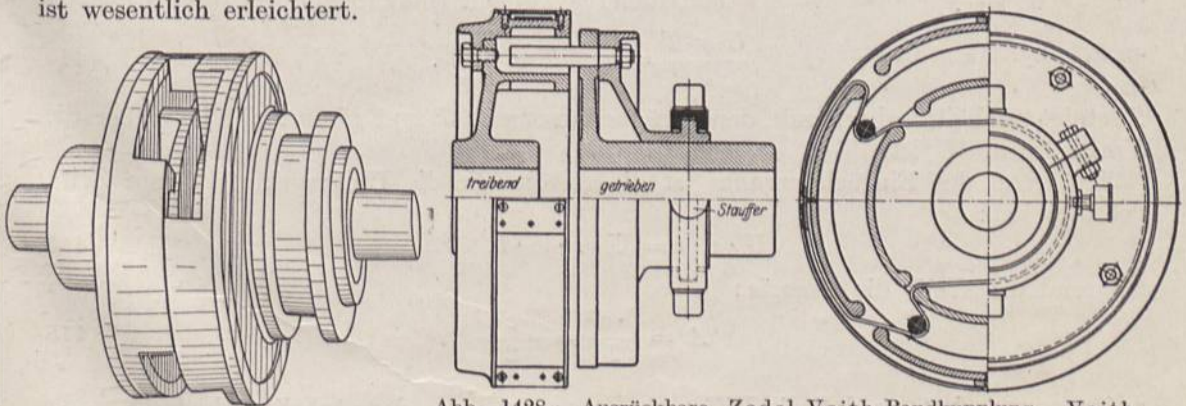


Abb. 1427. Hildebrandt-Kupplung.

Abb. 1428. Ausrückbare Zedel-Voith-Bandkupplung. Voith, Heidenheim.

Bauarten, bei denen die treibende Welle zum Ausrücken benutzt wird, siehe [XX, 1].

An der ausrückbaren Bandkupplung von Zedel-Voith, Abb. 1428, legen sich beim Einrücken vier Bolzen gegen das durch die Schlitze in der einen Kupplungshälfte gezogene Band. Sie bietet im Vergleich mit den vorstehend beschriebenen den Vorteil der Nachgiebigkeit bei geringen Fehlern in der Lage der Wellen zueinander.

Die früher in zahlreichen Formen ausgebildeten Klinkenkupplungen werden heute kaum noch ausgeführt.



## B. Reibungskupplungen.

### 1. Die Schaltvorgänge.

Beim Einrücken jeder Reibungskupplung treten zwei Arten von Widerständen auf:

1. die Beschleunigungswiderstände der in Bewegung zu setzenden Massen,
  2. die Reibungswiderstände in den Triebwerken und Maschinen, die von der zu kuppelnden Welle angetrieben werden, sowie der Nutzwiderstand der Maschinen.
- Sie seien unter dem Begriff der äußeren Arbeitswiderstände zusammengefaßt.

Zunächst werde die Wirkung der Beschleunigungswiderstände für sich allein, also der Fall der Einschaltung eines unbelasteten Triebwerkes unter Vernachlässigung der Reibung in den Lagern untersucht. In dem einfachen Falle der Abb. 1429, wo die beiden Scheiben *C* und *D* durch den Gleitring *E* mit der Kraft *P* gegeneinander gedrückt werden, wenn die Welle *B* gekuppelt werden soll, tritt an der ebenen Reibfläche eine Reibung  $P \cdot \mu$  auf, die die Scheibe *D* mitzunehmen sucht und die zu einer Umfangskraft  $U = P \cdot \mu$  im Abstände *r* von der Wellenmitte zusammengefaßt werde. Unter der Annahme, daß *P* dauernd gleich groß bleibt und daß die Reibungszahl  $\mu$  von den Geschwindigkeitsunterschieden zwischen den beiden Scheiben unabhängig sei, ist auch *U* unveränderlich. Hat die anzutreibende Welle mit den darauf angebrachten umlaufenden Massen ein

Gesamträgheitsmoment *J*, so entsteht eine gleichförmig beschleunigte Drehbewegung mit einer Winkelbeschleunigung:

$$\varepsilon = \frac{M}{J} = \frac{U \cdot r}{J} = \frac{\mu \cdot P \cdot r}{J} = \text{konst.}, \quad (441)$$

der zur Zeit *t* die Winkelgeschwindigkeit:

$$\omega = \varepsilon \cdot t = \frac{U \cdot r t}{J} \quad (442)$$

entspricht und die in Abb. 1430 durch eine schräge Gerade gekennzeichnet ist. Die Einrückzeit *T*, nach der  $\omega$  den Wert  $\omega_0$  der antreibenden Welle erreicht, beide Wellen also mit gleicher Geschwindigkeit laufen und daher gekuppelt sind, folgt aus:

$$\frac{U \cdot r \cdot T}{J} = \omega_0; \quad T = \frac{J \cdot \omega_0}{U \cdot r}. \quad (443)$$

*T* steigt verhältnismäßig mit dem Trägheitsmoment *J* und nimmt ab, je größer die Umfangskraft *U* ist.

Während des Einrückvorgangs ist die Arbeit, die die Umfangskraft *U* zur Zeit *t* geleistet hat:

$$U \cdot v \cdot t = U \cdot r \cdot \omega \cdot t, \quad (444)$$

während die Welle die Energie:

$$A_b = \frac{J \cdot \omega^2}{2} = \frac{J \cdot \varepsilon^2 t^2}{2} \quad (445)$$

aufgenommen hat, so daß die Differenz  $U \cdot r \cdot \omega_0 t - \frac{J \omega^2}{2}$  den Arbeitsverlust durch das Gleiten darstellt. Der Verlauf beider Größen in Abhängigkeit von *t* ist durch die Gerade und die Parabel der Abb. 1430 unten veranschaulicht.

Am Ende der Beschleunigungszeit beträgt die von *U* geleistete Arbeit:

$$A_T = U \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T, \quad (446)$$

während die Energie der Welle:

$$\frac{J \cdot \omega_0^2}{2} = \frac{J \cdot \varepsilon^2 T^2}{2} = \frac{U \cdot r \cdot T}{2 \omega_0} \cdot \frac{\omega_0^2}{T^2} \cdot T^2 = \frac{U \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T}{2},$$

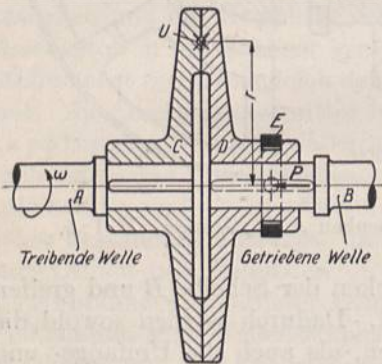


Abb 1429. Schema einer Reibkupplung.



mithin nur halb so groß ist. Die Hälfte der zur Beschleunigung der Massen aufgewandten Arbeit geht also durch das Gleiten der Kuppelflächen aufeinander verloren, eine Beziehung, die sich ganz allgemein, auch für eine beliebig veränderliche Umfangskraft nachweisen läßt. Denn die Arbeit, welche die Umfangskraft  $U$  während der Einrückzeit  $T$  leistet, ist dargestellt durch:

$$A = \int_0^t U \cdot r \cdot \omega_0 \cdot dt, \quad (447)$$

durch einen Ausdruck also, der mit  $U = \frac{J \cdot \varepsilon}{r}$  und  $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$  in:

$$A = J \omega_0 \int_0^{\omega_0} d\omega = J \cdot \omega_0^2 \quad (448)$$

übergeht. Demgegenüber beträgt die im angetriebenen Strang aufgespeicherte Energie, wenn die Winkelgeschwindigkeit den Wert  $\omega_0$  erreicht hat, nur  $\frac{J \cdot \omega_0^2}{2}$ , ist somit stets halb so groß. Der Arbeitsverlust bei der Beschleunigung der Massen ist demnach unabhängig von der Größe der Kuppelkraft und von dem Gesetz, nach dem sich diese ändert.

Wird die Kuppelkraft  $U$ , wie im Falle der Abb. 1430 angenommen, plötzlich in voller Größe zur Wirkung gebracht, so entsteht ein Stoß, der die treibende Welle in oft deutlich wahrnehmbare Schwingungen versetzt und die Anstrengung derselben wesentlich erhöhen kann. Ein weiterer Stoß tritt in dem Augenblicke auf, wo die Wellen völlig gekuppelt sind, wenn also die getriebene die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_0$  der treibenden angenommen hat, weil dann der Beschleunigungswiderstand plötzlich verschwindet und die Kuppelkraft frei wird. Doch verteilt sich die Stoßwirkung im zweiten Falle sowohl auf den treibenden, wie den getriebenen Teil der Anlage.

Die Gleitarbeit wird bis auf ganz geringe Beträge für die Abnutzung der Kuppelflächen in Wärme umgesetzt.

**Zahlenbeispiel 4.** Ein Triebwerk mit einem gesamten Trägheitsmoment  $J = 3 \text{ mkg/sek}^2$  soll durch eine Kupplung mit einer Umfangskraft  $U = 450 \text{ kg}$ , im Abstand  $r = 200 \text{ mm}$  von der Wellenmitte wirkend, auf 100 Umdrehungen in der Minute gebracht werden, vgl. Abb. 1430.

Winkelbeschleunigung (441):

$$\varepsilon = \frac{U \cdot r}{J} = \frac{450 \cdot 0,2}{3} = 30 \frac{1}{\text{sek}^2}.$$

Winkelgeschwindigkeit der treibenden Welle:

$$\omega_0 = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 100}{30} = 10,47 \frac{1}{\text{sek}}.$$

Einrückzeit (443):

$$T = \frac{J \cdot \omega_0}{U \cdot r} = \frac{3 \cdot 10,47}{450 \cdot 0,2} = 0,349 \approx 0,35''.$$

Gesamte, während des Einrückens benötigte Arbeit (446):

$$A_T = U \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T = 450 \cdot 0,2 \cdot 10,47 \cdot 0,35 = 329 \text{ mkg}.$$

Beschleunigungsarbeit:

$$\frac{J \omega_0^2}{2} = \frac{3 \cdot 10,47^2}{2} = 164,5 \text{ mkg}.$$

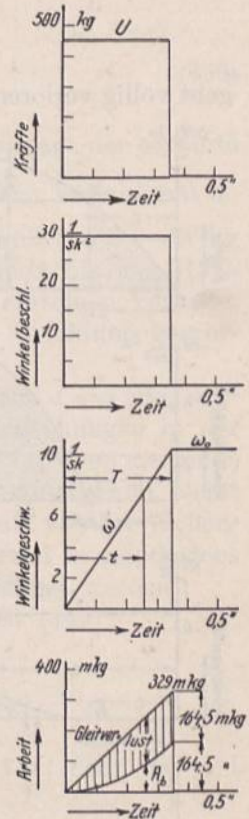


Abb. 1430. Vorgänge beim Einrücken eines leerlaufenden Triebwerkes.



Treten neben den Beschleunigungskräften äußere Arbeitswiderstände auf, die, bezogen auf den Abstand  $r$ ,  $W$  kg betragen, so gleiten die Kupplungsflächen beim Einschalten so lange, bis die Kuppelkraft  $U$  die Größe  $W$  erreicht, Punkt  $B$  der Abb. 1431 oben. Die bis dahin geleistete Arbeit:

$$A_1 = \int_0^{t_0} U \cdot r \cdot \omega_0 dt = r \cdot \omega_0 \int_0^{t_0} U dt \quad (449)$$

geht völlig verloren und verwandelt sich in Wärme. Sobald  $U$  größer als  $W$  wird, beginnt die Bewegung der Welle, und zwar dient der Überschuß  $U - W$  zur Beschleunigung der Massen mit einer Winkelbeschleunigung:

$$\varepsilon = \frac{(U - W) \cdot r}{J}, \quad (450)$$

entsprechend einer Winkelgeschwindigkeit:

$$\omega = \int \varepsilon \cdot dt \quad (451)$$

und einer Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \omega \cdot r, \quad (452)$$

im Abstand  $r$  gemessen.

Die gesamte, an der Kupplung wirkende Umfangskraft  $U$  kann man sich demnach in zwei Teile  $W$  und  $U - W$  zerlegt denken, von denen  $W$  zur Überwindung der äußeren Arbeitswiderstände,  $U - W$  zur Beschleunigung der Massen dient.

Solange diese Beschleunigung dauert, also bis zum Zeitpunkt  $D$  der Darstellung, Abb. 1431, in welchem die getriebene Welle die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_0$  der treibenden erreicht, treten zwei Arbeitsverluste nebeneinander auf:

1. derjenige infolge des Geschwindigkeitsunterschiedes, mit dem die Kupplungsscheiben aufeinander gleiten. Als Kraft kommt dabei der Arbeitswiderstand  $W$  in Frage, so daß der Verlust zur Zeit  $t_1$  durch:

$$A_2 = \int_{t_0}^{t_1} W \cdot (c_0 - v) dt = W \cdot c_0 (t_1 - t_0) - W \cdot \int_{t_0}^{t_1} v dt = W \cdot \omega_0 \cdot r (t_1 - t_0) - A_n \quad (453)$$

$$A_n = W \cdot r \int_{t_0}^{t_1} \omega dt \quad (454)$$

die Nutzarbeit zur Überwindung der äußeren Arbeitswiderstände bedeutet. Der Verlust wird um so beträchtlicher, je länger die Beschleunigungszeit dauert, ist demnach in starkem Maße von der Größe und dem Verlauf der Umfangskraft  $U$  abhängig;

2. derjenige infolge der Beschleunigung der umlaufenden Massen. Zur Zeit  $t_1$  hat die für die Massenbeschleunigung zur Verfügung stehende Kraft  $U - W$  die Arbeit:

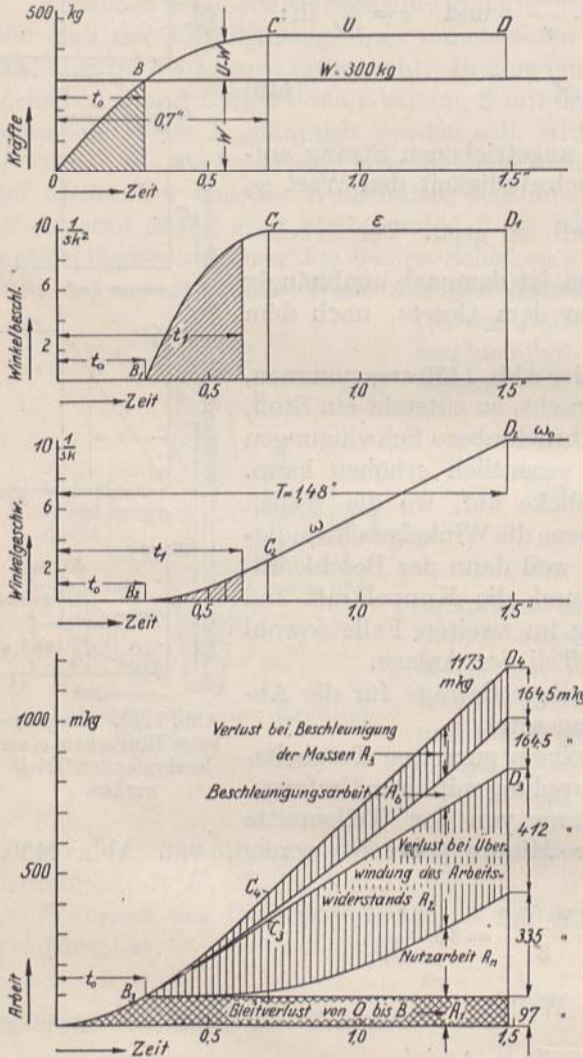


Abb. 1431. Vorgänge beim Einrücken eines belasteten Triebwerks.

dargestellt ist, wenn:



$$\int_{t_0}^{t_1} (U - W) \omega_0 \cdot r \cdot dt = \omega_0 \cdot r \cdot \int_{t_0}^{t_1} (U - W) dt \quad (455)$$

geleistet. Davon ist  $\frac{J \cdot \omega^2}{2} = A_b$  als lebendige Kraft an die angetriebene Welle übergegangen; der Rest:

$$A_3 = \omega_0 \cdot r \int_{t_0}^{t_1} (U - W) dt - \frac{J \omega^2}{2} \quad (456)$$

ist der bis dahin eingetretene Verlust. Am Ende der Einrückzeit  $T$  beträgt der gesamte Verlust, wie oben gezeigt,  $\frac{J \omega_0^2}{2}$ ; er ist unabhängig von der Größe und dem Verlauf von  $U$ .

In eingerücktem Zustande bleibt die Kupplung mit einem Kraftüberschuß von  $U - W$  kg geschlossen und ist daher ohne weiteres imstande, Arbeitswiderstände bis zur Höhe von  $U$  kg zu überwinden. Im untersten Teil der Abb. 1431 sind die einzelnen Verluste, die Nutzarbeit und die Beschleunigungsarbeit dargestellt und durch Strichlung hervorgehoben.

**Zahlenbeispiel 5.** Ein Triebwerk mit einem Gesamtträgheitsmoment  $J = 3$  mkg/sek<sup>2</sup> und einem äußeren Arbeitswiderstand  $W = 300$  kg soll auf 100 Umdrehungen in der Minute gebracht werden durch eine nach der Kurve  $OBCD$  der Abb. 1431 oben steigende Umfangskraft  $U$ . Dieselbe erreicht nach  $t' = 0,7$  sek im Punkte  $C$  450 kg und bleibt dann unveränderlich.  $W$  und  $U$  sind auf denselben Abstand  $r = 200$  mm von der Wellenmitte bezogen. (Zur genügend genauen Ermittlung müssen die Kurven in mindestens  $2^{1/2}$ fachem Längen- und Höhenmaßstabe, wie in Abb. 1431 aufgezeichnet werden.)

Arbeitsverlust während der Zeit  $t_0 = 0,29$  sek, solange  $U < W$  ist (449):

$$A_1 = r \cdot \omega_0 \int_0^{t_0} U dt = 0,2 \cdot 10,47 \int_0^{t_0} U \cdot dt.$$

$\int_0^{t_0} U \cdot dt$  stellt den Inhalt der unter  $OB$  liegenden Fläche der Abb. 1431 oben dar und beträgt  $0,742$  cm<sup>2</sup>.

Maßstab der Abszissen  $1$  cm =  $0,25$  sek,

Maßstab der Ordinaten  $1$  cm =  $250$  kg;

Flächenmaßstab  $1$  cm<sup>2</sup> =  $0,25 \cdot 250 = 62,5$  kg · sek.

Damit wird  $A_1 = 0,2 \cdot 10,47 \cdot 0,742 \cdot 62,5 = 97$  kgm. Die Beschleunigungskurve zeigt, da nach (450):

$$\varepsilon = \frac{(U - W) \cdot r}{J} = \frac{(U - W) \cdot 0,2}{3} = 0,0667 (U - W)$$

ist, einen der Beschleunigungskraft  $U - W$  verhältnismäßigen Verlauf, beginnt mit dem Werte  $0$  zur Zeit  $t_0$  und erreicht nach  $t' = 0,7$  sek, den Wert:

$$\varepsilon = 0,0667 \cdot 150 = 10 \frac{1}{\text{sek}^2}.$$

Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega = \int \varepsilon \cdot dt$  findet man aus dem Flächeninhalt der  $\varepsilon$ -Kurve zu den verschiedenen Zeiten; z. B. für die Zeit  $t_1$  aus der gestrichelten Fläche.

Abszissenmaßstab  $1$  cm =  $0,25$  sek,

Ordinatenmaßstab  $1$  cm =  $5 \frac{1}{\text{sek}^2}$ ;

demnach  $1$  cm<sup>2</sup> =  $0,25 \cdot 5 = 1,25 \cdot \frac{1}{\text{sek}}$ .

Von  $C_2$  ab wird  $\omega = \int \varepsilon \cdot dt = 10 \cdot t$ ; nimmt also verhältnismäßig der Zeit  $t$  mit  $10$  Einheiten in der Sekunde zu. Trägt man eine gerade Linie unter dieser Neigung



in  $C_2$  an, so trifft sie in  $D_2$  auf die Linie  $\omega_0 = 10,47 \frac{1}{\text{sek}}$ , wobei die Abszisse von  $D_2$  die Einrückzeit  $T = 1,48$  sek liefert.  $T$  ist nur von der Kraft  $U - W$  abhängig; große Überschußkräfte verkürzen die Einrückdauer und verkleinern damit auch die im folgenden berechneten Verluste.

Arbeitsverlust  $A_2$  während der Beschleunigungszeit. Zur Ermittlung von  $A_2$  berechnet man nach (453) zunächst:

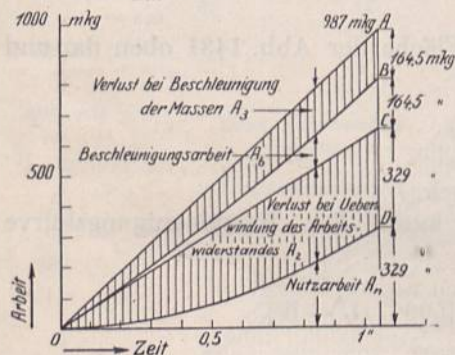
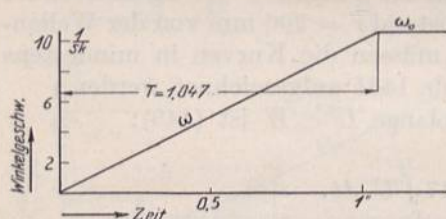
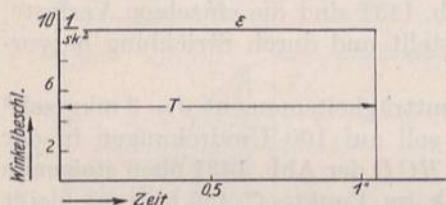
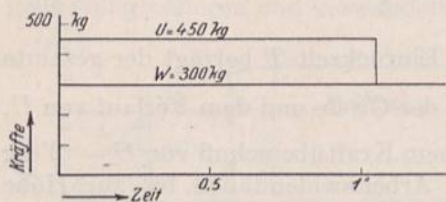


Abb. 1432. Vorgänge beim Einrücken eines belasteten Triebwerks, wenn die Einrückkraft sofort in voller Höhe wirkt.

**Zahlenbeispiel 6.** Günstiger werden die Verhältnisse, wenn die Kuppelkraft  $U$  sofort ihren größten Wert von 450 kg annimmt und während des ganzen Einschaltvorganges beibehält, wie in Abb. 1432 angenommen ist. Die Bewegung wird dann, ähnlich wie im ersten Beispiel, eine gleichförmig beschleunigte. Winkelbeschleunigung (450):

$$\varepsilon = \frac{(U - W) \cdot r}{J} = \frac{(450 - 300) \cdot 0,2}{3} = 10 \frac{1}{\text{sek}^2}.$$

Bei  $\omega_0 = 10,47 \frac{1}{\text{sek}}$  wird die Einrückzeit, vgl. (443):

$$T = \frac{J \cdot \omega_0}{(U - W) \cdot r} = \frac{3 \cdot 10,47}{(450 - 300) \cdot 0,2} = 1,047 \text{ sek.}$$

$$W \cdot \omega_0 \cdot r (t_1 - t_0) = 300 \cdot 10,47 \cdot 0,2 (t_1 - 0,29)$$

für verschiedene Werte von  $t_1$ , findet so die Kurve  $B_3 C_3 D_3$  und zieht die Nutzarbeit:

$$A_n = W \cdot r \int_{t_0}^{t_1} \omega \cdot dt = 300 \cdot 0,2 \int_{t_0}^{t_1} \omega \cdot dt$$

ab. Das Integral ist für die Zeit  $t_1$  durch den Inhalt der gestrichelten Fläche der  $\omega$ -Linie gegeben. Am Ende der Einrückzeit  $T$  hat  $W$  die Arbeit:

$$300 \cdot 10,47 \cdot 0,2 (1,48 - 0,29) = 747 \text{ mkg}$$

geleistet, während sich die Nutzarbeit aus der unter  $B_2 C_2 D_2$  liegenden Fläche von  $4,47 \text{ cm}^2$  Inhalt bei einem Maßstab von  $1 \text{ cm}^2 = 0,25 \cdot 5 = 1,25 \frac{\text{sek}}{\text{sek}}$  zu:

$$A_n = 300 \cdot 0,2 \cdot 4,47 \cdot 1,25 = 335 \text{ mkg}$$

berechnet.

Schließlich wird die Arbeit der Beschleunigungskraft durch Ausmessen der Fläche von  $(U - W)$  zu den verschiedenen Zeiten bei einem Maßstab von  $1 \text{ cm}^2 = 250 \cdot 0,25 = 62,5 \text{ kgsek}$  gefunden, Kurve  $B_3 C_4 D_4$ . Am Ende der Einrückzeit  $T$  wird sie nach (455):

$$\omega_0 \cdot r \int_{t_0}^T (U - W) dt = 10,47 \cdot 0,2 \cdot 2,51 \cdot 62,5 = 329 \text{ mkg.}$$

Zur Prüfung der Richtigkeit der Rechnung dient, daß sie doppelt so groß sein muß, wie die zu dem Zeitpunkt in der Welle aufgespeicherte Energie:

$$\frac{J \omega_0^2}{2} = \frac{3 \cdot 10,47^2}{2} = 164,5 \text{ mkg.}$$

Von insgesamt 1173 mkg während des Einrückens geleisteter Arbeit gehen 673,5, das sind 57,4% verloren.



Gesamte, während des Einrückens geleistete Arbeit (446):

$$A_T = U \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T = 450 \cdot 0,2 \cdot 10,47 \cdot 1,047 = 987 \text{ mkg.}$$

Die Nutzarbeit (454)  $A_n = W \cdot r \int_0^t \omega \cdot dt$  geht mit  $\frac{\omega}{\omega_0} = \frac{t}{T}$  über in:

$$A_n = \frac{W \cdot r \cdot \omega_0}{T} \int_0^t t dt = \frac{W \cdot r \cdot \omega_0}{T} \cdot \frac{t^2}{2},$$

ist mithin durch eine Parabel  $OD$  dargestellt und erreicht am Ende der Einrückzeit  $T$  den Betrag von:

$$\frac{W \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T}{2} = \frac{300 \cdot 0,2 \cdot 10,47 \cdot 1,047}{2} = 329 \text{ mkg.}$$

Die Arbeit, welche die Kraft  $W$  während der gleichen Zeit leistet, ist doppelt so groß:

$$A_w = W \cdot r \cdot \omega_0 T = 658 \text{ mkg.}$$

Ihr Verlauf ist durch die Gerade  $OC$  wiedergegeben. Die Hälfte geht durch Gleiten verloren.

Ähnliches gilt von der Beschleunigungsarbeit. Die Kraft  $U - W$  leistet während der Einrückzeit  $T$ :

$$(U - W) \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T = 150 \cdot 0,2 \cdot 10,47 \cdot 1,047 = 329 \text{ mkg,}$$

während die als Bewegungsenergie aufgespeicherte Arbeit:

$$\frac{J \omega_0^2}{2} = \frac{3 \cdot 10,47^2}{2} = 164,5 \text{ mkg}$$

ist. Die Gerade  $OA$  und die Parabel  $OB$  veranschaulichen den Verlauf beider Größen.

Insgesamt gehen im vorliegenden Falle 50% der aufgewandten Arbeit verloren und erhitzen die Kupplung.

Vergleicht man die Ergebnisse der drei Zahlenbeispiele, denen dasselbe Trägheitsmoment des Triebwerks und derselbe Größtwert der Kuppelkraft zugrunde gelegt ist, so zeigt sich deutlich, wie die Beschleunigungsvorgänge und die Verluste, aber auch die Anstrengung der Wellen und Triebwerkteile von der Anpreßkraft abhängig sind und sich durch diese regeln lassen. Am günstigsten ist es, das Triebwerk im Leerlauf einzurücken, größere Arbeitswiderstände aber erst nach Eintritt des Beharrungszustandes einzuschalten. Wenn man die Reibung an den Lagern vernachlässigt, so sind dann nur Beschleunigungswiderstände zu überwinden; der Verlust durch das Gleiten der Kuppelflächen und die dadurch gegebene Erwärmung der Kupplung sind am kleinsten. Insgesamt ist die doppelte Arbeit, die theoretisch zur Beschleunigung der Massen nötig ist, aufzuwenden. Dagegen sind die Stöße zu Beginn und zu Ende des Einrückens stark.

Sind neben den Massen- äußere Arbeitswiderstände zu überwinden, so steigen die Verluste, die Erwärmung und die Einrückdauer ganz erheblich. Vorteilhaft ist es, der Kuppelkraft sofort ihren größten Betrag zu geben und diesen dauernd wirken zu lassen, Beispiel 6. Auch in dem Falle ist die gesamte aufzuwendende Arbeit doppelt so groß, wie die theoretisch zur Überwindung der Arbeitswiderstände und zur Beschleunigung der Massen notwendige. Bei Arbeitswiderständen in Höhe von  $\frac{2}{3}$  der Kuppelkraft wird aber sowohl die Einrückzeit, wie die gesamte Arbeit und der Gleitverlust auf das dreifache gegenüber Leerlauf erhöht. Der Stoß beim Einschalten ist groß; dagegen ist er im Augenblick der völligen Kupplung auf  $\frac{1}{3}$  herabgesetzt.

Schließlich wird im Falle des Beispiels 5, wo die Kuppelkraft erst nach 0,7 sek den vollen Betrag von 450 kg erreicht, die Zeit  $T$  auf 1,48 sek, gegenüber Beispiel 6 um



41%, der Verlust durch das Gleiten von 493,5 auf 673,5 mkg, also um 36% erhöht. Der Stoß beim Einschalten der Kupplung ist vermieden; derjenige am Ende der Einrückzeit ist der gleiche, wie im Fall 6.

## 2. Allgemeine Gesichtspunkte bei der Durchbildung der Reibungskupplungen.

Wichtig für die Durchbildung und Beurteilung von ein- und ausrückbaren Kupplungen sind noch folgende Gesichtspunkte:

Als Werkstoffe für die Reibflächen kommen in Frage:

a) Metalle, die gleichmäßiger Reibwirkung wegen tunlichst geschmiert werden sollen: Gußeisen auf Gußeisen oder Schmiedeisen oder Bronze, Stahl auf Bronze, Aluminium auf Gußeisen;

b) wegen größerer Reibungszahl: Leder, Holz, Papier usw., ferner Asbest auf Eisen. Die zuerst genannten werden vorteilhafterweise mehr oder weniger gefettet verwendet; dagegen sind Asbestplatten oder Asbestdrahtgewebe äußerst wärmebeständig und können trocken laufen.

Als Reibungszahlen pflegen die von Morin für gleitende Bewegung angegebenen eingesetzt zu werden:

Gußeisen auf Gußeisen oder Bronze, wenig gefettet . . . . .	0,15
Gußeisen auf Bronze, trocken . . . . .	0,20,

Einen Anhalt für die Wirkung hölzerner Reibflächen können die von L. Klein [XX, 2] an Bremsklötzen ermittelten Zahlen geben. Das Holz lag dabei längs der Faser an sauber bearbeiteten Bremskränzen an.  $\mu$  zeigte sich bei Geschwindigkeiten von 1 bis 20 m/sek und bei Drucken von 0,5 bis 10 kg/cm<sup>2</sup> annähernd unveränderlich.

Zusammenstellung 130. Reibungszahlen an hölzernen Reibflächen nach L. Klein.

	Buche	Eiche	Pappel	Ulme	Weide
Gußeisen . . . . .	0,29—0,37	0,30—0,34	0,35—0,40	0,36—0,37	0,46—0,47
Schmiedeisen . . . . .	0,54	0,51—0,40	0,65—0,60	0,60—0,49	0,63—0,60

Bei Gußeisen gelten die höheren Werte, wenn die Bremsscheibe mit Benzin gereinigt, die niederen, wenn die Scheibe nur sauber abgewischt ist; bei Schmiedeisen ist das Entgegengesetzte der Fall. Für unbearbeitetes Schmiedeisen ist  $\mu$  schwankend und wesentlich kleiner als für glatte Scheiben.

Als zulässigen Flächendruck gibt Kutzbach für Leder und dünne Blechlamellen  $p \bar{\geq} 0,7$ , bei dickwandigem Metall und Holz 3 bis 6 kg/cm<sup>2</sup> an.

Die Reibungsarbeit kann ähnlich, wie bei Zapfen bei einer mittleren Laufgeschwindigkeit  $v_m$  an Hand des Produktes  $p \cdot v_m$  beurteilt werden. Als Durchschnittswert gibt Kutzbach  $p \cdot v_m = 20 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$  an.

Bei der Auswahl der Stoffe für die Reibflächen sind neben den Abmessungen, die die Kupplung erhalten darf, die Betriebsverhältnisse in bezug auf die Abnutzung und den Ersatz der Reibflächen maßgebend.

Die erzeugte Wärmemenge ist nur von der Gleitarbeit, nicht aber von den Abmessungen der Kupplung oder dem spezifischen Druck an den Kuppelflächen abhängig. Der letztere hat vielmehr lediglich auf die Erhaltung der Schmierschicht, die wegen der Gleichmäßigkeit der Reibung erwünscht sein kann und auf die Abnutzung Einfluß. Die Wärme speichert sich zunächst im Kupplungskörper auf; später wird sie allmählich an die Luft abgegeben. Um zu hohe Temperaturen zu vermeiden, muß daher die Kupplung in der Nähe der Reibflächen genügende Masse bieten. Große ausstrahlende Oberflächen, Hohlräume, durch die die Luft streichen kann, oder Rippen unterstützen die Wärmeabgabe. Im Falle sehr häufigen Einschaltens kann künstliche Kühlung durch Luftzug oder Wasser notwendig werden. Bei gegebener Betriebsgeschwindigkeit einer Kupplung ist der Anpreßdruck allein für die Größe der Gleitarbeit maßgebend; es ist wichtig, ihn möglichst



gleichmäßig und von der Abnutzung der Gleitflächen unabhängig zu machen. Federnde Glieder im Schaltgetriebe, die ihn bei eintretender Abnutzung langsamer sinken lassen, als starre Übertragungsmittel, sind in der Beziehung vorteilhaft.

Zu langes Gleiten und die damit verbundene starke Erwärmung muß durch Nachstellen der Kupplung rasch und bequem beseitigt werden können. Durch Anbringen einer Signalvorrichtung, die während der Beschleunigung oder bei etwaigem Rutschen in Tätigkeit tritt, läßt sich übrigens das Gleiten leicht äußerlich bemerkbar machen. Dauert es zu lange an, so ist die Kupplung nachzuspannen.

Wegen der Gefahr der Überanstrengung der Triebwerke soll der Anpreßdruck eine bestimmte Grenze nicht überschreiten, also nach oben hin, z. B. durch einstellbare Federn, begrenzt sein. Die Möglichkeit der jeweiligen Regelung desselben kann sich dann empfehlen, wenn die Größe der Massenwiderstände stark wechselt, wie es u. a. an Seilbahnen vorkommt, die manchmal beim Einrücken belastet sind, manchmal leer laufen.

Bei der Wahl der Kupplungen geht man bei Anlagen mit gleichförmigem Antriebsmoment von der Leistung  $N$  in Pferdestärken, die die anzuschließende Welle abgeben soll und von der minutlichen Drehzahl derselben aus. Meist wird von den Firmen das Verhältnis  $\frac{N}{n}$ , für das die Kupplung geeignet ist, angegeben. Dabei darf aber die

Größe der in dem einzelnen Falle zu kuppelnden Massen nicht außer acht bleiben. Ist sie beträchtlich, so empfiehlt es sich, die Kupplung größer als dem Verhältnis  $\frac{N}{n}$  ent-

spricht, zu nehmen. Bei ausgedehnten Anlagen kann das stufenweise Einrücken durch mehrere Reibkupplungen empfehlenswert, manchmal notwendig sein. Außerdem ist die Gleichmäßigkeit der Kraftübertragung zu prüfen. Ist die Kraft veränderlich oder wirkt sie stoßweise, so ist von der größten auftretenden Leistung auszugehen. In der Beziehung empfehlen die Flender-Transmissionswerke in Düsseldorf bei Kompressoren und Gattersägen die 2,5 bis 3fache Durchschnittleistung einzusetzen, bei Schleifer- und Holländerantrieben der Zellulose- und Papierfabriken die doppelte, bei Mühlen und Wasserturbinen die 1,5fache, bei Dieselmotorantrieben die 1,25 bis 1,5fache Durchschnittleistung. Sicherheitskupplungen, die nur bei Betriebsunfällen ausgerückt, dagegen während des Stillstandes wieder geschlossen werden, können unter sonst gleichen Verhältnissen kleiner gewählt werden, als solche, die im vollen Betriebe einzuschalten sind. Bei der Bestellung von Kupplungen sind die genannten Betriebsverhältnisse genau anzugeben, im Falle größerer Anlagen unter Einsenden einer Skizze mit Angabe der Maße und Gewichte aller Teile.

Die Schaltkräfte sollen klein sein und von den Wellen möglichst ferngehalten werden. Das gilt vor allem für die Zeit, während welcher die Kupplung offen oder geschlossen ist, sollte aber auch während des Ein- und Ausrückens angestrebt werden. Auftretende Schaltdrucke sind sicher aufzunehmen, weil axiale Verschiebungen an den Kupplungen selbst, z. B. bei Scheiben mit Rillen unangenehme Störungen hervorrufen, namentlich aber auf andere, auf den Wellen sitzende Maschinenteile, wie Kegelräder, sehr schädlich wirken können. Dem genannten Zwecke dienen besondere Längslager, Wellenbunde oder Kämme in den Lagern neben der Kupplung.

Die Mehrzahl der Reibungskupplungen verlangt eine genau zentrische Lage der Wellen zueinander; schon geringe Abweichungen der Mittellinien oder Durchbiegungen der Wellen machen sich durch unruhigen Lauf oder starke Abnutzungen bemerkbar. Daher ist auf sichere Lagerung der Wellen unmittelbar neben der Kupplung besonderer Wert zu legen. Schwere Kupplungen stützt man zweckmäßigerweise auf beiden Seiten auf einem gemeinsamen Rahmen, Abb. 1438.

Die konstruktive Gestaltung der ein- und ausrückbaren Kupplungen ist sehr verschiedenartig möglich. Man unterscheidet nach der Form der Oberflächen: Scheiben- und Lamellen-, Kegel- und Zylinderkupplungen. Gegen die Reibflächen werden Scheiben, Backen, Bänder, federnde Ringe durch Schraubenge triebe, Hebelwerke, Federn, Keile usw.



gepreßt. Seltener benutzt man dazu die Fliehkraft, Wasser-, Luft- oder Dampfdruck. In neuerer Zeit hat der Elektromagnet für die Kupplungen Bedeutung gewonnen.

Außer zur unmittelbaren Verbindung zweier stumpf aneinander stoßender Wellen dienen die Kupplungen auch dazu, eine Welle durch eine stets laufende Riemenscheibe oder umgekehrt in und außer Betrieb zu setzen, Antriebe, die, wie schon früher erwähnt, dann angewendet werden müssen, wenn die Treibriemen so breit werden, daß sie sich nicht mehr auf den einfacheren Fest- und Losscheiben verschieben lassen. Manchmal kann die Raumersparnis wichtig sein, die sich dadurch ergibt, daß man bei Anwendung von Kupplungen mit der Breite der einfachen Riemenscheibe auskommt.

Im ersten der eben angeführten Fälle steht die Welle bei ausgerückter Kupplung still, während die Scheibe auf einer Leerlaufbüchse weiterläuft; im zweiten kommt die Riemenscheibe beim Ausrücken zur Ruhe, läuft sich aber erfahrungsgemäß infolge des Riemenzuges schnell einseitig aus, was leicht zu unruhigem Lauf und Betriebsstörungen führt. Bei schweren Antrieben empfiehlt es sich deshalb, die Riemenscheibe durch eine Hohlwelle, die die Antriebswelle umschließt, zu stützen und für sich allein zu lagern, die beiden Wellen aber durch die Kupplung zu verbinden.

### 3. Beispiele ein- und ausrückbarer Kupplungen.

Von einer eingehenden Beschreibung der zahlreichen Ausführungsarten muß Abstand genommen werden. Im folgenden seien nur einige der wichtigsten Formen in ihrer Eigenart besprochen.

#### a) Kupplungen mit mechanischen Schaltmitteln.

Der Nachteil der einfachen Scheibenkupplung, Abb. 1429, der hohe Anpreßdruck, welcher dauernd in voller Größe an dem schwer unter Öl zu haltenden Schleifring wirkt und die Welle belastet, ist in der Kegelpkupplung, Abb. 1433, erheblich vermindert. Zur Untersuchung der Kraftverhältnisse denkt man sich den senkrecht zu den Elementen der Kegelfläche wirkenden Normaldruck zu zwei diametral angreifenden Normalkräften  $N$  zusammengefaßt. Sie erzeugen tangential an der Kegelfläche eine Reibung in der Höhe von  $2\mu \cdot N$  zur Überwindung der Umfangskraft  $U$ , so daß im Grenzfall:

$$U = 2\mu \cdot N$$

wird.

Ein gleich großer Reibungswiderstand tritt aber auch längs der Mantellinie des Kegels beim Einschalten auf; er ist im Längsschnitt der Kupplung, Abb. 1433, eingetragen und durch den Anpreßdruck  $P$  am Gleitring mit zu überwinden. Die Gleichgewichtsbedingung in

Richtung der Achse ergibt daher bei einem Neigungswinkel  $\frac{\alpha}{2}$  der Kegelflächen die Beziehung:

$$P = 2 \left( N \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot N \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right),$$

die mit:

$$N = \frac{U}{2\mu} \quad \text{in} \quad P = U \cdot \frac{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}}{\mu} = \frac{U}{\mu'} \quad (457)$$

übergeht.  $\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}$  heißt Reibungszahl des Kegels und wird um so größer

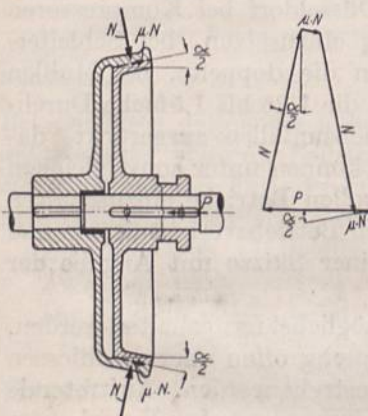


Abb. 1433. Kegelpkupplung.



und günstiger, je kleiner  $\alpha$  ist. Zu schlanke Kegelwinkel bewirken aber eine plötzliche Mitnahme und ein Festklemmen der Kupplungshälften ineinander;  $\frac{\alpha}{2}$  darf deshalb nicht kleiner als der Reibungswinkel sein. Praktisch pflegt  $\frac{\alpha}{2}$  zwischen  $15^\circ$  und  $12^\circ$ , äußerstenfalls zu  $10^\circ$  genommen zu werden. Von den Kegeln der DIN 254 kommt der Kegel 1 : 3 mit  $\frac{\alpha}{2} = 9^\circ 28'$  dem untern Werte nahe. Setzt man bei gußeisernen Reibflächen  $\mu = 0,1$ , so wird bei:

$$\begin{aligned} \alpha = 15^\circ \quad \mu' &= \frac{0,10}{0,131 + 0,1 \cdot 0,991} = 0,434, \\ \alpha = 10^\circ \quad \mu' &= 0,535. \end{aligned}$$

Der nötige Anpreßdruck sinkt dementsprechend auf 23 und 19%, gegenüber dem an Scheibenkupplungen mit ebenen Flächen. Beim Einrücken während des Ganges sind die Verhältnisse günstiger, weil sich der Anpreßdruck dem Werte:

$$P' = \frac{U \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{\mu} \quad (458)$$

nähert, da die Reibung längs der Kegelmantellinien, die dem Einrücken entgegenwirkt, sehr klein ausfällt und vernachlässigt werden darf, solange die Kupplungshälften in gegenseitiger Bewegung sind, also aufeinander gleiten.

Beim Ausrücken wird:

$$P'' = U \frac{\sin \frac{\alpha}{2} - \mu \cos \frac{\alpha}{2}}{\mu}. \quad (459)$$

Wegen der immerhin noch beträchtlichen Anpreßkraft, die bei der Ausführung nach Abb. 1433 den Schleifring und die Lager der Welle im geschlossenen Zustande der Kupplung belastet, werden Kegelkupplungen an Triebwerken kaum noch benutzt. Wohl aber finden sie sich häufig ihrer Einfachheit und ihres kurzen Schaltweges halber zur Übertragung kleiner Leistungen im Werkzeugmaschinenbau und an Kraftwagen. Die Reibung wird häufig durch einen Lederüberzug auf einer der Kegelflächen verstärkt, wobei die Reibungsziffer des Leders in gefettetem Zustande auf 0,2, in trockenem auf 0,3 und selbst 0,5 steigt, so daß die Wirkung der Kupplung in hohem Maße von dem Zustande des Leders abhängt, die Vorausberechnung aber unsicher wird.

Abb. 1434 zeigt eine Kraftwagenkupplung der Neuen Automobilgesellschaft, Berlin. Der Grundgedanke der Ausführung ist, die Welle bei geschlossener Kupplung, also während des Fahrens, von der Schlußkraft freizuhalten. Zu dem Zwecke ist eine Spiralfeder  $a$  zwischen die beiden Kupplungsscheiben gelegt. Sie preßt dieselben ineinander, belastet jedoch die Wellen nicht, weil sich die innere Scheibe in der Längsrichtung auf dem an der Kurbelwelle angeschraubten Dorn  $d$  und auf dem Vierkant der Getriebewelle verschieben kann. Der äußere gußeiserne, mit einem Lederbelag versehene Kegel ist am Umfang des Schwungrades des Motors angeschraubt. Er ist geteilt, damit er zur Erneuerung des Belages leicht abgenommen werden kann. Der innere, aus Schmiedeeisen gepreßte Kegel wird durch eine lange Bronzebüchse auf dem Dorn  $d$  genau zentrisch

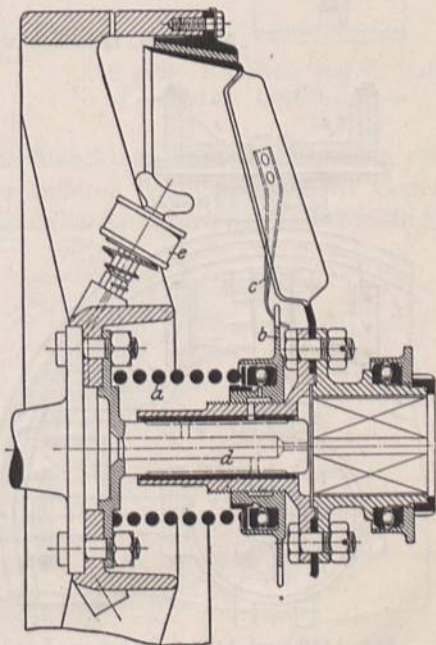


Abb. 1434. Kraftwagenkupplung der Neuen Automobilgesellschaft, Berlin.



geführt. Die Büchse, sowie das Vierkant der Getriebewelle sind durch eine Staufferbüchse mit Federbelastung gut geschmiert.

Zur Regelung der Spannung der Feder *a* und zum Ausgleich der Abnutzung der Kupplungsflächen dient das Gewinde der Scheibe *b*. In der jeweils eingestellten Lage wird *b* durch die Blattfeder *c* gehalten und gesichert.

Beim Anlassen und beim Ausschalten des Motors wird die Kupplung durch einen

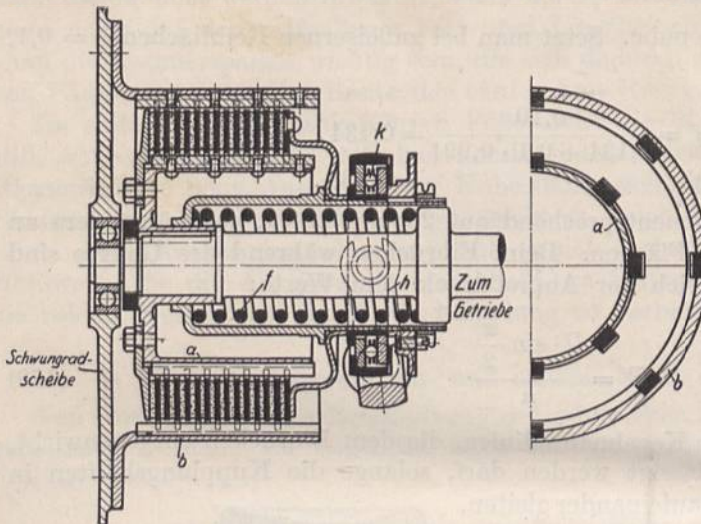


Abb. 1435. Lamellenkupplung.

Gabelhebel, der durch das Kugellängslager am rechten Ende auf die Nabe des inneren Kegels wirkt, unter Zusammenpressen der Feder *a* geöffnet. Den dabei entstehenden Axialdruck muß die Kurbelwelle imstande sein, zuverlässig und sicher aufzunehmen. Währenddessen läuft die Feder *a* auf dem Kugellager in der Scheibe *b*. Am inneren Kegel sind schräge Flügel ausgespart, die ventilatorartig wirkend, einen Luftzug zur Kühlung der Kuppel­flächen erzeugen.

Auf anderem Wege, nämlich durch Nebeneinanderschalten zahlreicher Reibflächen wird der beträchtliche Axialdruck der gewöhnlichen Scheibenkupplung in den Lamellenkupplungen,

Abb. 1435, herabgesetzt. Die Lamellen sind durch Schlitze und Federn abwechselnd mit der Nabe *a* auf der Getriebewelle und dem äußeren, am Schwungrad befestigten Gehäuse *b* verbunden. Beim Schließen der Kupplung werden sie in axialer Richtung zusammengedrückt. Das geschieht im vorliegenden Falle durch die

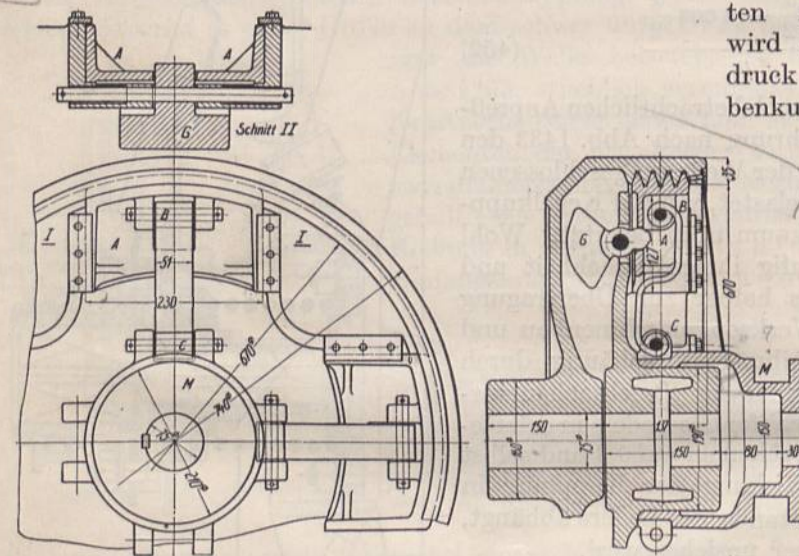


Abb. 1436 und 1437. Dohmen-Leblanc-Kupplung. Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau. M. 1:10.

Feder *f* selbsttätig. Soll die Kupplung gelöst werden, so drückt man *f* mittels des Hebels *h* durch das Kugellager *k* zusammen und hebt dadurch die Zusammenpressung der Lamellen auf. Geringe radiale Abmessungen und die Möglichkeit sanften Einrückens, selbst bei größeren Leistungen sind Vorzüge, die Vierteiligkeit ein Nachteil derartiger Kupplungen.

Die axiale Kraft fällt im eingerückten Zustande der Kupplung weg, wenn die Anpressung in radialer Richtung erfolgt — entlastete Zylinderkupplungen. So werden an der Dohmen-Leblanc-Kupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G., Abb. 1436 bis 1438, vier auf einer kreuzförmigen Scheibe radial sorgfältig geführte Kupplungs-



backen *A* durch S-förmig gebogene Federn *BC* in die Rillen der äußeren Scheibe gepreßt. Das eine Ende der Federn greift durch Bolzen *B* an den Backen, das andere *C* an der auf der Scheibennabe und Welle verschiebbaren Muffe *M* an. In der gezeichneten geschlossenen Stellung der Kupplung haben die Federn die Strecklage etwas überschritten, um ein selbsttätiges Öffnen zu verhüten und Muffe und Welle von der Einrückkraft völlig zu entlasten. Das Öffnen der Kupplung geschieht in Abb. 1437 durch Verschieben

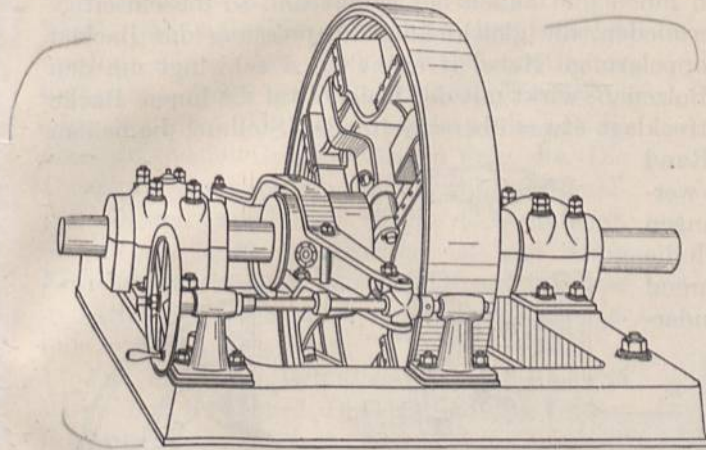


Abb. 1438. Dohmen-Leblanc-Kupplung. Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau.

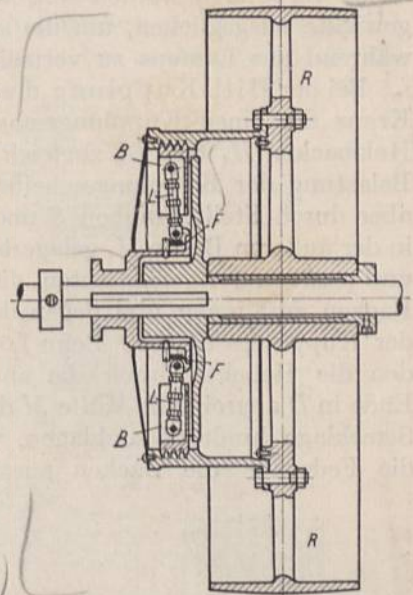


Abb. 1439. Kupplung von G. Polysius, Dessau.

der Muffe nach rechts, wobei die Federn zunächst die Strecklage durchlaufen, dann aber entspannt werden und schließlich die Backen von der äußeren Scheibe abziehen. Gegengewichte *G* dienen dazu, die Fliehkraft der Backen auszugleichen, dürfen aber bei mäßigen

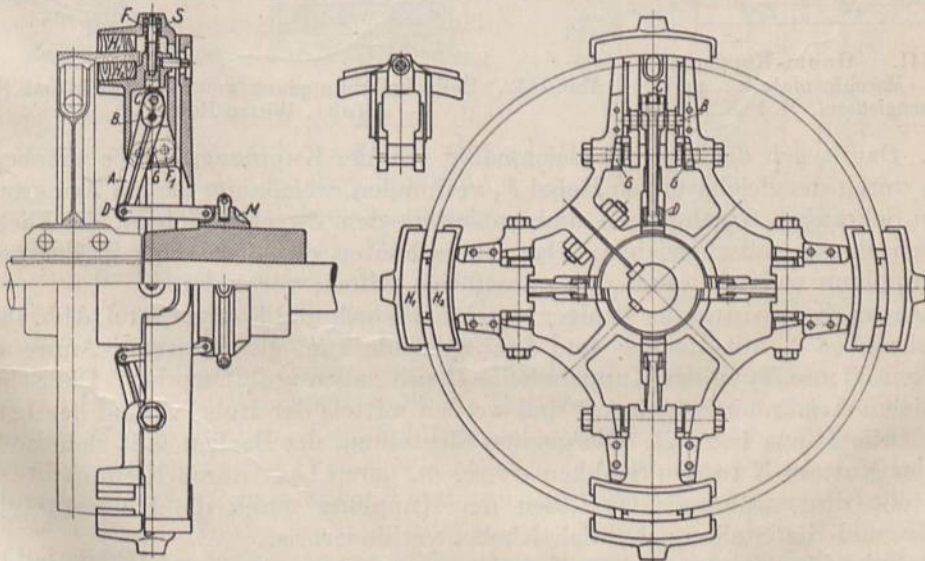


Abb. 1440. Hill-Kupplung des Eisenwerks Wülfel vor Hannover.

Geschwindigkeiten und in dem Falle, daß das Armkreuz mit den Kupplungsbacken auf der getriebenen Welle sitzen kann, weggelassen werden.

G. Polysius, Dessau, benutzt einen federnden, kreisrunden Ring *F*, Abb. 1439, gegen den sich die Lenker *L* der Kupplungsbacken *B* stützen und erreicht dadurch eine gleichmäßige Anpressung aller Backen. Die Lenker sind vermittle



gewindes nachstellbar. Die Abbildung zeigt eine Ausführung, bei der die Kupplung dazu dient, eine Welle durch eine stets laufende Riemenscheibe  $R$  in und außer Betrieb zu setzen. Im umgekehrten Falle, wo eine Riemenscheibe mit einer ständig laufenden Welle verbunden werden soll, wird die Fliehkraft der Kupplungsklötze durch Gegengewichte ausgeglichen, um die sonst entstehende dauernde Belastung des Schleifringes während des Laufens zu vermeiden.

Bei der Hill-Kupplung des Eisenwerkes Wülfel vor Hannover, Abb. 1440, wird der Kranz der einen Kupplungsscheibe durch paarweise in einem Armkreuz angeordnete Holzbacken  $H_1$  und  $H_2$  zugleich von innen und außen her gefaßt und so die einseitige Belastung der Kupplungsscheibe vermieden, die gleichmäßige Anpressung der Backen aber durch Stellschrauben  $S$  und doppelarmige Hebel  $A$  erreicht.  $A$  schwingt um den in der äußeren Backe  $H_1$  gelagerten Bolzen  $B$ , wirkt mit der Rolle  $C$  auf die innere Backe und preßt in der gezeichneten, die Strecklage etwas überschreitenden Stellung die beiden Backen zusammen und gegen den Rand der Kupplungsscheibe. Beim Lösen werden die Hebel  $A$  durch die am langen Ende in  $D$  angreifende Muffe  $M$  durch die Strecklage hindurchgeschlagen, während die Federn  $F$  die Backen auseinander-

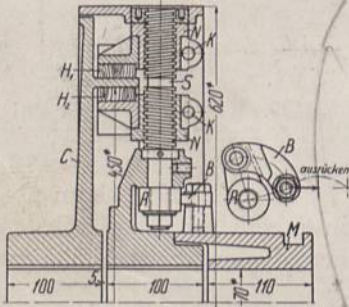


Abb. 1441. Gnom-Kupplung. Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei. M. 1 : 8.

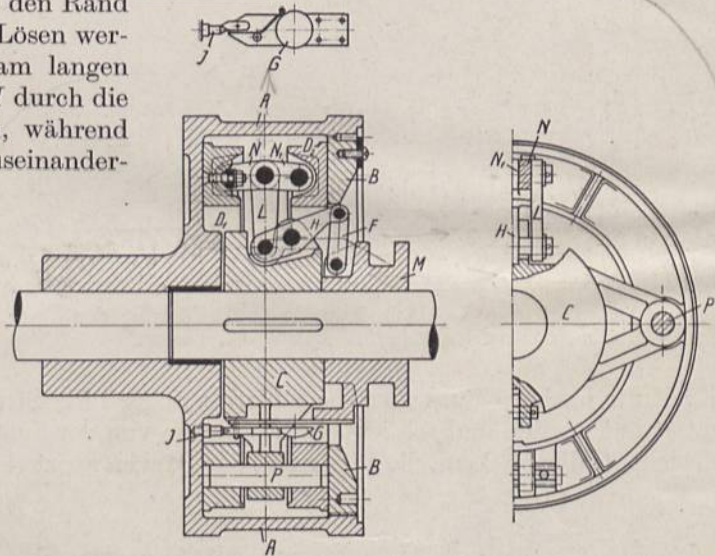


Abb. 1442. Reibscheibenkupplung von Lohmann und Stolterfoht, Witten/Ruhr.

drücken. Damit sich die letzteren gleichmäßig von der Kupplungsscheibe abheben, sind sie noch durch die gleicharmigen Hebel  $F_1$  verbunden, welche um die am Armkreuz festsetzenden Schrauben  $G$  schwingen und außerdem den Zweck verfolgen, die Fliehkräfte der beiden Backen auszugleichen. Das Überschreiten der Strecklage in der geschlossenen Kupplung soll wiederum das selbsttätige Öffnen verhindern.

Die Gnom-Kupplung der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Abb. 1441, benutzt Schrauben  $S$  mit Rechts- und Linksgewinde zum gleichzeitigen Anpressen der Holzbacken  $H_1$  und  $H_2$  an der Kuppelscheibe  $C$  von außen und innen her. Die Schrauben sind in einem Armkreuz festgelagert und werden mittels der Hebel  $A$  und der Lenker  $B$  von der Muffe  $M$  aus betätigt. Die genaue Einstellung der Backen läßt sich durch Verdrehen der Muttern  $N$  in den Schuhen erreichen, deren Lage durch Klemmschrauben  $K$  sichergestellt wird, während das Lösen der Kupplung durch die Selbstsperrung der Schrauben und die Stellung der Schalthebel verhindert ist.

Als Beispiel für eine Gruppe von Kupplungen, bei denen ebene Ringe als Reibflächen verwandt werden, sei die Reibscheibenkupplung von Lohmann und Stolterfoht in Witten, Abb. 1442, erwähnt. Sie besteht aus einem Gehäuse  $A$ , das auf der linken Welle sitzt und mit einem einschraubbaren Deckel  $B$  versehen ist. In ihm befinden sich zwei ebene Reibscheiben  $D_1$  und  $D_2$ , die durch Bolzen  $P$  von dem auf der rechten Welle aufgekeilten Mitnehmer  $C$  mitgenommen werden. Beim Schluß der Kupplung werden sie kräftig gegen die Innenwände des Gehäuses  $A$  durch die Kniehebel  $N$  und  $N_1$ , den Lenker  $L$



und den doppelarmigen Hebel  $H$  gepreßt. Das rechte Ende von  $H$  wird mittels Doppel-laschen  $F$  durch die Muffe  $M$  betätigt. In der Schlußstellung kommt  $M$  an der Nabe des Mitnehmers  $C$  zum Anliegen; dabei hat  $F$  die Strecklage unter elastischer Form-änderung des Schaltgestänges überschritten, um ein selbsttätiges Öffnen der Kupplung auszuschließen. Beim Ausrücken werden die Reibscheiben an den Mitnehmer  $C$  herangezogen. Abnutzungen der Oberflächen können durch Nachziehen des Deckels  $B$ , bis der nötige Anpreßdruck erzielt ist, ausgeglichen werden, wobei nachzuprüfen ist, ob die Kraft, die Laschen durch die Strecklage hindurchzubringen, nicht zu groß wird. Die Anordnung der Kniehebel ist absichtlich so gewählt, daß sie radial von außen her betätigt werden, damit ihre Fliehkraft bei geöffneter Kupplung nicht auf selbsttätiges Einrücken oder Schleifen hinwirkt, sondern die Reibscheiben von den Gehäusewänden wegzieht. Die Kupplung hat auch die oben erwähnte Signalvorrichtung, aus einer Glocke  $G$  bestehend, die an der Muffe  $M$  befestigt ist und deren Klöppel durch einen Anschlag  $J$  am Gehäuse in Tätigkeit gesetzt wird, wenn die Kupplungs-teile aufeinander gleiten.

Auf ähnlicher Grundlage beruht die von Vogel und Schlegel, Dresden, gebaute Benn-Kupplung.

Die Transmissionswerke Fr. Flender & Co., Düsseldorf, benutzen nach Abb. 1443 zur Übertragung der Umfangskraft Holzklötze, die in Aussparungen am Umfang eines Mitnehmer-ringes  $M$  liegen und halten durch die größere Reibungsziffer zwischen Holz und Eisen und die doppelseitige Anpressung den Schlußdruck niedrig. Zur Erleichterung der Auswechslung der Holzklötze ist der Mitnehmerring längs einer Durchmessersebene geteilt, in der auf der Welle  $W_1$  festgekeilten Scheibe  $S$  zentriert und durch Kopfschrauben  $K$  festgehalten. Er kann nach Lösen der Schrauben  $K$  leicht seitwärts herausgenommen werden, ohne die Kupplung weiter auseinanderbauen zu müssen. Das andere Wellenende  $W_2$  trägt die Kupplungsscheibe  $T$  mit der Einrückmuffe  $E$ , sowie den längs der Führungsbolzen  $J$  geführten Anpreßring  $A$ . Werden  $T$  und  $A$  von den beiden Seiten her gegen die Holzklötze  $H$  gepreßt, so ist die Kupplung geschlossen, die Welle  $W_2$  wird von der Welle  $W_1$  angetrieben. Zum Schließen dienen zwei Winkelhebel  $W$ . Sie drehen sich um die durch die Bolzen  $C$  an der Scheibe  $T$  festgehaltenen Zapfen  $Z$ , tragen an ihrem kurzen Hebelarm je eine Rolle  $R$  und werden durch Schubstangen  $G$  von der Einrückmuffe  $E$  betätigt. In der innersten Stellung der Muffe drücken die Rollen  $R$  gegen die schwach gewölbten Enden der Stellschrauben  $U$  und pressen dadurch den Ring  $A$  von der einen, die Scheibe  $T$  von der anderen Seite her fest gegen die Holzklötze  $H$ . Die Rolle  $R$  überschreitet dabei etwas den höchsten Punkt der Wölbung. Wird die Muffe  $E$  nach außen geschoben, so drücken Federn  $F$  die Teile  $A$  und  $T$  auseinander und öffnen so die Kupplung. Die Stellschrauben  $U$  haben auch die Aufgabe, die Abnutzung der Holzklötze auszugleichen. Sie werden im geschlossenen Zustande der Kupp-

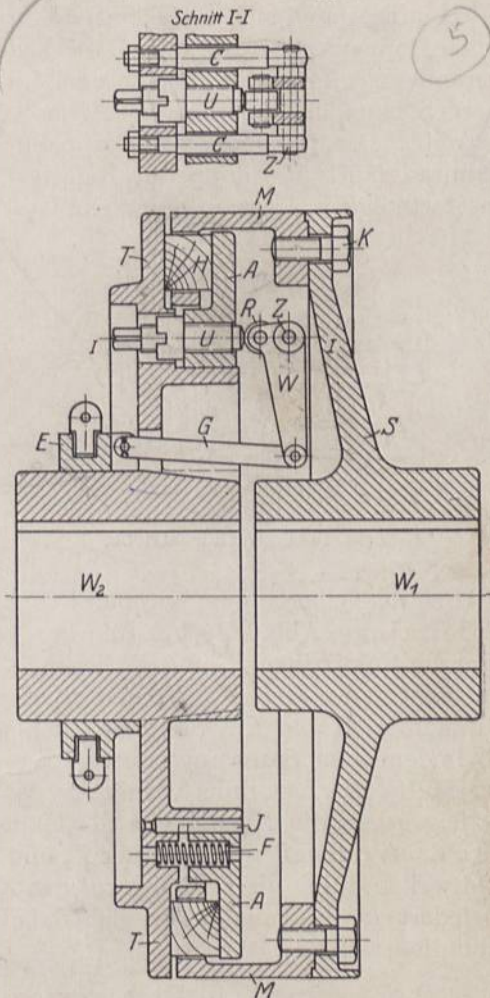


Abb. 1443. Reibkupplung der Transmissionswerke Fr. Flender & Co., Düsseldorf.



lung so angezogen, daß die Kupplung einerseits die verlangte Umfangskraft ohne irgend welches Gleiten sicher überträgt, daß sie sich aber andererseits auch noch hinreichend leicht öffnen läßt. In der betreffenden Stellung werden die Schrauben  $U$  durch Anziehen der Gegenmuttern gesichert. Dadurch, daß die Holzklötze im Mitnehmerring  $M$  Spiel haben, ist die Kupplung unempfindlich sowohl gegen geringe Längsverschiebungen, etwa infolge von Dehnungen der Wellen durch die Wärme, wie auch gegenüber kleinen Abweichungen der Wellenmitten voneinander.

Häufig finden sich einfache Reibkupplungen an Wendegetrieben. Abb. 1444 zeigt einen Doppelkegel  $K$ , der durch die Feder  $F$  von der treibenden Welle  $W_1$  mitgenommen, durch Verschieben nach rechts oder links an eines der Zahnräder  $Z_1$  oder  $Z_2$  angepreßt werden kann und der auf diese Weise das Kegelrad  $Z_3$  in dem einen oder andern Sinne antreibt. Das jeweils nicht gekuppelte Zahnrad läuft mit doppelter Relativgeschwindigkeit leer auf der Welle  $W_1$ .

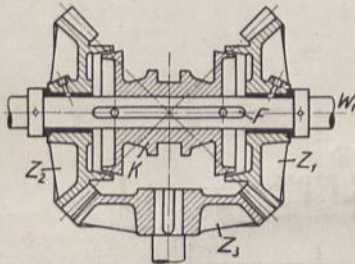


Abb. 1444. Wendegetriebe.

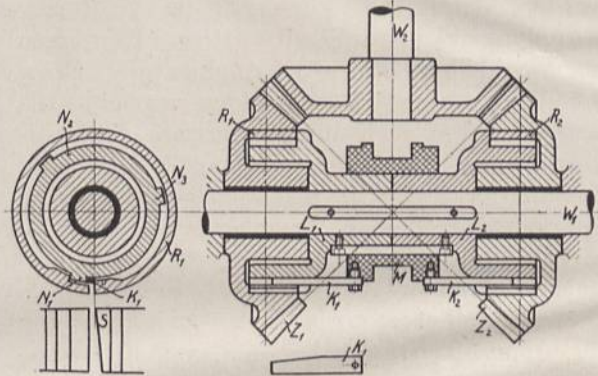


Abb. 1445. Wendegetriebe mit Spreizringkupplungen.  
Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg.

Bei der Übertragung größerer Kräfte verwendet man statt der einfachen Kegel Spreizringe, Abb. 1445, Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik, Duisburg. Die gußeisernen Spreizringe  $R_1$  und  $R_2$  liegen, solange die Kupplung offen ist, infolge ihrer Federung auf den Nasen  $N_1$ ,  $N_2$  und  $N_3$  der beiden, mit der treibenden Welle verbundenen Mitnehmer  $L_1$  und  $L_2$ . Soll eins der beiden Zahnräder z. B.  $Z_1$  gekuppelt und die Welle  $W_2$  in dem einen Sinne angetrieben werden, so spreizt man den Ring  $R_1$  durch Verschieben der Muffe  $M$  nach links mittels des Keiles  $K_1$  auseinander und preßt ihn ringsum kräftig gegen die Innenfläche des Zahnrades  $Z_1$ . Das Drehmoment an der Welle  $W_1$  wird dabei durch den Mitnehmer  $L_1$  und die Nase  $N_1$ , sowie den Keil  $K_1$  auf den Ring  $R_1$  und weiter durch die Reibung auf das Zahnrad  $Z_1$  übertragen. Wird  $K_1$  zurückgezogen, so federt  $R_1$  zusammen, löst sich dabei von der Innenwandung des Zahnrades  $Z_1$  und gibt dieses frei.

#### b) Elektromagnetische Kupplungen.

In neuerer Zeit haben neben den im vorstehenden besprochenen Kupplungen mit mechanischen Schaltmitteln die elektromagnetischen Kupplungen Bedeutung gewonnen. Eine Spule erzeugt, wenn durch dieselbe Gleichstrom fließt, eine magnetische Kraftströmung, die Reibflächen zum Anliegen bringt und dadurch den Schluß der Kupplung herbeiführt. Beim Ausschalten des Stromes ziehen Federn die Teile wieder voneinander ab und bewirken so das Lösen der Kupplung. Den Anker läßt man nicht bis zur metallischen Berührung mit dem Magneten kommen, sondern sieht einen kleinen Luftspalt zwischen beiden vor, um die sonst starke Wirkung des remanenten Magnetismus, die sich durch Kleben des Ankers äußert und das Lösen erschweren würde, zu vermeiden. Als Stromverbrauch wird bei neueren Kupplungen 0,05 bis 0,5 % der zu übertragenden Leistung angegeben.

Abb. 1446 stellt eine Umsteuerkupplung der Vulkan-Maschinenfabrik A.-G., Berlin-Wien, für wechselnde Antriebsrichtung dar, wie sie z. B. an Hobelmaschinen häufig Verwendung findet. Zu beiden Seiten der auf der Welle befestigten Ankerscheibe  $A$



sind die Elektromagnete  $M_1$  und  $M_2$  angeordnet.  $W_1$  und  $W_2$  sind die zugehörigen Wicklungen. Sie liegen im Innern der Riemenscheiben  $S_1$  und  $S_2$ , die, durch einen offenen Riemen  $B_1$  und einen gekreuzten  $B_2$  im entgegengesetzten Sinne angetrieben, ständig umlaufen. Wird der Magnet  $M_1$  erregt, so wird  $A$  durch die für die Arbeitsbewegung bestimmte Scheibe  $S_1$  unter zwei verschiedenen Geschwindigkeiten mitgenommen, je nachdem, ob der Antriebsriemen auf der Lauffläche größeren oder kleineren Durchmessers liegt. Wird  $M_1$  aus-, dagegen  $M_2$  eingeschaltet, so wird  $A$  zunächst gebremst und dann rücklaufend mitgenommen. Das Schalten kann ohne Schwierigkeit durch die Maschine selbst z. B. durch Kontakte am Hobeltisch, aber auch aus der Ferne oder von mehreren Stellen aus bewirkt werden. Die Anordnung der Reibflächen  $R_1$  und  $R_2$  am äußeren Rande der Scheibe  $A$  bietet den Vorteil größerer Zugänglichkeit dieser der Abnutzung

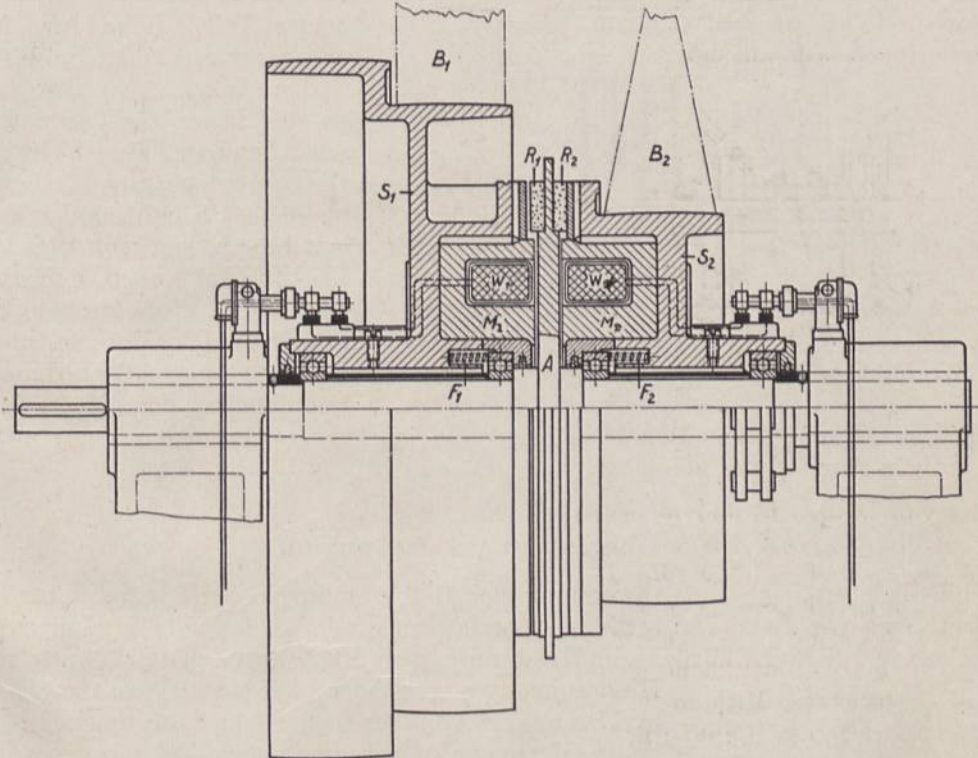


Abb. 1446. Umsteuerkupplung. Vulkan-Maschinenfabrik A.-G., Berlin-Wien.

unterworfenen Teile und die Möglichkeit mit einer geringeren Umfangs- und Anpreßkraft auszukommen. Die Scheiben  $S_1$  und  $S_2$  laufen auf Kugellagern; Federn  $F_1$  und  $F_2$  sorgen für die Ablösung der Reibflächen beim Ausschalten des Stromes.

Das Beispiel verdeutlicht gleichzeitig die Vorteile, die Kupplungen bei größeren Leistungen gegenüber dem Antrieb durch Riemen mittels Los- und Festscheiben bieten. Die Überlegenheit ist in der geringeren Baulänge und der einfacheren Gestaltung des ganzen Antriebes sowie namentlich in der Schonung der Riemen begründet, die nicht verschoben zu werden brauchen und des unmittelbaren Abbremsens der Massen enthoben sind, die sich im Augenblick des Umschaltens in entgegengesetzter Bewegung zu dem einzuschaltenden Riemen befinden. Demzufolge kann bei Benutzung von Kupplungen die Arbeitsgeschwindigkeit erheblich gesteigert werden.

Eine einfache Kupplung zum Ein- oder Ausschalten eines Getriebeteiles oder einer Welle ist ohne weiteres an Hand einer Hälfte der Abb. 1446 vorstellbar. Die leichtere Ankerscheibe wird man tunlichst auf dem zu kuppelnden Teil, den schwereren Magnet auf der ständig laufenden Welle anordnen.



Eine elektromagnetische Lamellenkupplung neuester Bauart des Magnetwerkes Eisenach gibt Abb. 1447 wieder. Die Eigenart und der besondere Vorteil dieser Kupplung liegt darin, daß die Magnetwicklung ruht, daß also Schleifringe und die bei hohen Drehzahlen für die Wicklung gefährlichen Laufgeschwindigkeiten ganz vermieden sind. Beim Einschalten des Stromes zieht der magnetische Kraftfluß, der im Gehäuse *G*, dem Körper *B* und dem Anker *A* entsteht, den auf dem rechten Wellenende sitzenden Anker *A* gegen den Körper *B* auf der linken Welle und preßt die zwischen ihnen angeordneten Lamellen

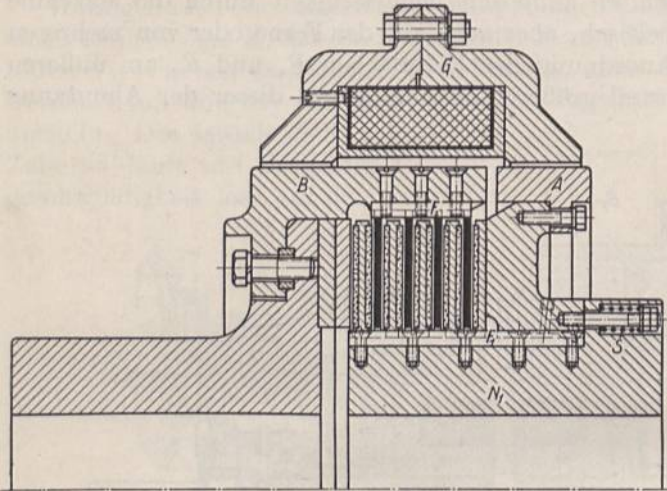


Abb. 1447. Elektromagnetische Lamellenkupplung. Magnetwerk, Eisenach. M. 1:10.

zusammen. Diese sind durch Federn  $F_1$  und  $F_2$  abwechselnd mit der Nabe  $N_1$  und dem Körper  $B$  verbunden und kuppeln, wenn sie zusammengepreßt werden, die beiden Teile. Beim Ausschalten des Stromes ziehen Spiralfedern  $S$  den Anker  $A$  vom Körper  $B$  ab und lassen die Pressung zwischen den Lamellen verschwinden. Die Kupplung ist für eine Leistung von 6500 PS bei 1000 Umdr./min bestimmt; sie gestattet diese Leistung bei voller Drehzahl einzuschalten. Noch größere Kupplungen sind in Vorbereitung.

Eisenach von etwas anderer Bauart haben als Getriebekupplungen an den neuesten Diesel-Lokomotiven Anwendung gefunden.

Elektromagnetische Lamellenkupplungen des Magnetwerkes

### c) Überlastungskupplungen.

Schließlich sei noch die Anwendung der Reibkupplungen als Sicherung gegen Überlastungen von Getrieben erwähnt (Überlastungs- oder Sicherheitskupplungen). Sie bezwecken beispielsweise, Brüche im Triebwerke von Kranen bei plötzlich auftretenden

Hindernissen zu vermeiden, werden auch in die Schwenk- und Drehwerke größerer Krane eingebaut, um die beträchtlichen Massenwirkungen bei hohen Betriebsgeschwindigkeiten im Falle zu scharfen Bremsens unschädlich zu machen. Die Kupplungsflächen gleiten, wenn die Umfangskraft eine bestimmte, durch Federn einstellbare Größe überschreitet.

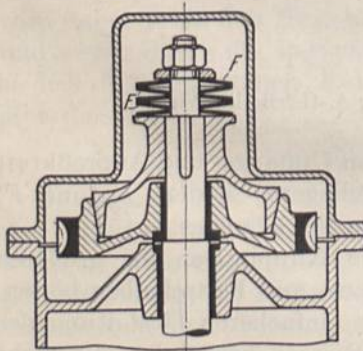


Abb. 1448. Überlastungskupplung. Bechem und Keetman, Duisburg.

Abb. 1448 zeigt eine Anwendung auf ein Schneckengetriebe mit stehender Welle nach Ausführungen von Bechem und Keetman, Duisburg, bei der Plattenfedern  $F$  zum Einstellen des Druckes am Reibkegel und somit der Größe des Widerstandes an dessen Umfange dienen. Wenn z. B. das Schwenkwerk eines Kranes, das durch die stehende Welle angetrieben wird, infolge Hängenbleibens des Hakens

so großen Widerstand findet, daß die Zähne des Schneckenrades oder der Motor gefährdet würden, gleiten die Kegelflächen.

Bei der Ausführung von Stuckenholtz, Abb. 1449, ist eine Doppelkegelkupplung, deren Anpressung durch Spiralfedern und Schrauben regelbar ist, benutzt, und eine gewisse Gelenkigkeit zwischen den beiden Wellen durch sechs an den Enden kugelig abgedrehte Bolzen der einen Kupplungsscheibe erreicht. Zur Entlastung der Federstell-



schrauben von Querkräften dienen zwei Federn *a*. Reichliche Schmierung ist durch getrennte Gefäße für die beiden Kegelflächen und Aussparungen in den Reibflächen vorgesehen.

Sicherer als Reibkupplungen, die immerhin von dem Zustand der Reibflächen abhängig sind, lassen sich elektromagnetische Kupplungen auf eine bestimmte Leistung einstellen; in neuerer Zeit sind dieselben mit Einrichtungen versehen worden, die die Kupplungen ganz ausschalten, sobald die eingestellte Grenzleistung überschritten wird.

Ein einfaches Mittel, die Umfangskraft auf einen Größtwert  $U_{\max}$  zu beschränken, ist die Benutzung von Scherstiften, deren Querschnitt  $f$  entsprechend der Scherfestigkeit des verwandten Baustoffes  $K_s$  nach:

$$f = \frac{U_{\max}}{K_s} \quad (460)$$

bemessen wird — Stiftkupplungen. Das Auswechseln des Stiftes, der bei eintretendem Bruch rasch und bequem soll eingesetzt werden können, bedingt immerhin eine kürzere oder längere Unterbrechung des Betriebes. Demgegenüber bieten die oben besprochenen Sicherheitskupplungen den Vorteil, sofort wieder betriebsbereit zu sein, wenn die Umfangskraft unter die obere Grenze sinkt.

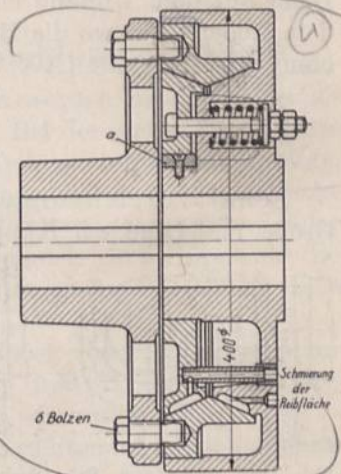


Abb. 1449. Überlastungskupplung. Stuckenholz, Wetter a. d. Ruhr.

### C. Kraftmaschinenkupplungen.

Eine besondere Gruppe bilden die Kraftmaschinenkupplungen, die beim Zusammenarbeiten zweier Motoren auf ein und dieselbe Welle die Aufgabe haben, eine der beiden Maschinen selbsttätig auszuschalten, wenn dieselbe nicht in der Lage ist, Energie abzugeben. Dadurch sollen die Energieverluste, die entstehen, wenn die Hilfsmaschine von der andern unnötigerweise mitgenommen wird, vermieden werden. Die Kupplung wird geschlossen, sobald die Welle der Hilfsmaschine der Hauptwelle voreilt; sie wird gelöst, wenn jene zurückbleibt. Da die Verbindung mithin bei geringen Geschwindigkeitsunterschieden erfolgt, sind auch starre Mittel, Klinken usw. anwendbar, wie z. B. bei der Uhlhornschen Kupplung, Abb. 1450. Auf der Hauptwelle sitzt eine Scheibe *c* mit vier Aussparungen, in welche die Klinken *a* der Kupplungsscheibe *b* infolge der Fliehkraft einfallen, sobald die Welle des Hilfsmotors der Hauptwelle voreilt. Die Klinken liegen in halbzylindrischen Nuten der Scheibe *b* und sind darin durch zwei, im Schnitt schwarz gekennzeichnete Ringe gehalten. In der äußeren Lage greifen federnde Hebel *e* in eine Lücke an den Klinken. Bleibt dagegen die Scheibe *b* gegenüber *c* zurück, so drücken die Hebel *e* die Klinken in die Aussparungen von *b* und lösen so die Verbindung zwischen beiden Wellen. Die Hebel *e* stützen sich gegen Spiralfedern in der Scheibe *c* und sind durch Schrauben einstellbar.

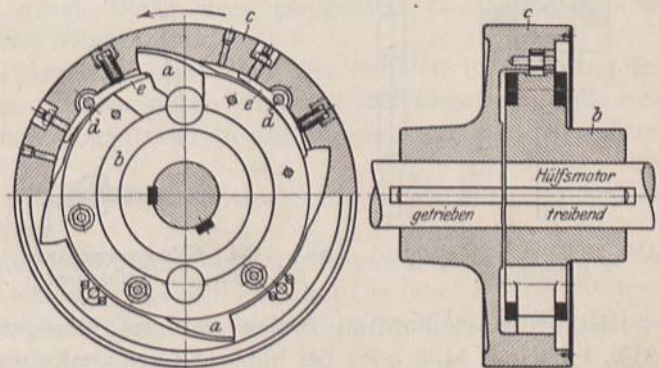


Abb. 1450. Uhlhornsche Kraftmaschinenkupplung.

Trotzdem im Gehäuse *c* vier Aussparungen vorgesehen sind, um *c* spätestens nach einer Viertelumdrehung mitzunehmen, kommen Brüche der Klinken *a* und der Federn *e*



vor. Neuere Bauarten suchen deshalb Klinken überhaupt zu vermeiden. Die von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G. ausgeführte Ohnesorge-Kupplung benutzt ein Band auf dem Umfang einer auf der Hauptmaschinenwelle sitzenden Scheibe, das in dem Augenblick, wo die Hilfsmaschine voreilen will, angezogen wird und die Kupplung ohne Stoß herstellt [XX, 3 und 4].

### D. Schaltvorrichtungen.

Schaltvorrichtungen erfahren sehr verschiedenartige Ausbildung, je nach Größe und Lage der Kupplung zu der Stelle, von wo aus sie betätigt werden sollen.

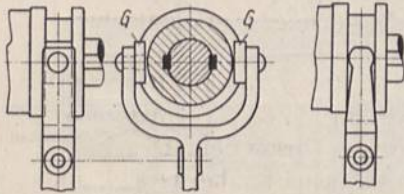


Abb. 1451 und 1452. Schalthebel für kleinere Kupplungen.

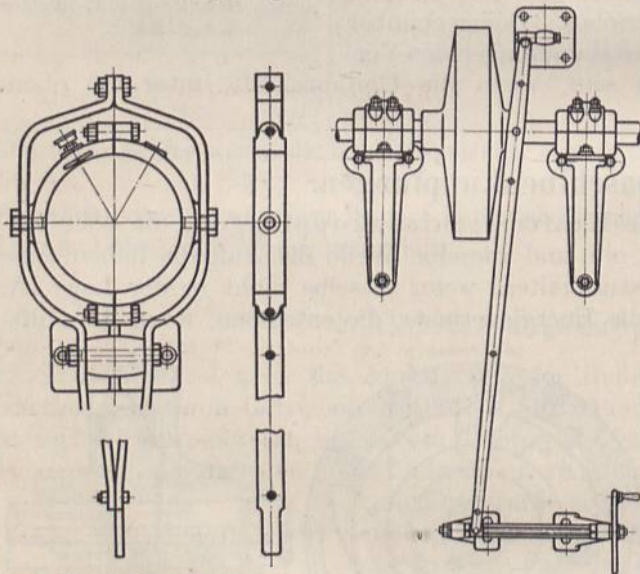


Abb. 1453. Schalthebel mit Schleifring.

Abb. 1454. Schaltvorrichtung für größere Kupplungen.

Was die Einzelteile anlangt, so genügen bei kleinen Kräften kurze Gleitklötze *G*, Abb. 1451, die auf zwei Zapfen eines Gabelhebels sitzend, in die Nut der Muffe eingreifen. Manchmal reichen sogar die Zapfen oder abgerundeten Hebelenden selbst aus, Abb. 1452. Bei größeren Kräften bildet man einen vollen Schleifring, Abb. 1453, aus, auf dessen Schmierung besonderer Wert zu legen ist in dem Falle, daß er längere Zeit

unter Druck laufen muß. Will man die gleitende Reibung vermeiden, so empfiehlt sich der Einbau eines Kugellängslagers, eine Ausführung, die sich im Kraftwagenbau sehr häufig findet, Abb. 1435. Die Ein- und Ausschaltung geschieht am einfachsten mittels eines Griffes am Ende des aus Flacheisen zusammengeschaubten ein- oder zweiarmigen Hebels, Abb. 1453. Zu beachten ist, daß das Eigengewicht des Hebels eine Verstellung der Muffe hervorrufen kann. Die Sicherung der Endlagen durch Anschläge, Klinken, Kerben oder Stifte kann dann zweckmäßig oder notwendig werden, gleichzeitig auch, um die Muffe nicht dauernd unter dem durch das Hebelgewicht erzeugten Druck laufen zu lassen.

Bei größeren Kräften finden sich am häufigsten Schraubenspindeln, von Hand, Abb. 1454 und 1438 oder bei höherer Lage auch durch ein Kettenrad betätigt; gelegentlich benutzt man Zahnräder, Schnecken- oder Zahnstangengetriebe. Die Vorteile der Spindelausrücker liegen bei genügend geringer Schraubensteigung in der Selbsthemmung und in dem sanften Ein- und Ausschalten der Kupplung. Nachteile sind andererseits, daß die Einrückdauer unter Erhöhung der Gleitverluste verlängert wird und daß der Druck auf den Schleifring bei selbsthemmenden Schrauben nach erfolgtem Einrücken fortbesteht und zum Heißlaufen des Ringes führen kann, wenn die Spindel nach dem Einrücken nicht etwas zurückgedreht wird. Zahnrad- und Zahnstangenausrücker lassen den Rückdruck vermeiden.

Fern- und Momentausrücker sollen das Ausschalten, namentlich bei drohender Gefahr, von einer beliebigen Stelle aus und möglichst rasch durchführen lassen. Vielfach benutzt man dazu ein durch einen Seilzug oder durch elektrischen Strom auslösbares Gewicht oder eine Feder, die freigeben, das eigentliche Ausrücken bewirken.



## Einundzwanzigster Abschnitt.

**Lager.****Einteilung und Gesichtspunkte bei der Durchbildung der Lager.**

Lager dienen zum Tragen und Stützen von Zapfen und werden nach der Art der Tragmittel in I. Gleitlager und II. Wälzlager eingeteilt. Bei der ersten Gruppe sind die Zapfen ganz oder teilweise vom Lager umschlossen; die Teile gleiten bei der Drehung aufeinander. Bei der zweiten sind rollende Zwischenglieder eingeschaltet, zu dem Zwecke, die gleitende Reibung durch die beträchtlich geringere rollende zu ersetzen. Eine Sondergruppe bilden III. die Schneidenlager, die auf schwingende und kippende Bewegungen beschränkt, die Kräfte durch schmale, schneidenförmige Auflageflächen unter sehr geringem Bewegungswiderstand übertragen.

Nach den Hauptarten der Zapfen unterscheidet man A. Trag- oder Querlager mit vorwiegend senkrecht zur Drehachse gerichteter Belastung und B. Spur-, Stütz- oder Längslager mit hauptsächlich in Richtung der Achse wirkendem Druck.

Die wichtigsten, bei der Durchbildung der Lager zu beachtenden Gesichtspunkte sind:

1. Wahl ausreichender Abmessungen gegenüber den auftretenden Kräften in bezug auf Festigkeit, Auflagedruck und Sicherheit gegen Warmlaufen, aber auch gegenüber schädlichen Formänderungen oder Erschütterungen. Die Lager und alle ihre Teile müssen in Rücksicht auf den zuletzt genannten Punkt stets genügend steif und kräftig durchgebildet werden. Bei hohen Belastungen ist für sichere Ableitung der Reibungswärme durch eine hinreichend große und wirksame Oberfläche zu sorgen, sofern nicht sogar künstliche Kühlung nötig wird. Den Ausgangspunkt der Gestaltung bilden die Zapfen- oder Wellenmaße, die oft von vornherein gegeben sind, deren Ermittlung im übrigen in den Abschnitten 15 und 18 behandelt ist.

2. Das Anliegen der Lagerschalen an den Laufstellen muß auf der ganzen Breite durch genaues Anpassen oder durch Einstellbarkeit der Schalen gesichert sein.

3. Die Abnutzung soll sich durch Wahl eines geeigneten Lagermetalls unter Schonung der Zapfen auf die Schalen beschränken.

4. Eintretende Abnutzung muß durch Nachstellen der Schalen in Richtung der Hauptkräfte oder durch Ersatz der Schalen unter Wahrung der Lage der Welle ausgeglichen werden können. Die Schalenfugen sind so anzuordnen, daß der Lagerdruck von ihnen ferngehalten wird.

5. Sicherheit des Betriebs durch Zuführung des Schmiermittels in genügender Menge und unter richtiger Verteilung.

6. Sparsamkeit im Schmiermittelverbrauch durch Betätigung der Schmierung nur während des Laufens und durch Auffangen des abfließenden Öls oder Fettes; letzteres gleichzeitig mit dem Ziel, die Umgebung des Lagers sauber zu halten und das Fundament vor der Einwirkung des Öls zu schützen.

7. Einfache und übersichtliche Bedienung des Lagers. Je vierteiliger ein Lager ist, desto schwerer fällt es, die einzelnen Teile in die richtige Lage zueinander zu bringen. Namentlich ist das Ein- und Nachstellen mehrteiliger Schalen eine schwierige, große Sorgfalt verlangende Arbeit. Die Schmierung muß leicht von außen, auch während des Betriebes, überwacht und nachgeprüft werden können. An stark beanspruchten Lagern soll die Feststellung der Temperatur der Lauffläche durch Thermometer möglich sein.

8. Lager, deren oftmalige Anwendung zu erwarten ist, wird man in Rücksicht auf billige Massen- oder Reihenherstellung durchbilden, solche, die in ähnlichen Formen, aber nach Durchmesser und Länge abgestuft, verwandt werden, durch Normung auf wenige Ausführungen beschränken, um ihre Anfertigung in größeren Zahlen möglich zu machen.



# I. Gleitlager.

## A. Traggleitlager.

Traglager einfachster Form sind die in Abb. 1455 und 1456 dargestellten, ungeteilten, gußeisernen Augen- und Flanschlager, die, auf die Zapfen oder Wellenenden in der Längsrichtung aufgeschoben, durch Schrauben oder Nieten mit den Maschinenteilen oder Rahmen, an denen sie sitzen, verbunden werden. In Abb. 1455 dient z. B. eine auf den genieteten Träger aufgesetzte, abgehobelte Blechplatte als Unterstüzung. Das Gußmodell ist einteilig gedacht. Deshalb sind Lagerauge und Grundplatte schwach verjüngt ausgebildet, besondere Augen für die Schraubenköpfe aber dadurch vermieden, daß die Auflageflächen mit einem Messer nach Abb. 236 eingearbeitet werden. Im Fall 1456 ruht das Lager in der Blechplatte auf einer Zentrierleiste, die man zweckmäßigerweise durch das Blech hin-

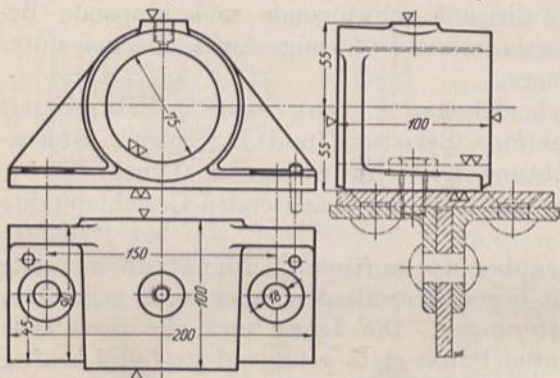


Abb. 1455. Augenlager. M. 1 : 5.

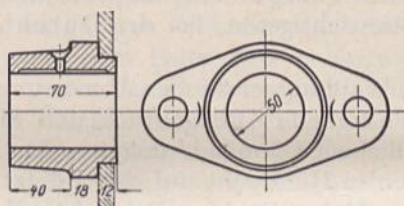


Abb. 1456. Flanschlager. M. 1 : 5.

durchtreten läßt, damit sie als Anlauffläche für Bunde, Wellenabsätze, Stellringe oder Naben dienen kann, vgl. die Lagerung der Kurbel und der ersten Vorgelegewelle der Handwinde Abb. 1996. Flanschlager mit zwei und vier Schrauben für Hebe- maschinen sind in den DIN 502 und 503, Augenlager in DIN 504 genormt.

An gegossenen Gehäusen und Gestellen werden Lagerflächen für leicht belastete oder untergeordnete Zapfen vielfach unmittelbar durch Ausbohren geschaffen, wie an der Schützenwinde, Abb. 2002. Ist der Baustoff ungeeignet, so setzt man Messing-, Bronze-, Gußeisen- oder Stahlbuchsen, Abb. 1457 und 1458, ein, die je nachdem, ob sie dauernd in der Bohrung sitzen bleiben können oder ob sie beim Auseinandernehmen der Maschine entfernt werden müssen, mit Fest- oder mit Haftsitz eingepaßt und durch Stifte, Federn oder dgl. gegen die Mitnahme durch die

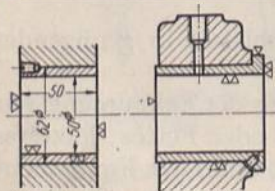


Abb. 1457 und 1458. Buchsen.

Welle sowie gegen die dabei eintretende Verschiebung des Öllochs und Störung der Schmierung gesichert werden. Namentlich Bronze- und Messingbuchsen lockern sich bei starken Temperaturänderungen leicht, weil sie sich bei der Erwärmung stärker ausdehnen als das Eisen und deshalb die Bohrungen, in denen sie sitzen, allmählich erweitern. In den DIN 146 und 147 sind Buchsen nach Abb. 1457 in zwei Gruppen, als dünnwandige und dickwandige derart genormt worden, daß ihre Innen- und Außendurchmesser der Normaldurchmesserreihe DIN 3 entsprechen, während ihre Längen bis zu 50 mm in Stufen um je 5, von da um je 10 mm bis zu 100, um je 20 bis zu 200, um je 25 bis zu 300 und schließlich auf 330, 360 und 400 mm steigen. Als kleinstes Verhältnis der Länge zum lichten Durchmesser ist rund 1 : 1, als größtes 3 : 1, bei den größeren Durchmessern aber rund 2 : 1 gewählt.

Wo einteilige Buchsen und Lager wegen des Einbaues der Welle oder wegen der zu erwartenden Abnutzung nicht verwendbar sind, teilt man die Lager. Sie pflegen dann aus den auswechselbaren Schalen, dem Lagerkörper, dem Deckel und den Verbindungsschrauben zu bestehen. Oft sind besondere Unterstüztungen durch Sohlplatten, Wandarme, Mauerkästen usw. nötig, Teile, die im folgenden einzeln des näheren besprochen werden.



## 1. Die Lagerschalen.

Dem Zwecke entsprechend, das dauernde Laufen des Zapfens zu ermöglichen, muß die Lauffläche aus geeignetem Baustoff bestehen und sich dem Zapfen möglichst vollkommen anschmiegen. Eine gleichmäßige und glatte Oberfläche ist Vorbedingung für eine gute Verteilung des Auflagedrucks und geringe Reibung. Da die Bearbeitung der Lauffläche, der Drehform des Zapfens entsprechend, gewöhnlich durch Ausbohren, Ausdrehen oder Ausschleifen erfolgt, wird man versuchen, auch diejenige der übrigen Flächen der Schale in derselben Art, also insbesondere durch Abdrehen, zu bewirken, gleichzeitig, um neben billiger Herstellung das genaue Passen und Zusammenfallen der Mittellinien durch die Zentrierung im Lagerkörper zu erreichen. Die Lagerschalen müssen in ihrer Stellung gut gesichert und in bezug auf Zu- und Abführung, sowie Verteilung des Öls während des Laufes sorgfältig durchgebildet werden.

### a) Die Lagermetalle.

Als Baustoffe, als sogenannte Lagermetalle, kommen Gußeisen, Bronze, Messing, Rotguß und Weißmetall, letzteres als Ausguß, in Frage.

Gußeisen ist billig und zunächst für die Schalen langsam laufender oder selten sich drehender Zapfen geeignet. In ausgedehntem Maße wird es an einfachen Hebezeugen für Handbetrieb, wo die Abnutzung von geringer Bedeutung ist, bei Auflagedrucken bis zu  $p = 25$  bis  $30 \text{ kg/cm}^2$ , bei niedrigen Geschwindigkeiten selbst bis zu  $50 \text{ kg/cm}^2$ , verwendet. Ein zweites großes Anwendungsfeld für das Gußeisen bieten die Triebwerke; in dem dort so weit verbreiteten Sellerslager bewährt es sich bei geringen Belastungen mit  $p = 3$  bis  $6$ , äußerstenfalls  $10 \text{ kg/cm}^2$ , selbst bei größeren Geschwindigkeiten vorzüglich.

Bronze ist ein festes, dichtes und glattes, aber teures Lagermetall, das kleine Schalenmaße verlangt, hohe Flächendrücke von  $40$  bis  $60 \text{ kg/cm}^2$  verträgt und vor allem bei stoßweisem Betrieb zweckmäßig ist. Empfohlen werden Legierungen, die im Mittel  $83\%$  Kupfer,  $17\%$  Zinn oder auch geringe Mengen von Zink etwa im Verhältnis  $82\%$  Kupfer,  $16\%$  Zinn und  $2\%$  Zink enthalten. Auch Phosphorbronze, bei welcher der Phosphor, kurz vor dem Guß in Mengen von  $0,5$  bis  $1\%$  zugesetzt, eine im wesentlichen reinigende Wirkung hat, im fertigen Gußstück aber nicht mehr oder nur noch in Spuren nachweisbar ist, ist als Lagermetall sehr geeignet. Messing und Rotguß sind billigere, aber weniger gute Ersatzstoffe für Bronze. Als Schalenstärke, Abb. 1459, kann:

$$s = 0,05 d + 5 \text{ bis } 0,07 d + 5 \text{ mm}, \quad (461)$$

als Randdicke  $s$ , als -höhe  $2s$  genommen werden.

Zu beachten ist, daß Schalen aus den eben erwähnten Legierungen, wenn sie die Zapfen halb umfassen, infolge der stärkeren Ausdehnung durch die Wärme im Vergleich zu Eisen zum Klemmen an den Kanten neigen. Nimmt man eine gut im Lagerkörper anliegende Bronzeschale heraus und erwärmt sie, so paßt sie nicht mehr in die Lagerhöhle, sondern legt sich, wenn man sie gewaltsam hineinpreßt, in den Punkten  $a$  und  $b$  der schematischen Abb. 1460 an und klemmt die Welle bei  $c$  und  $d$  ein. Ähnliches tritt beim Laufen des Zapfens ein, weil die Schale durch die Reibungsarbeit, die an der Lauffläche entsteht, wärmer als der Lagerkörper wird. Das Fressen, bei dem nicht selten selbst Stahlzapfen durch die große Härte der Bronze angegriffen und beschädigt werden, setzt daher häufig an den Kanten  $c$  und  $d$  ein. Um das zu verhüten, empfiehlt es sich, den Schalen dort Spiel zu geben und sie nach Abb. 1459 bis auf schmale Streifen an den Enden, die das Entweichen des Öls verhüten sollen, freizuschaben.

Sehr wichtige Lagerbaustoffe sind die Weißmetalle, über deren Zusammensetzung auf Seite 124 Angaben gemacht wurden. Ihre Bedeutung ist mit den zunehmenden

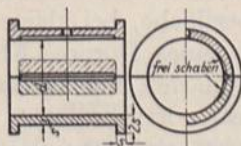


Abb. 1459. Bronzelager-  
schale.

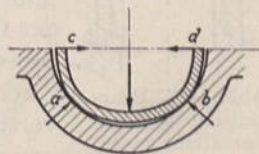


Abb. 1460. Bronzeschale,  
erwärmt im Lagerkörper.



Umfangsgeschwindigkeiten der Zapfen immer mehr gestiegen. Nur bei stoßweisem Betrieb werden sie besser vermieden und durch Bronze ersetzt.

Weißmetall hat aber für sich allein nicht genügende Festigkeit und Widerstandsfähigkeit; es wird nur als Ausguß in Schalen aus Gußeisen, Stahlguß oder Bronze und Messing, gelegentlich auch im Lagerkörper oder Deckel selbst verwendet. Damit es genügend haftet, versieht man die Schalen mit schwalbenschwanzförmigen Längs- und Quernuten, Abb. 1461 und 1462, mit runden Vertiefungen, Abb. 1463, oder mit Bohrungen, Abb. 1464 und 1465. Besonders wichtig ist, das Metall an den Schalenkanten *a* und *b* und an den Enden *c* und *d*, Abb. 1461 und 1462, durch hinterschnittene Nuten so fest zu halten, daß das Loslösen sowohl in radialer, wie in axialer Richtung verhindert wird. Soll der Zapfen an den Stirnflächen anlaufen, so läßt man

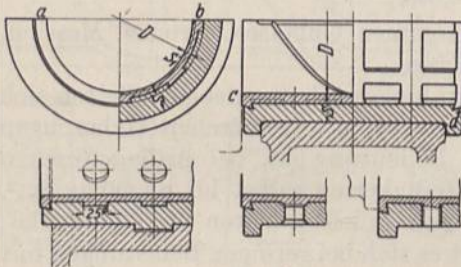


Abb. 1461 bis 1465. Befestigung des Weißmetalls in Lagerschalen.

das Weißmetall über die Schalenendflächen vortreten, Abb. 1462, oder hält den Ausguß breiter als den Bund, Abb. 1465. Das gleichzeitige Anlaufen des Zapfens an zwei verschiedenen Werk-

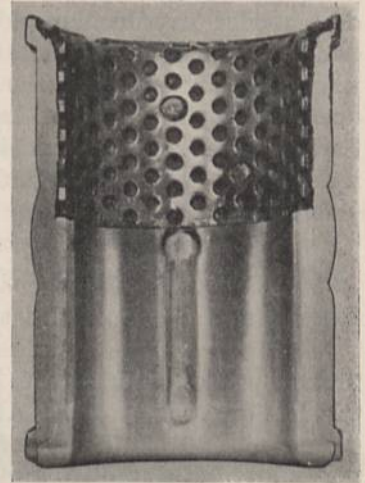


Abb. 1466. Lagerschale der Glyco-Metallgesellschaft, Wiesbaden.

stoffen, das leicht zu Riefenbildungen führt, ist unbedingt zu vermeiden. Die Glyco-Metallgesellschaft in Wiesbaden befestigt in den Lagerschalen gelochte und verzinnnte Eisenbleche, Abb. 1466, die den Ausguß stützen. Auch sonst verzinnt man zweckmäßigerweise die Schalenflächen vor dem Eingießen des Weißmetalls, um das Anhaften zu erleichtern.

Für die Stärke  $s_1$  des Ausgusses, Abb. 1461, kann als Anhalt:

$$s_1 = 0,02d + 2 \text{ mm bis } 0,03d + 3 \text{ mm,} \quad (462)$$

für die Tiefe der Schwalbenschwänze 2 bis 5 mm dienen, für die Schalendicke  $s$  einschließlich des Eingusses nach Lindner:

$$\text{bei Gußeisen:} \quad s = 0,12d + 12 \text{ mm,} \quad (463)$$

$$\text{bei Stahlguß:} \quad s = 0,09d + 9 \text{ mm,} \quad (464)$$

$$\text{bei Bronze und Rotguß:} \quad s = 0,08d + 8 \text{ mm.} \quad (465)$$

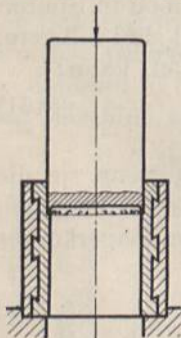


Abb. 1467. Bearbeitung des Weißmetallausgusses durch Durchpressen eines Dornes.

Die Bearbeitung der Weißmetallauffläche erfolgt durch Ausdrehen und anschließendes Polieren oder Walzen zum Glätten und Verdichten der Oberfläche, bei kleineren geschlossenen Büchsen auch durch Durchpressen eines Dornes, Abb. 1467. Der Dorn ist am unteren Ende mit einer scharfen Schneidkante versehen und oberhalb derselben etwas verstärkt. Er verdichtet dadurch beim Durchpressen das Weißmetall und liefert eine sehr glatte gleichmäßige Oberfläche. Damit die Büchse nicht zersprengt wird, ist sie von einem Futter umschlossen, das gleichzeitig für die Zentrierung des Dornes gegenüber der Büchse sorgt.

Als Lagermetalle ungeeignet sind zähe, spanbildende Stoffe, wie Flußstahl und Stahlguß, in die stets Lagerschalen oder Büchsen einzusetzen sind.

Sehr beachtenswert ist die Verwendung von hartem Holz als Lagerlauffläche bei Walzwerken [XXI, 14, 15].

#### b) Durchbildung der Schalen.

Beispiele für die Sicherung der Lage von zylindrischen Schalen zeigen die Abb. 1462, 1463, 1468 bis 1471. Längsverschiebungen verhindert man meist durch äußere Bunde,



Abb. 1462, die sich gegen Arbeitsflächen am Lagerkörper und am Deckel stützen, gelegentlich auch durch innere Absätze, Abb. 1463. Dem Mitgenommenwerden bei der Drehung beugt man durch Stifte, Abb. 1468, Paßringe, Abb. 1469, Schrauben, Abb. 1470, Federn usw. vor. In Abb. 1499 dient dazu das Ölrohr, in Abb. 1471 ein angegossener Zapfen, der aber umständlich zu bearbeiten ist und voraussetzt, daß ein breiter Streifen der

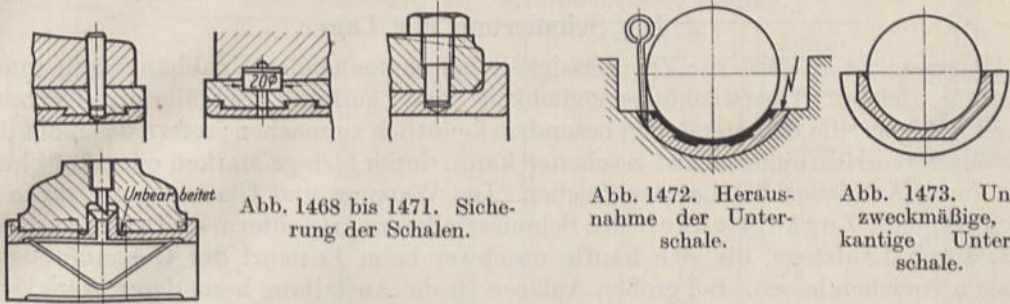


Abb. 1468 bis 1471. Sicherung der Schalen.

Abb. 1472. Herausnahme der Unterschale.

Abb. 1473. Unzweckmäßige, kantige Unterschale.

Schale roh bleibt. Vielfach ist es erwünscht, die Unterschale zum Nachsehen unter dem nur wenig angelüfteten Zapfen mit einem eingeschraubten Griff oder durch Druck oder Schlag auf die eine Seite, Abb. 1472, herausdrehen zu können. Die genannten Sicherungen müssen dann an dieser Schale entweder ganz vermieden werden oder sich wie der Stift *P* in Abb. 1571 vor dem Ausbau der Schale entfernen lassen. Daß die früher übliche kantige Ausbildung nach Abb. 1473 neben der viel teureren Bearbeitung und schwierigeren Einpassung das Herausnehmen unter dem Zapfen unmöglich macht, sei nur erwähnt.

Die Lagerschalen sollen im allgemeinen in den Lagerkörpern mit möglichst breiten Flächen aufliegen, um eine günstige Verteilung des Flächendrucks und bei hohen Drehzahlen eine sichere Ableitung der Reibungswärme zu erreichen. Durch schmale Auflageflächen, Abb. 1474, an Bearbeitung sparen zu wollen, ist falsch, da der dabei entstehende, ringsum abgeschlossene Luftraum die Wärme schlecht weitergibt.

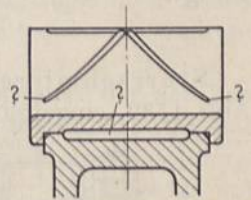


Abb. 1474. Zu schmale Stützflächen an Lagerschalen. Falschgezogene Nuten.

An fest eingebauten Schalen aus harten Lagermetallen — Gußeisen, Bronze und manchen der neueren Zinklegierungen — treten bei unrichtigem Zusammenbau oder bei Durchbiegungen der Welle oft erhebliche Erhöhungen des Auflagedrucks an den Schalenrändern — Kantenpressungen — auf, die leicht zum Warmlaufen und Fressen führen. Im Verhältnis zum Durchmesser lange Schalen sind in dem Falle zu vermeiden oder, wie weiter unten besprochen, selbsteinstellbar zu machen oder mit weichen Lagermetallen auszugießen.

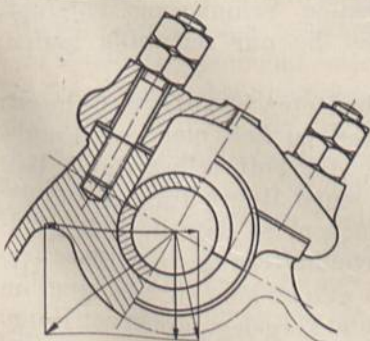
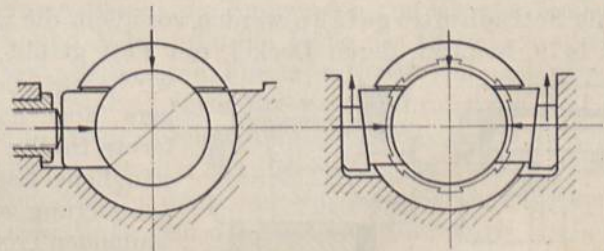


Abb. 1475. Schräg geteiltes Lager.



Ab. 1476 und 1477. Drei- und vierteilige Lagerschale.

Bei der Anordnung der Teilfuge nimmt man Rücksicht auf die im Lager wirkenden Kräfte und die zu erwartenden Abnutzungen. Größere Kräfte hält man wegen der geringeren Widerstandsfähigkeit der Schalenränder und der Unmöglichkeit der Nachstellung vom Spalte fern. Bei dauernd schief wirkenden Belastungen benutzt man schräg



geteilte Lager, Abb. 1475, und sieht drei- und vierteilige, Abb. 1476 und 1477, vor, wenn Abnutzungen in verschiedenen Richtungen zu erwarten und durch Nachstellen auszugleichen sind. So wird an liegenden Maschinen häufig die Nachstellung infolge der Wirkung des Gewichts der Welle und des Schwungrades in senkrechter, infolge der Kolbenkräfte in wagrechter Richtung notwendig.

## 2. Die Schmierung der Lager.

Allgemein ist zu fordern: Zuverlässigkeit bei weitgehender Unabhängigkeit von der Wartung, leichte Überwachungsmöglichkeit und geringer Schmiermittelverbrauch. Zweckmäßig ist, die Schmierstellen besonders kenntlich zu machen; sofern das nicht durch die Schmiervorrichtungen selbst geschehen kann, durch farbige Marken oder Aufschriften oder durch Aufgießen bestimmter Zeichen. Die Wartung und Überwachung suche man durch bequeme Zugänglichkeit der Schmierstellen zu erleichtern, an Deckenvorgelegen z. B. durch Laufstege, die sich häufig unschwer beim Entwurf der Gebäude oder der Anlagen vorsehen lassen. Bei großen Anlagen ist die Anstellung besonderer, zuverlässiger Schmierer empfehlenswert, die für die Wartung verantwortlich gemacht werden und zum sparsamen Verbrauch der Schmiermittel erheblich beitragen können. Ein einfaches Mittel, grobe Mängel im Zustande der Getriebe nachzuweisen, bietet die Beobachtung der Auslaufzeiten oder bei elektrisch angetriebenen Anlagen diejenige der Leerlaufarbeit beim Anlassen oder Stillsetzen. Über die Schmiermittel ist das Wesentliche auf S. 627 gesagt.

### a) Fettschmierung.

Starrschmiere wird an einfachen Lagern in Aussparungen  $O$  an der Oberschale, Abb. 1539, eingefüllt oder durch besondere Schmiergefäße zugeführt. Nach Versuchen

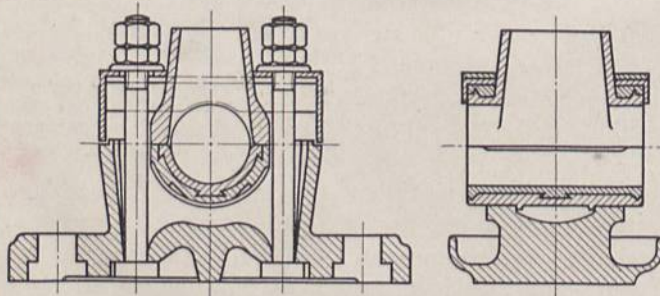


Abb. 1478. Fettkammerschmierung nach Kammerer.

von Kammerer [XXI, 9] haben sich weite Fettkammern, Abb. 1478, mit schrägen Wänden, damit das Schmiermittel nicht hängen bleibt, besonders gut bewährt. Das Fett liegt mit seinem Eigengewicht auf der Welle, die aber nur so viel mitnimmt, wie verbraucht wird, so daß, falls die Zapfentemperatur 30 bis 40° nicht überschreitet, eine äußerst sparsame Schmierung entsteht,

die namentlich für mäßig belastete Zapfen oder solche, die nur zeitweilig laufen, sehr geeignet ist.

Als Fettschmiergefäße werden vor allem die weitverbreiteten Staufferbüchsen, Abb. 1479, benutzt, deren Deckel, mit Fett gefüllt, von Zeit zu Zeit niedergeschraubt wird. Sie gestatten, das Fett selbst durch längere, aber nicht zu enge Rohrleitungen an entfernte Stellen zu drücken, so daß an sich unzugängliche Lager vorteilhafterweise mit Stauffer-

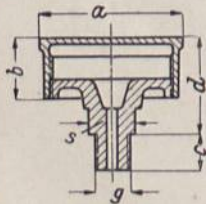


Abb. 1479. Staufferbüchse.

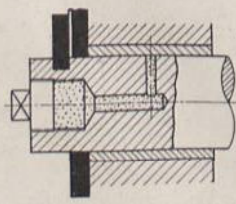


Abb. 1480. Staufferbüchse in einer Achse.

schmierung versehen werden können. An langsam laufenden Trommel- und Vorgelegezapfen von Hebezeugen benutzt man vielfach eine mit Fett gefüllte und durch eine Schraube verschlossene Bohrung im Zapfen oder in der Achse, Abb. 1480, welche

Beschädigungen weniger als eine weit vorstehende Staufferbüchse ausgesetzt ist. Bei Dauerbetrieb erwies sich freilich die Staufferschmierung nach den Versuchen Kammerers [XXI, 9] als unzureichend. Wenn das Fett im Lager verbraucht war und die



Büchse nicht rechtzeitig nachgezogen wurde, stieg die Lagertemperatur rasch unter beträchtlicher Erhöhung der Reibung. Günstigstenfalls floß nun das bei 80 bis 85° schmelzende Fett aus der Büchse nach; oft wurde es aber infolge des dichten Abchlusses des Deckels, der den Luftdruck nicht wirksam werden ließ, zurückgehalten, so daß die Schmierung ganz versagte.



Abb. 1481.  
Tovotebüchse.

Zusammenstellung 131. Staufferbüchsen, Messing.

a	b	d	Gasgewinde		Schlüsselweite s
			Durchm. g	Länge c	
20	18	28	1/8''	10	12
25	20	32		10	
35	22	32		12	
45	22	36	1/4''	12	17
55	24	38		13	
65	26	42		13	
70	30	46	3/8''	14	18
82	34	54		14	18
107	38	56		16	20
130	46	74	1/2''	18	25

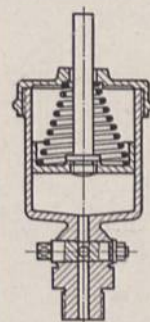


Abb. 1482.  
Federdruckbüchse.

Bei Tovotebüchsen, Abb. 1481, steht das Fett durch den mit Schrot oder Bleiplatten beschwerten Kolben oder bei Federdruckbüchsen, Abb. 1482, durch eine Spiralfeder unter ständigem Druck und wird der Lauffläche selbsttätig zugeführt. Damit ist freilich bei starkem Druck ein unnötiger Verbrauch an Schmiermitteln auch während des Stillstandes verbunden.

Einen durch eine Gewindespindel langsam niedergeschraubten Kolben, der das Fett durch eine Rohrleitung zu einer oder auch mehreren Schmierstellen drückt, benutzt man bei der Fettpreßschmierung. Der Antrieb der Spindel erfolgt durch ein einstellbares Klinkwerk, oft unter Einschalten von Zahn- oder Schneckenrädern, zwangsläufig von der Welle der Maschine aus, so daß dem Lager eine der jeweiligen Betriebsgeschwindigkeit verhältnismäßige Fettmenge zugeführt wird. Sehr störend können Luftblasen wirken, die sich beim Einfüllen des Fettes nicht immer vermeiden lassen und die Fettzufuhr oft für längere Zeit unterbrechen. Zur Füllung der Presse kann der Kolben durch eine auf die Spindel gesetzte Handkurbel rasch zurückgeschraubt werden.

### b) Oelschmierung.

Die einfachste Ölschmierung ist das Ölbad, bei dem der Zapfen ganz oder zum Teil in einer größeren Ölmenge läuft. Wegen der schwierigen Abdichtung, die wagerechte Wellen oder Zapfen verlangen würden, bleibt seine Anwendung fast ganz auf Spur- und Halslager stehender oder schräger Achsen und Wellen beschränkt. Beispiele bieten die Lagerungen der Spindeln der Spinnmaschinen, die Spurzapfen von Kranen, stehenden Turbinen usw. An wichtigen Lagern sind Mittel, die die Höhe des Ölstandes erkennen lassen, wie Schaugläser, Ölstandrohre usw. anzubringen. Ferner ist für die bequeme, gelegentliche Erneuerung des Öls durch Ablassschrauben, sowie für die Abführung der Reibungswärme durch ständigen Umlauf, wenn nötig, durch Kühlung des Öls Sorge zu tragen.

Die älteste Form der Ölschmierung ist die von Hand, indem die zu schmierenden Stellen von Zeit zu Zeit unter Benutzung von Schmier- oder Spritzkannen mit Öl versehen werden. Die Schmierung ist in starkem Maße von der Bedienung abhängig — bei der übrigens eine beträchtliche Vergeudung von Öl stattfinden kann —, ist aber auch unvollkommen, weil die Ölmenge nur geraume Zeit vorhält, dann aber das Lager trocken laufen kann. Handschmierung wird deshalb nur für untergeordnete Zwecke, an langsam oder selten laufenden Zapfen angewandt. Die Schmiervorrichtungen sind einfach; sie bestehen oft nur aus an den Enden erweiterten Bohrungen oder, wenn ein etwas größerer Öl-vorrat geschaffen werden soll, aus kleinen Helm- oder Klappenölnern.



Die einfachsten größeren Ölschmiergefäße sind Dochtöler, Abb. 1483, bei denen ein Wolldocht durch einen Draht in das senkrechte Rohr eingeführt, an seinem freien Ende im Ölbehälter liegt und von dort Öl ansaugt. Die Wirkung hängt ab von der Mehrlänge des im Ölrohr herabhängenden Dochtendes und von genügendem Zutritt der Luft, deren Druck das Öl fördert. Da der Docht dauernd, also auch während des Stillstandes der Maschine wirkt, die Schmierung somit nicht sparsam und zudem durch das bald eintretende Verfilzen des Dochtes unsicher ist, kann sie nicht empfohlen werden. Heute bringt man sie nur noch ausnahmsweise an.

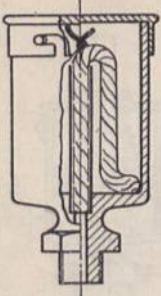


Abb. 1483.  
Dochtöler.

Dagegen ist die verwandte Polsterschmierung, Abb. 1484, an Eisenbahnfahrzeugen sehr verbreitet. Ein in einer Ölkammer liegendes Wollkissen wird durch Federn von unten her gegen den Zapfen gedrückt und schmiert diesen gleichmäßig und reichlich. Auch an Werkzeugmaschinen finden sich ähnliche Schmiervorrichtungen.

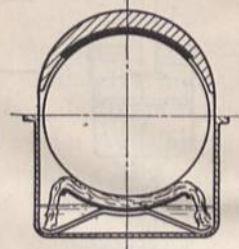


Abb. 1484. Polsterschmierung.

Bei dem ebenfalls älteren Nadelschmiergefäß, Abb. 1485, hält der enge Zwischenraum zwischen der Nadel und der Lochwandung das Öl während des Stillstandes fest. Beim Laufen wird durch die Erschütterungen der auf der Welle aufliegende Nadel Luft in Form kleiner Blasen durchgelassen und dafür dem Zapfen Öl zugeführt. Die Menge kann durch die Stärke oder Rauheit der Nadel eingestellt werden. Solche aus Stahl haben den Nachteil, daß sie den Zapfen oft angreifen, Kupferstifte, daß sie sich leicht anstauchen und festsetzen.

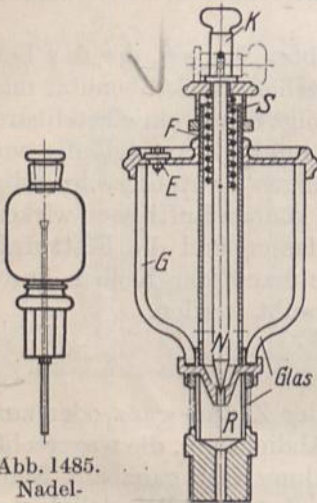


Abb. 1485.  
Nadelschmiergefäß.

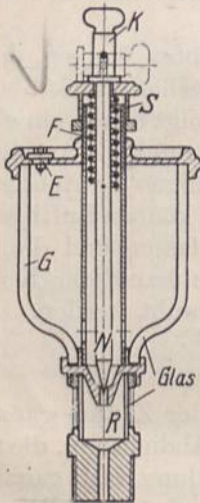


Abb. 1486. Tropföler.

Wesentlich vollkommener sind die Tropfschmiergefäße mit regelbarem Ölzufluß und sichtbarem Tropfenfall, Abb. 1486. Das Öl wird durch die Öffnung *E* in das Glasgefäß *G* gefüllt, vor Staub aber durch einen Deckel, der *E* verschließt, geschützt. Zum Lager fließt es unter der durch die Schraube *S* einstellbaren Nadel *N* hindurch, wobei die Menge im Schauglas *R* an der Tropfenzahl beobachtet werden kann. Soll die Schmierung während des Stillstandes der Maschine unterbrochen werden, so legt man den Knopf *K* um;

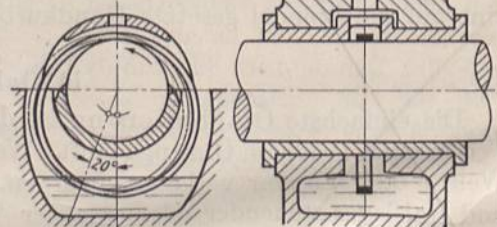


Abb. 1487. Schmierung mittels losen Ringes.

durch die Feder *F* wird dann die Spitze der Nadel *N* auf ihren Sitz gedrückt. Beim Wiederaufrichten des Knopfes setzt die Schmierung von neuem in der früher eingestellten Stärke ein. An der Stellung des Knopfes ist leicht zu erkennen, ob der Öler in Tätigkeit ist oder nicht.

Schmiergefäße machen den Betrieb durch die regelmäßige Zufuhr des Schmiermittels gleichmäßiger und sicherer, vermindern die Wartung, die aber immerhin für das Anstellen bei der Aufnahme des Betriebs und für das rechtzeitige Nachfüllen sorgen muß.

Die jetzt am weitesten verbreitete Lagerschmierung ist die mittels loser oder fester Ringe. Bei der ersten Art benutzt man einen von der Welle oder dem Zapfen durch die Reibung mitgenommenen, aus Schmiedeeisen, Stahl, Messing oder Zink gedrehten oder gebogenen Ring, Abb. 1487, der das Öl aus einer Ölkammer zum Scheitel der Welle hebt. Dort wird das an der Innenfläche des Rings haftende Öl in erster Linie durch



die Pressung zwischen Ring und Welle seitlich herausgedrückt und der Lauffläche und den Schmiernuten zugeführt. Die Ringe haben sehr verschiedene Querschnittformen, Abb. 1488. Der am meisten übliche rechteckige hat den Nachteil, daß die Ringe beim Anlaufen an ebenen Seitenwänden leicht haften und hängen bleiben und dann oft längere Zeit hindurch nicht mehr an der Drehung teilnehmen. Halbrunde oder trapezförmige Querschnitte sind in der Beziehung vorteilhafter.

Ringe, die vom Zapfende her aufgeschoben werden können, werden zweckmäßigerweise wegen des ruhigeren Laufes einteilig ausgeführt. Ist aber das seitliche Aufschieben ausgeschlossen oder erschwert, so werden geteilte Ringe verwandt, deren Hälften an den Stoßstellen überlappt verschraubt, durch Stifte oder Gelenke verbunden oder



Abb. 1488. Querschnitte von Schmier- ringen.

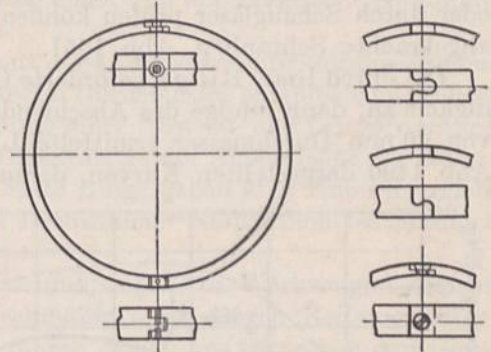


Abb. 1489. Geteilte Schmierringe, Stoßverbindungen.

federnd ineinandergelinkt werden, Abb. 1489. Normale Maße einteiliger Ringe sind in DIN 322 festgelegt. An geteilten Ringen sollen die Innendurchmesser  $D$  und Breiten  $b$

Zusammenstellung 132. Einteilige Schmierringe nach DIN 322.

	$D$	$b$	$s$	$r$	$D$	$b$	$s$	$r$	$D$	$b$	$s$	$r$	$D$	$b$	$s$	$r$
		25	5	2	0,3	65	10	3	0,5	140	15	5	0,8	310	21	7
	30	70				150				335						
	35	75				165				360						
	40	6	2	0,3	80	12	4	0,5	180	18	6	0,8	390			
	45				90				200							
	50				100				220							
	55	8	3	0,5	110	12	4	0,5	240	18	6	0,8				
	55				120				260							
	60				130				285							

eingehalten werden, dagegen können die Ringstärken  $s$  je nach der Ausbildung der Verbindungsstelle gewählt werden. Auf eine gute und sichere Verbindung ist Wert zu legen, weil der Ring bei einem Lösen derselben von der Welle fällt, so daß die Schmierung aussetzt. Alle Ringe müssen genau rund laufen, dürfen keine Vorsprünge oder Absätze haben und müssen sehr gut ausgeglichen sein. Schon ganz geringe Fehler in der Lage des Schwerpunktes lassen den Ring unregelmäßig, bald langsam, bald rasch laufen und beeinträchtigen die Gleichmäßigkeit der Ölzufuhr. An der Laufstelle des Ringes sind die Lagerschalen so auszusparen, daß der Ring eine genügende Beweglichkeit längs der Achse hat und daß er sich, ohne anzustreifen, um etwa 15 bis 20°, an der Verbindungslinie der Mittelpunkte des Zapfens und des Ringes gemessen, schiefe stellen kann, Abb. 1487, weil er beim Laufen durch das Ölbad hindurch Widerstand findet und weil er auf der Seite, auf der das Öl gehoben wird, schwerer ist als auf der anderen. Während die Unterschale eines zweiteiligen Lagers in den meisten Fällen nicht oder nur in geringem Maße angeschnitten zu werden braucht, wird die Oberschale durch den Raum für den Ring oft beträchtlich geschwächt. Soll sie nicht geteilt werden, so kann man die Laufstelle entweder nach Abb. 1487 überbrücken oder den Ringdurchmesser so groß wählen, daß die Schale an der Teilfuge zusammenhängen kann. Im Scheitel der Lagerschale angebrachte Nasen  $N$ , Abb. 1524 und 1525, erleichtern das Abstreifen des Öls, führen es zu den anschließenden Nuten, die am besten an der Stelle beginnen, wo der Ring das meiste Öl abgibt und verhindern das Anhaften und Hängenbleiben des Ringes an den Seitenwänden des Spaltes.



Auch die Ölkammer ist unter Beachtung des Schiefstellens des Ringes genügend weit auszubilden. Große Kammern vermehren die Ausstrahlungsfähigkeit des Lagers, wenn sie von der Außenluft bestrichen werden.

Den Ölstand soll man durch Füllschrauben, Abb. 1551, durch Füllröhrchen, Abb. 1549, oder durch Schaugläser prüfen können. Zum Ablassen dienen in den tiefsten Punkten angebrachte Schrauben, Abb. 1551.

Die durch lose Ringe geförderte Ölmenge nimmt bis zu einer gewissen Geschwindigkeit zu, dann infolge des Abschleuderns durch die Fliehkraft wieder ab. An Lagern von 90 mm Durchmesser ermittelte Lasche [XXI, 1, S. 1934] unter anderem die in Abb. 1490 dargestellten Kurven, deren Höchstwerte im Mittel bei 2000 Umdrehungen

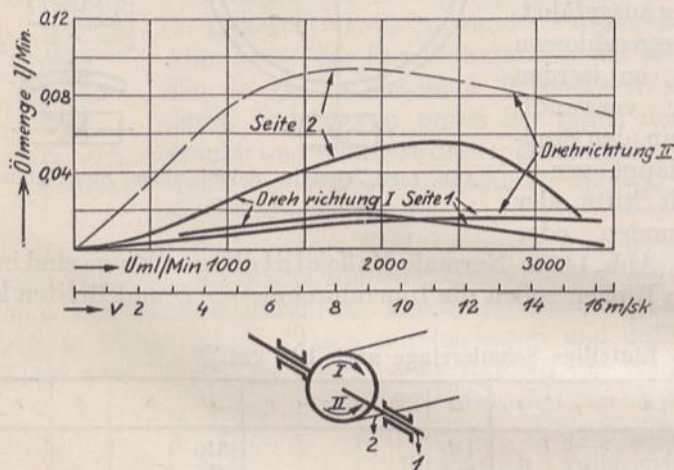


Abb. 1490. Von losen Ringen geförderte Ölmenngen.

in der Minute oder etwa 10 m/sek Umfangsgeschwindigkeit liegen. Allerdings zeigten sich je nach der Drehrichtung, sowie zu beiden Seiten des Ringes recht erhebliche Unterschiede. Bei mittleren Umdrehzahlen liefern aber die losen Ringe reichliche Ölmenngen; sie geben eine sichere, zuverlässige Umlaufschmierung, die wenig Bedienung verlangt und selbsttätig beim Anlaufen der Welle einsetzt. Ungeeignet sind lose Ringe jedoch bei sehr niedrigen und sehr hohen Geschwindigkeiten, ferner an Lagern mit schräger Achse, an bewegten

Maschinen und im Falle stoßweisen Betriebs, bei dem die Ringe auf der Welle hin- und her-tanzen, so daß die schon an sich geringe Reibung auf der geschmierten Welle ganz aufgehoben ist und die Ringe nicht mehr mitgenommen werden. Bei Umdrehzahlen unter 60 in der Minute bleiben sie leicht hängen. Auch lassen geringe Wärmegrade die losen Ringe versagen, weil der Widerstand in zähem Öl so beträchtlich ist, daß sie auf der Welle gleiten, ein Fall, der beim Anlaufen von Maschinen nicht selten vorkommt.

Störungen können ferner entstehen, wenn etwa Wasser, das sich im Lager niederschlägt, in den Ölraum gelangt und am Boden sammelt. Das auf dem Wasser schwimmende Öl fließt ab und schließlich läuft der Ring nur im Wasser, so daß die Schmierung ganz aussetzt.

An Stelle der Ringe werden gelegentlich Ketten, Abb. 1491, verwendet, die ebenfalls sehr reichliche Ölmenngen liefern, aber größere Ausschnitte in den Schalen verlangen.

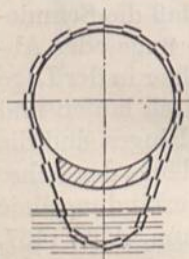


Abb. 1491. Kettenschmierung.

Den Übelstand loser Ringe, beim Hängenbleiben zum Unterbrechen der Schmierung zu führen, vermeiden die fest auf der Welle aufgeklebten Ringe, wie sie u. a. am Wüfellaager des Eisenwerks Wüfel bei Hannover, Abb. 1549 und 1550, benutzt werden. Ein geteilter, sorgfältig zusammengepaßter Ring *R* wird gegen die Welle durch Blattfedern *F*, Abb. 1549 oder Spiralfedern mit Druckstücken, Abb. 1550, gepreßt, so daß er bei der Drehung sicher mitgenommen wird, axialen Drucken gegenüber aber nachgibt.

Das auf seiner Außenfläche aus der als Ölkammer ausgebildeten Unterschale mitgenommene Öl wird nach Abb. 1549 im höchsten Punkte durch die Rippe *A* abgestreift und längs der Rippen *S* oder *T*, je nach der Drehrichtung den Löchern *B* oder *B*<sub>1</sub> und der Lauffläche zugeführt. Damit das über die Oberschale strömende Öl nicht auf die Welle gelangt, mußten die Abschlußwände *W* vorgesehen werden. An den Enden der Lauffläche fangen zwei Rinnen mit je einem Schlitz das Öl auf und leiten es zur Ölkammer zurück. In



Abb. 1550 dient ein Blechgefäß *B* mit einer Zunge *Z* zur Verteilung des Schmiermittels. Vorteilhaft ist, daß die Mitnahme der Ringe gewährleistet ist, daß die Verteilung des Öls gleichmäßig erfolgt und leicht beobachtet werden kann, nachteilig, daß die Baulänge der Lager etwas größer ausfällt, weil der Ring einen Teil der Tragfläche einnimmt, und daß eine Teilung der Lagerschalen nötig ist.

Im Gegensatz zum losen Ring, der höchstens mit der Laufgeschwindigkeit des Zapfens mitgenommen wird, hat der feste eine seinem äußeren Durchmesser entsprechend größere Umfangsgeschwindigkeit und verlangt die Anordnung einer Abstreif- und Leitvorrichtung für das Öl zur Welle, das beim Laufen durch die Fliehkraft an der Außenfläche des Ringes und dadurch von der Welle ferngehalten wird. Feste Ringe geben aber eine sehr reichliche und sichere Schmierung schon bei kleinen Drehzahlen. Namentlich bei geringen Geschwindigkeiten sind sie den losen vorzuziehen.

An hin und hergehenden Teilen, wie an den Tischführungen von Werkzeugmaschinen, kann Rollenschmierung nach Abb. 1661 zweckmäßig sein. Durch Reibung mitgenommene, oft durch Federn angepreßte Rollen führen das Öl aus Öltaschen den Gleitflächen zu, von wo es zu den Öltaschen zurückfließt.

Bei rasch laufenden, hoch belasteten Zapfen genügt es nicht, das Schmiermittel durch Tropfschmierung, d. i. durch die eigene Schwere, zuzuführen; es muß vielmehr unter Druck zugeleitet werden. Die Grenze, bei der Druckschmierung anzuwenden ist, ist vom Flächendruck, von der am Zapfen erzeugten Reibungsarbeit und von der Art der Kraftwirkung abhängig. An Kurbelzapfen reicht Tropfschmierung noch bei  $100 \text{ kg/cm}^2$  Auflagedruck aus, wenn die Geschwindigkeit mäßig ist, weil der Zapfen bald an der einen, bald an der andern Schale anliegt und das Öl hin- und herdrückt. Ungünstiger sind die Verhältnisse an den Kurbellagern schwerer, liegender Maschinen, deren Unterschalen durch das Gewicht der Welle und des Schwungrades ständig stark belastet sind. An ihnen ist Tropfschmierung nur bis zu  $30 \text{ kg/cm}^2$  Auflagepressung und bis zu den auf Seite 648 angegebenen Werten für  $p_m \cdot v_m$  möglich.

Mäßiger Druck wird durch Zentralschmierung erreicht, bei der das Öl von einem hochstehenden Behälter aus den einzelnen Schmierstellen zugeführt wird, vorteilhafterweise unter Sichtbarmachen der Menge. Das geschieht entweder durch Tropfdüsen, von denen Rohre zu den Schmierstellen führen, oder dadurch, daß man die Tropfen durch Glasröhrchen mit Salzlösung, die in die Leitung eingeschaltet sind, aufsteigen läßt. Zum An- und Abstellen dient ein Haupthahn zwischen dem Behälter und dem Verteiler, der die Düsen trägt. Das von den Schmierstellen abfließende Öl pflegt gesammelt und, wenn nötig, gereinigt, dem Hochbehälter wieder zugeführt zu werden. Zweckmäßig ist das Anbringen einer Vorrichtung, die den Ölspiegel auf einer bestimmten Höhe hält und die dadurch den Druck, unter dem das Öl steht, zugunsten gleichmäßiger Lieferung regelt. Zentralschmierungen bieten durch die bequeme Überwachung der Ölzufuhr von einer Stelle aus und durch den größeren Ölvorrat eine Erhöhung der Betriebssicherheit.

Höherer Druck des Schmiermittels läßt sich durch mechanisch oder zwangsläufig von der Hauptmaschine angetriebene Ölpumpen oder -pressen erreichen. Derartige Preßschmierungen sind z. B. an den größeren Turbodynamos wegen der Wärmemengen geboten, die durch die Zapfenreibung entstehen und die durch reichliche Ölmengen abgeführt werden müssen. Im Schema ist eine solche Spülschmierung in Abb. 1492 an einer Turbodynamo der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin, wiedergegeben. Die Zahnradpumpe *Z* saugt kaltes Öl aus dem Öhlkühler *K* an und preßt es zum Kammlager *D* und zu den drei Wellenlagern *A B C*. Es sammelt sich in den Lagerfüßen, gelangt durch die weite Rohrleitung *F* zu dem in seinem oberen Teil als Behälter ausgebildeten Kühler zurück, von wo es durch das Sieb *S* in die doppelte Kühlschlange *T* im unteren Teil des Kühlers fließt, von der Pumpe wieder angesaugt und von neuem in Umlauf gesetzt wird.

Auch werden kleine Kolbenpumpen, so viel wie Schmierstellen vorgesehen sind, zu



einem Ganzen vereinigt und gemeinsam angetrieben, an Werkzeug- und anderen Maschinen benutzt, um das Öl unter Druck zuzuführen. Alle mechanisch angetriebenen Schmier-  
vorrichtungen haben den Vorteil, daß sie von der Art des Öls unabhängig sind; man kann  
auch dickflüssige Schmiermittel, im Falle der Benutzung einzelner Kolbenpumpen sogar  
verschiedene Sorten nebeneinander benutzen.

Die Schmierung mehrerer hintereinander liegender Stellen, des Wellenlagers, des  
Kurbel- und des Kreuzkopfzapfens einer stehenden Maschine vermittels Drucköls ist  
in dem Abschnitt über Schubstangen besprochen.

An Maschinen oder Maschinenteilen in ganz geschlossenen Gehäusen kann Spritz-  
schmierung Verwendung finden. Beispiele bieten die Schneckentriebe, bei denen im  
Fall der Abb. 1992 das von der Schnecke abspritzende Öl durch die Rippen zu den  
Lagern geleitet wird, ferner kleine stehende Kraft- und Arbeitsmaschinen, Abb. 991,  
bei denen der untere Schubstangenkopf das am Gehäuseboden sich sammelnde Öl im  
ganzen Raum verspritzt und allen Teilen zuführt. Den Lagern gibt man Auffangvorrich-  
tungen in Form von Rinnen oder Bechern auf den Deckeln. Für vollständige und sichere  
Abdichtung aller Gehäusefugen ist Sorge zu tragen.

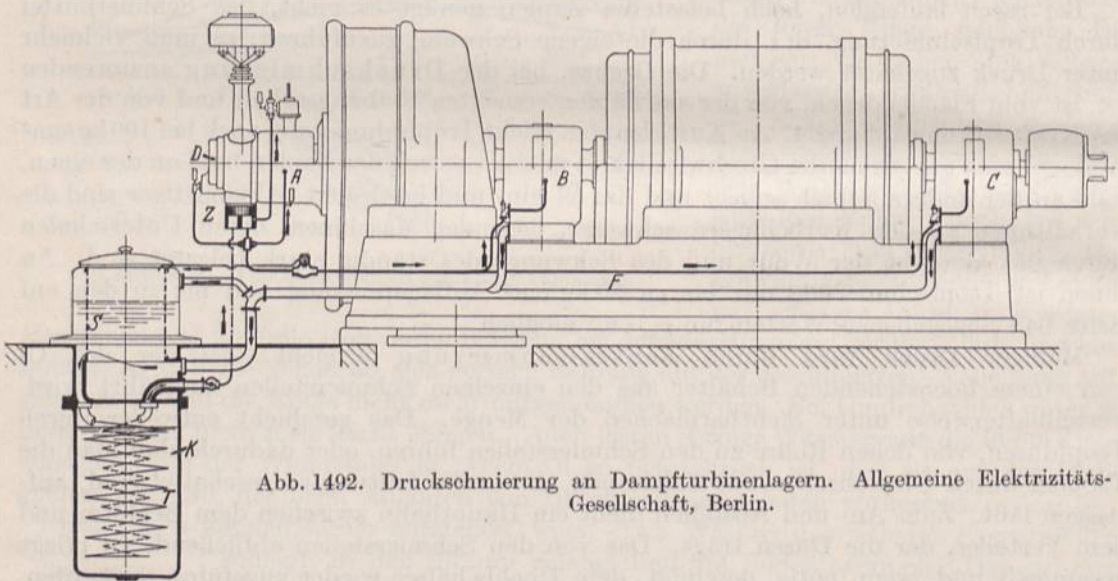


Abb. 1492. Druckschmierung an Dampfturbinenlagern. Allgemeine Elektrizitäts-  
Gesellschaft, Berlin.

### c) Die Verteilung der Schmiermittel in den Lagerschalen.

Die Zuverlässigkeit der Schmierung hängt von der Menge und der richtigen  
Verteilung der Schmiermittel, die vor allem in hinreichendem Maße an die höchst-  
belastete Stelle gelangen müssen, ab.

Bisher benutzte man dazu Schmiernuten, die, über die ganze Lauffläche verteilt,  
in die Nähe der höchstbelasteten Stellen geführt waren. Nach den neueren Anschauungen  
über die Lagerreibung (vgl. S. 619) muß man den Fall der halbflüssigen Reibung von  
dem der flüssigen trennen. Reine Flüssigkeitsreibung vorausgesetzt, ist es zur  
Bildung einer gut tragfähigen Schmierschicht zweckmäßig und nötig, die Lauffläche  
zusammenhängend auszuführen, Schmiernuten aber zu vermeiden, weil sie die Trag-  
fläche unterbrechen und verkleinern und die Fett- oder Ölschichten, mit denen  
sich die Schalen und die Zapfen überziehen und auf welchen diese gleiten, zerstören.  
Die Erfahrungen an den Wülfellagern, sowie die umfangreichen Versuche Lasches  
[XXI, 10] und Kammerers [XXI, 9] haben die Ansicht durchaus bestätigt. Um aber  
das Öl in möglichst großer Menge zwischen den Zapfen und die Schale zu bringen, gilt  
es, dasselbe an einer unbelasteten Stelle zuzuführen und die durch die Haftfähigkeit  
bewirkte Mitnahme durch allmähliche Übergänge an der Eintrittsstelle zu unterstützen.



Auf einfache Weise ist das bei einem ungeteilten, dauernd von oben her belasteten Lager dadurch möglich, daß man das Öl im Scheitel zuleitet und durch eine breite Nut auf der ganzen Länge des Zapfens verteilt, dem Zapfen aber die nötige Ölluft gibt. Zwar ist dann theoretisch nur Linienberührung zwischen der Schale und dem Zapfen vorhanden, die Bildung einer tragfähigen Ölschicht aber durch den äußerst schlanken, keilförmigen Spalt sehr begünstigt. Kammerer untersuchte den Einfluß des Zapfenspiels an gußeisernen und mit Weißmetall ausgegossenen Schalen von 40 mm Durchmesser, in denen Zapfen von 39,96, 39,92 und 39,86 mm Durchmesser liefen und fand dabei an der gußeisernen Schale die Kurven der Abb. 1493. Die Ordinaten geben die Beharrungstemperaturen wieder, die das Lager bei verschiedenen, als Abszissen aufgetragenen Produkten  $p \cdot v$  annahm; sie zeigen, daß die Temperaturen mit zunehmendem Spiel sinken, daß also großes Lagerspiel vorteilhaft ist, wenn es die Betriebsverhältnisse gestatten.

Lasche [XXI, 10] führt an den hoch belasteten und dauernd mit sehr großer Geschwindigkeit laufenden Zapfen der Dampfturbinen der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin, Preßöl durch die Öffnung I, Abb. 1089, zu einer weiten Ölrinne und einem langen Spalt und erleichtert den Zutritt des Öles zu der eigentlichen Tragfläche durch einen ganz allmählichen, keilförmigen Übergang. Zwecks Abführung der entstehenden Reibungswärme wird der Zapfen in der erweiterten Oberschale durch große Ölmengen umspült. Zapfen von 200 mm Durchmesser laufen normalerweise bei  $n = 3000$  Umläufen in der Minute in einer Lagerschale von 200,34 mm Durchmesser, haben also 0,34 mm Spiel.

An geteilten Lagerschalen besteht die Gefahr, daß die Fugenkante, gegen die der Zapfenläuft, abstreifend wirkt, wenn sie gegenüber der anderen Schale vorsteht. Dadurch kann der Zutritt des Öls zur Schale beeinträchtigt oder sogar ganz verhindert werden. Zweckmäßig ist es deshalb, die Lage der Schalenhälften zueinander sorgfältig zu sichern, etwa durch einen Falz, Abb. 1493a, oder durch eingepaßte Schrauben. Ist das nicht möglich, so empfiehlt sich, die Kanten nach Abb. 1494 bis auf kurze Stücke an den Enden, die

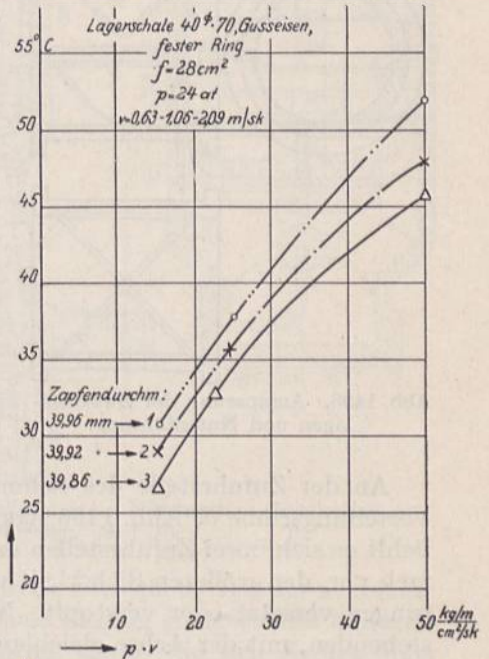


Abb. 1493. Einfluß des Zapfenspiels auf die Beharrungstemperatur nach Kammerer.

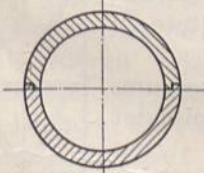


Abb. 1493a. Sicherung der Lage der Schalenhälften durch einen Falz.

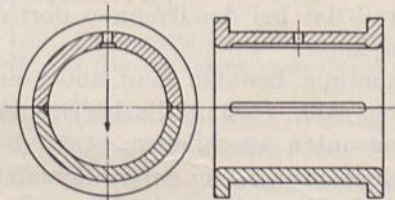


Abb. 1494. Brechen der Fugenkanten an geteilten Schalen.

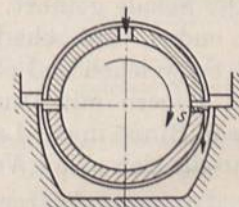


Abb. 1495. Fehlerhaftes Klaffen der Schalenfuge.

das seitliche Entweichen des Schmiermittels verhüten sollen, sorgfältig zu brechen und zur Tragfläche hin gut abzurunden. Daß die Fuge an einer unbelasteten Stelle angeordnet werden soll, war schon oben betont. Im übrigen müssen aber die Teilfugen dicht schließen; ganz fehlerhaft ist die Ausführung nach Abb. 1495, wo die scharfe Kante  $s$  das Schmiermittel abschabt und in den Lagerkörper drängt. An den Teilfugen vorgesehene Zwischenlagen zum Nachstellen der Schalen spart man im mittleren Teile aus, vgl. Abb. 1496, und vergrößert dadurch in wünschenswerter Weise die Ölnut zum Benetzen des Zapfens.



Ähnlich wie die Fugenkanten wirken schon geringe Absätze, die sich leicht an den Rändern der Tragflächen bilden, wenn die Zapfen bei größerer Abnutzung in die Lagerschale einsinken. Auch sie können die Schmierung ganz erheblich stören und müssen sorgfältig entfernt werden.

In allen Fällen, wo die Voraussetzung reiner Flüssigkeitsreibung nicht erfüllt ist, wird das Anbringen von Nuten zur Verteilung des Öls auf der Lauffläche zweckmäßig,

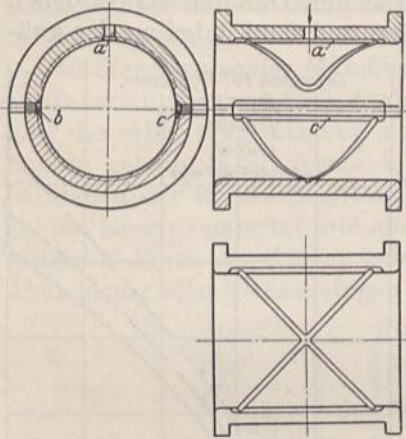


Abb. 1496. Aussparung der Zwischenlagen und Nutenführung.

meist sogar notwendig. Das gilt sowohl für Zapfen, die mit geringer oder stark wechselnder Geschwindigkeit laufen, wie auch für solche, die veränderlichem oder bei jeder Umdrehung wechselndem Druck ausgesetzt sind. Im letzten Falle wird die Bildung einer zusammenhängenden, tragfähigen Schmierschicht ganz vereitelt, wenn auch andererseits der Zutritt des Schmiermittels zu den am stärksten belasteten Stellen durch das Hin- und Herwalzen des Zapfens, das „Atmen des Lagers“ gefördert wird. Welche der beiden Wirkungen die stärkere ist und wie die Belastung derartiger Lager im Vergleich mit stetig belasteten gewählt werden darf, ist noch nicht genügend geklärt.

Im folgenden sind die Gesichtspunkte, die beim Einziehen der Nuten zu beachten sind, zusammengestellt. Diese werden meist in den Schalen, in manchen Fällen aber auch an den Zapfen angebracht.

An der Zufuhrstelle des Schmiermittels, gewöhnlich oben, ist eine breite und tiefe Verteilungsrinne *a*, Abb. 1496, vorzusehen. An Lagern von mehr als 30 cm Länge empfiehlt es sich, zwei Zufuhrstellen anzuordnen. Aber auch bei kürzeren zieht man sie vielfach vor, der größeren Sicherheit wegen, namentlich für den Fall, daß sich eine der Bohrungen versetzt oder verstopft. Neben den durch das Brechen der Schalenkanten entstehenden, mit der Achse gleichlaufenden Nuten, dienen schräge zur weiteren Verteilung der Schmiermittel. Sie werden von Hand mit dem Nutenmeißel und der -feile eingearbeitet oder auf Maschinen schraubenförmig, Abb. 1497 und nach anderen geeigneten Kurven gezogen. An Zapfen, die sich nach beiden Richtungen drehen sollen, pflegt man sie kreuzweise anzuordnen, Abb. 1496; an solchen, die nur in einem Sinne umlaufen, empfehlen sich Nuten nach Abb. 1498, in der die Abwicklung einer Lauffläche dargestellt ist. Durch dieselben wird das Öl immer wieder nach der Mitte, also zum höchstbelasteten Teil der Schale geführt. Nuten, die nach Abb. 1474 kurz vor dem Schalenrande enden, sind schädlich, weil das bei der Drehung dorthin geleitete Öl leicht entweichen und abfließen kann.

An Lagern mit Druckschmierung benutzt man auch eine weite, umlaufende Rinne in der Lagermitte, Abb. 1499, in die das Druckrohr *D* mündet und an die sich axiale Verteilungsnuten anschließen.

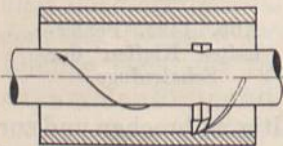


Abb. 1497.  
Einziehen der Nuten.

Lehrreich in bezug auf die Schmierung und Kühlung ist die Entwicklung der Dampfturbinenlager der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin [XXI, 10]. Bei der älteren Ausführung, Abb. 1500, wurde das unter Druck durch das Rohr *R* und die ausgebüchste Bohrung *S* zugeführte Öl längs des Zapfens durch die breite und tiefe Rinne *V*, die im Sinne der Drehrichtung kurz vor der am stärksten

belasteten Stelle angeordnet war, verteilt und am höchsten Punkte der Schale bei *O* abgeführt. Dabei bildete sich in der weiten Aussparung der unbelasteten Oberschale ein Ölbad, das nicht allein die Schmierung, sondern auch die Ableitung der Wärme durch das Öl sehr er-

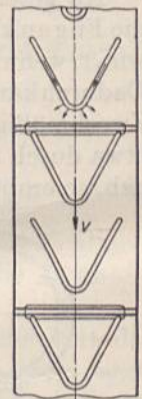


Abb. 1498.  
Nuten für in einer Richtung laufende Zapfen (Schaleninnenfläche abgewickelt.)



leichterte und unterstützte. Kante *b* war sehr sorgfältig abgerundet. Die hohlen Lagerschalen wurden durch Wasser gekühlt. Schwierigkeiten traten aber auf, sobald die Kühlrohranschlüsse undicht wurden, weil selbst geringe Mengen Wasser die Schmierfähigkeit des Öls ganz erheblich beeinträchtigten. Der Übelstand wurde dadurch behoben, daß man die Lagerschale als Rippenkörper, Abb. 1501, gestaltete und die Kühlung durch darüber geleitetes Öl bewirkte. Das Lager hatte in der Unterschale Schmiernuten

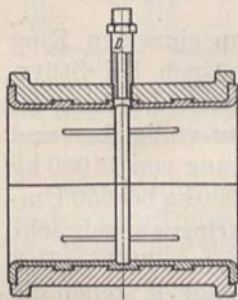


Abb. 1499. Lager für Druckschmierung.

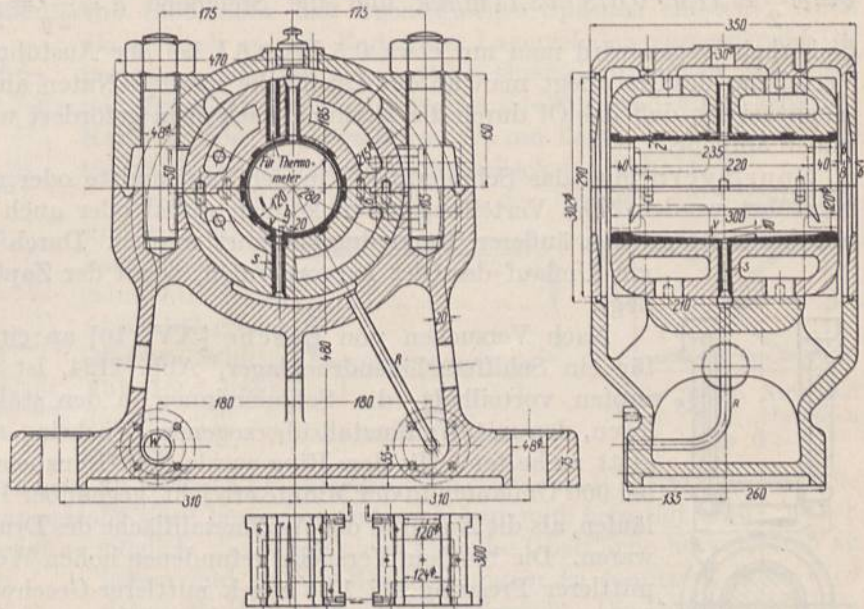


Abb. 1500. Dampfturbinenlager der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin; ältere Ausführung. M. 1:10.

ähnlich denen der Abb. 1499, in der Oberschale aber weite Öltaschen. Bei der neuesten, schon oben besprochenen Form, Abb. 1089, ist die Schale kugelig gelagert und dadurch selbst einstellbar gemacht, während die Reibungswärme durch die den Zapfen umspülende reichliche Ölmenge unmittelbar am Entstehungsorte aufgenommen und weggeleitet wird.

In den Zapfen eingefräste Schmierrienen zeigt Abb. 1502. Sie laufen parallel zur Zapfenachse, füllen sich an der Verteilungsnut *a* und führen das Schmiermittel bei

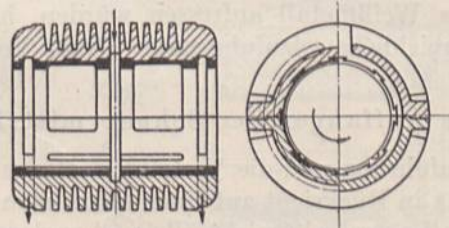


Abb. 1501. Dampfturbinenlager der A. E. G. Berlin mit Rippenkühlung nach Lasche.

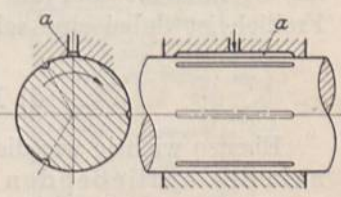


Abb. 1502. In den Zapfen eingefräste Nuten.

der Drehung über die ganze Schalenoberfläche. Wichtig ist vor allem, die Kanten der Schmierrienen auf das Sorgfältigste abzurunden. Scharfe Ränder würden nicht allein die Verteilung des Öls erschweren, sondern auch die Lagerflächen angreifen und so sehr schädlich werden können.

Selbstverständlich dürfen derartige Nuten nur an Zapfen, deren Lage dauernd dieselbe bleibt, angewandt werden; z. B. sind sie an Triebwerkwellen, an denen die Lager nicht selten verlegt werden, ausgeschlossen.

Schwierig ist die sparsame Schmierung an Halslagern zur Führung senkrechter durchlaufender Wellen. Bei geringen Geschwindigkeiten wird man durch Anwendung dickflüssiger Schmiermittel das rasche Entweichen zu vermeiden suchen. Genügende Umfangsgeschwindigkeit vorausgesetzt, kann man die Umlaufschmierung nach Abb. 1503 benutzen. Das Öl wird bei der Drehung durch die Fliehkraft an den Umfang des auf der Welle befestigten Ringes *A* geschleudert, tritt in die Mündung des tangential angeord-



neten, stillstehenden Rohres  $B$  und steigt dort entsprechend der Druckhöhe  $\frac{v^2}{2g}$  in die Höhe. Bei  $D = 150$  mm und  $n = 400$  Umdrehungen in der Minute wird beispielsweise  $v = \omega \frac{D}{2} = 41,9 \cdot 0,075 = 3,14$  m/sek und die Steighöhe  $h = \frac{v^2}{2g} = \frac{3,14^2}{2 \cdot 9,81} = 0,5$  m. Der Sicherheit wegen wird man nur etwa  $0,5$  bis  $0,6 h$  bei der Ausführung benutzen. Zur Verteilung des Öls pflegt man an der Lauffläche spiralförmige Nuten anzuordnen und zwar möglichst so, daß das Öl durch die Drehung nach oben gefördert wird oder doch langsamer abfließt.

Spurlagern muß das Schmiermittel in der Zapfenmitte oder am inneren Umfang zugeführt werden. Die Verteilungsnuten können radial oder auch gekrümmt gezogen und bis nahe an den äußeren Rand durchgeführt werden. Durch die Fliehkraft wird ein Umlauf des Öles hervorgerufen, wenn der Zapfen in einem Ölbad liegt.

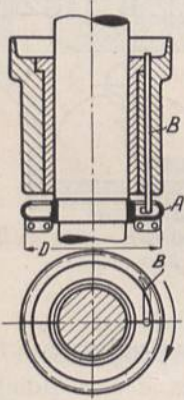


Abb. 1503. Umlaufschmierung an Halslagern.

Nach Versuchen von Lasche [XV, 10] an einem einzelnen Ring für ein Schiffsturbinendrucklager, Abb. 1124, ist es auch bei Stützzapfen vorteilhaft, die Schmierrinnen in den stählernen Lauf ring zu legen, den mit Weißmetall überzogenen Druckring aber völlig eben und glatt zu halten. Mit dem Ring wurde eine Grenzbelastung von 15000 kg bei 900 Umläufen in der Minute erreicht, gegenüber 12000 kg bei 650 Umläufen, als die Nuten in der Weißmetallfläche des Druckringes angebracht waren. Die bei dem Versuche gefundenen hohen Werte von 39,1 kg/cm<sup>2</sup> mittlerer Pressung bei 11,6 m/sek mittlerer Geschwindigkeit stellen die äußersten Werte dar, an die man heranging, um die Betriebssicherheit des Lagers zu beurteilen; sie sind nur auf dem Prüfstand bei sorgfältigster Schmierung und sehr starker Kühlung möglich und dürfen keinesfalls zur Berechnung dauernd belasteter Zapfen benutzt werden. Die Nuten waren an den Kanten sehr sorgfältig abgerundet, hatten von innen nach außen abnehmende Tiefe und Breite und traten mit etwa

1 mm<sup>2</sup> Querschnitt aus den Druckflächen heraus zu dem Zwecke, Unreinigkeiten, die das Öl mitreißt und die das Weißmetall anfressen würden, hinausspülen zu lassen. Freilich ist dabei eine sehr reichliche Ölzufuhr unter Druck Voraussetzung.

#### d) Das Auffangen der Schmiermittel.

Ebenso wichtig wie die Zuführung und die Verteilung ist das Auffangen und Sammeln des abfließenden Öls in Rücksicht auf einen sparsamen und reinlichen Betrieb. Durch das „Spritzen“ eines Lagers geht nicht allein Öl verloren; bei Ringschmierung setzt schließlich infolge des Sinkens des Ölspiegels in der Ölkammer die Schmierung aus. In vielen Betrieben können Öltropfen — beispielweise in Spinnereien und Webereien an den Geweben — großen Schaden anrichten. Sorgfältig ist Öl von den Fundamenten fernzuhalten. Beton wird oft überraschend schnell und stark durch Schmiermittel zerstört.

An Lagern mit Fett- oder sparsamer Tropfschmierung dienen Tropfschalen, an Kurbellagern und Rahmen Ölrän der zum Auffangen und zum Abhalten des Öls von den Fundamenten. Sorgfältiger müssen die Vorrichtungen bei reichlicher Ölzufuhr durchgebildet werden.

In einer Lagerschale mit Ringschmierung, Abb. 1504, wandert das Öl längs der darin laufenden glatten Welle mit einer gewissen Geschwindigkeit, die von der Ölmenge und dem Spiel zwischen dem Zapfen und der Schale abhängig ist. Mit ihr tritt es auch an den Enden aus. Dadurch bildet sich in einer bestimmten Entfernung  $a$  von den Endflächen der Schale ein Ölring, der zu dem erwähnten Spritzen des Lagers führt, indem das Öl tropfenweise abgeschleudert wird. Um das zu verhindern, gilt es, die Austrittsgeschwin-



digkeit längs der Welle zu vernichten, am einfachsten durch gutes Abrunden der Kanten *b* und *c*, Abb. 1505, indem so der Austrittquerschnitt allmählich vergrößert und die Geschwindigkeit verringert wird. Beobachtet man ein Lager mit derartigen Schalen während des Laufes der Welle, so sieht man das Öl am Ende herausquellen und längs der Endflächen ruhig abfließen, Abb. 1505, ohne daß irgendwelches Spritzen entsteht. Auch die vielfach an den Enden der Lagerschalen vorgesehene Ölfangnut erhalten zweckmäßig Querschnitte nach Abb. 1506 mit guten Abrundungen an der Stelle *c* und einer scharfen Kante *d*, oder kegelige Form wie am Lager der Berlin-Anhaltischen-Maschinenbau-Aktiengesellschaft, Abb. 1542.

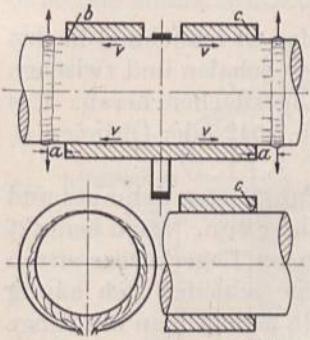


Abb. 1504 und 1505. Bildung von Ölringen und Wirkung der Abrundung der Schalenkanten.

Andere Mittel, die Bildung des Ölrings zu verhindern, sind eine an der Lagerschale angebrachte Nase, Abb. 1507 rechts oder ein Schlitz, Abb. 1507 links, die das Öl abstreifen.

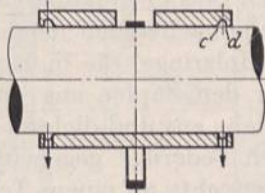


Abb. 1506. Ölfangnuten.

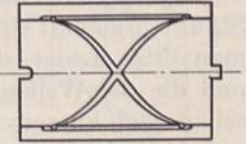


Abb. 1507. Nut und Nase, zum Abstreifen des Öls.

Sehr häufig findet man an Wellen Spritzringe, Abb. 1508 rechts, verwandt, die entweder unmittelbar angedreht oder besonders aufgeschoben und befestigt sind. Durch Eindrehen der Welle ist es möglich, die Ringe nicht über die Oberfläche hervortreten zu lassen und sie vor Beschädigungen zu schützen; doch wird dabei die Welle erheblich geschwächt. Die Ringe schleudern das aus den Lagerschalen tretende Öl ab, das von einer Rinne aufgefangen, in die Ölkammer zurückgeleitet werden kann. Bei falscher Stellung des Ringes oder bei unrichtiger Ausbildung der Rinne ist es aber nicht ausgeschlossen, daß Öl auf die Welle jenseits des Ringes fällt, nach außen gelangt und verloren geht.

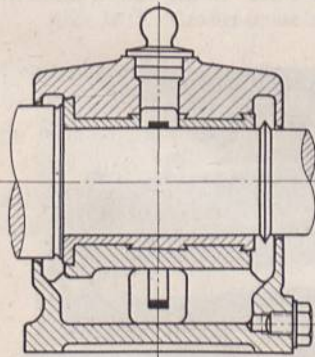


Abb. 1508. Spritzringe.

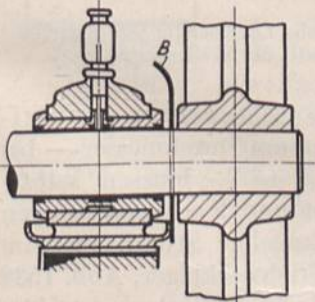


Abb. 1509. Schutzblech zur Verhinderung des Spritzens des Lagers.

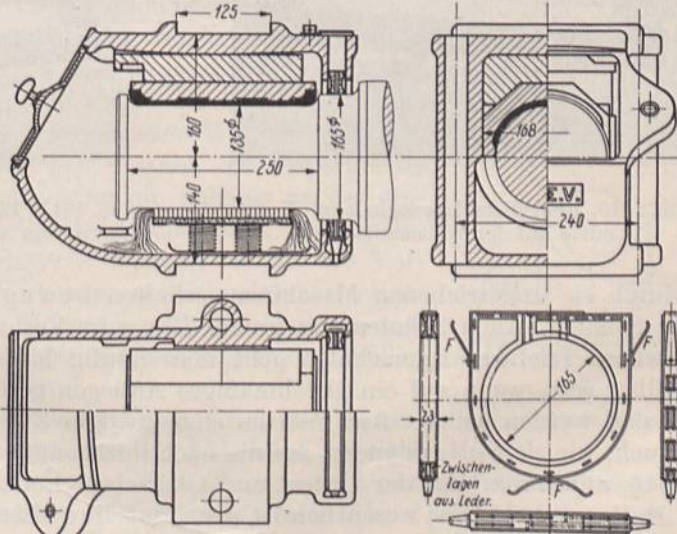


Abb. 1509a. Achsbochse an Tendern mit Drehgestellen. M. 1:10.

Unvermeidlich ist das Austreten des Öles an Bundcn, Endscheiben usw. Spritzkanten auf einer größeren Anlagefläche zum ruhigen Ableiten, Abb. 1508 links, oder Auffangrinnen müssen dann für die Rückführung sorgen.

Oft wird das Öl durch Scheiben oder Räder, die neben den Lagern sitzen, angesaugt



und weggeschleudert. Das beruht darauf, daß der durch die Scheiben hervorgerufene Luftzug einen Unterdruck in dem Raume zwischen dem Lager und der Nabe erzeugt, der das Öl aus der Schale zieht, das dann von der Nabe erfaßt und abgespritzt wird. Abhilfe bietet in dem Falle der Einbau eines ruhenden Bleches *B* nach Abb. 1509 dicht am Lager mit geringem Spiel gegenüber der Welle, durch das der Luftstrom vom Lager ferngehalten wird.

Infolge des Atmens der Lager und des Druckes, unter dem das Öl manchmal in den Nuten an den Teilfugen steht, dringt es längs der Trennflächen der Schalen und zwischen dem Deckel und Lagerkörper nach außen und fließt an den Lagerflächen herab. Um das zu verhüten, bringt man an der Teilfläche Tropfkanten *A*, Abb. 1542 oder Ölrinnen *B*, Abb. 1552, an.

Lager, die in staubigen Betrieben laufen müssen oder die an Fahrzeugen Schmutz und Staub ausgesetzt sind, sind nach außen möglichst dicht abzuschließen. Dazu benutzt man Filz-, Leder- oder Holzringe, die in Rinnen oder Schlitzen im Lagerkörper sitzen und die die Wellen oder den Zapfen eng umschließen. Einteilige schleifen sich häufig schon nach kurzem Betriebe aus und dichten nicht mehr. Deshalb zerlegt man die Ringe und läßt die Teile durch Federn *F* gegeneinander und gegen die Welle pressen, wie es beispielweise Abb. 1509a rechts an einem Tenderachslager zeigt.

### 3. Beweglichkeit und Einstellbarkeit der Lagerschalen.

Lager für Wellen, die sich je nach der Belastung verschieden stark durchbiegen, beispielweise die Triebwerkwellen beim Ein- und Ausschalten oder beim Auswechseln

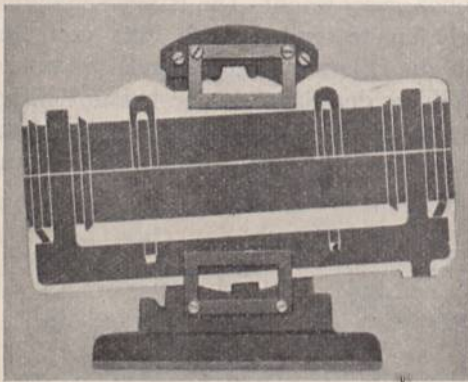


Abb. 1510. Bewegliche Lagerschale mit Kugelmitten auf der Wellenmittellinie.

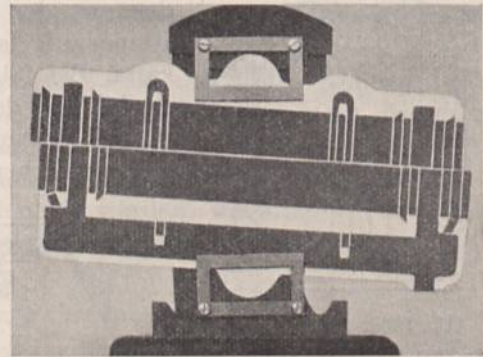


Abb. 1511. Bewegliche Lagerschale mit Kugelmitten außerhalb der Wellenmitte.

der durch sie angetriebenen Maschinen, erhalten bewegliche, sich selbst einstellende Schalen. Auch Schalen von großer Länge im Verhältnis zum Durchmesser — bei gußeisernen Triebwerkklagerschalen geht man häufig bis zu  $l = 4d$  — müssen selbst-einstellbar sein, wenn auf ein gleichmäßiges Anliegen gerechnet und Kantenpressungen vermieden werden sollen. Am meisten sind zu dem Zwecke kugelige Stützflächen im Gebrauch, wie sie Sellers zuerst auf die nach ihm benannten Triebwerkklager, Abb. 1539 bis 1546, anwandte. An der Unter- und Oberschale können die Kugelflächen verschiedene Halbmesser haben; wesentlich ist aber, daß ihre Mittelpunkte zusammenfallen und in der Zapfenachse, Abb. 1510, liegen, weil sonst Klemmungen und Verschiebungen der Schalenhälften gegeneinander, Abb. 1511, unvermeidlich sind. Bei geringen Längskräften genügen Kugelabschnitte, Abb. 1539 bis 1546, bei größeren umgibt man die Lagerschalen mit einer ringsumlaufenden Tragfläche, die z. B. am Piatlager, Abb. 1547, noch im Ölraum liegt, dadurch gut geschmiert und besonders leicht beweglich ist. Die Mitnahme der Schalen bei der Drehung der Welle verhindert ein Zapfen *Z*, Abb. 1542 oder



ein um die Kugelfläche herum angeordneter Anschlagring *R*, Abb. 1540. Ein Kurbelwellenlager mit kugelförmiger Stützung der Unterschale zeigt Abb. 1512.

Kammerer [XXI, 9] empfiehlt, den Schalen nach Abb. 1513 lediglich schmale zylindrische Auflageleisten in der Mitte zu geben, deren Breite auf etwa den zehnten Teil der Schalenlänge beschränkt werden kann. Die Schalen sind kräftig zu halten, damit sie an der Stützstelle nicht brechen; sie folgen aber bei genügend schmalen Leisten

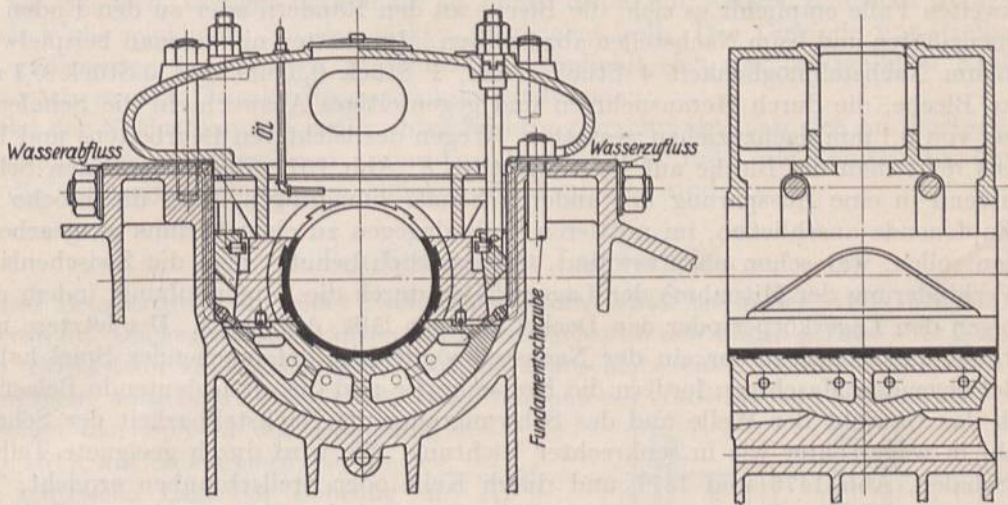


Abb. 1512. Großgasmaschinenlager mit kugelförmiger Stützung der Unterschale. Allis-Chalmers Co.

dem sich schief stellenden Zapfen. An den normalen Stehlagern der DIN 118 war man bestrebt, den gleichen Zweck durch verhältnismäßig schmale Ausbildung der Fußplatten zu erreichen.

An mehrfach gestützten Wellen müssen die Mitten sämtlicher Lager auf einer Geraden, an wagerechten Wellen auf genau derselben Höhe liegen. Schon geringe Abweichungen der Lager gegeneinander rufen beträchtliche Belastungen der Wellen und Beanspruchungen der Lagerstellen hervor, die bald zum Heißlaufen oder zu Zerstörungen führen. Um von den zufälligen Ungenauigkeiten der Decken, Wände oder des Bodens unabhängig zu sein, macht man die Schalen der Höhe nach einstellbar, richtet z. B. die Lager für einen an der Decke zu verlegenden Wellenstrang zunächst der Seite nach an einem Faden aus, spannt die Lagerkörper fest und stellt dann die Schalen an der eingelegten Welle der Höhe nach genau ein. Zweifach gelagerte Wellen, wie die der Vorgelege von Werkzeugmaschinen, können selbstverständlich Höheneinstellvorrichtungen entbehren, wenn geringe Neigungen der Wellen unbedenklich sind.

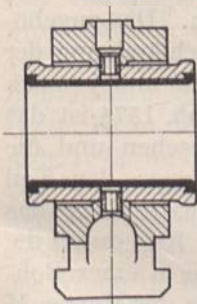


Abb. 1513. Lager mit schmaler Stützfläche, nach Kammerer.

Die Einstellbarkeit kann durch Blechunterlagen oder durch Keile, Abb. 1514, erreicht

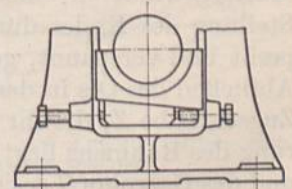


Abb. 1514. Lager mit Keilnachstellung.

werden. An Triebwerkwellen sind gußeiserne Stellspindeln mit kräftigem Flachgewinde, meist in Verbindung mit kugelförmigen Stellflächen, wie in Abb. 1540, 1543 bis 1546, weit verbreitet. Die Schrauben dienen gleichzeitig zum Zusammenhalten der Schalen und werden in der richtigen Lage durch Anziehen der Schrauben *S* gesichert.

Nachstellbarkeit der Lagerschalen ist in allen Fällen, wo man mit der Abnutzung der Laufflächen rechnen muß, nötig. Dabei ist die Richtung, in der die Abnutzung eintritt, zu beachten und danach die Teilfuge, die möglichst senkrecht zu jener Richtung liegen sollte und die Art der Nachstellung zu wählen. An Lagern, die im wesentlichen



senkrechte Kräfte aufzunehmen haben, z. B. an denen stehender Kraft- und Arbeitsmaschinen, benutzt man zweiteilige Schalen mit wagerechten Fugen, Abb. 1576, die bei kleinen Abmessungen durch Abfeilen der Fugenfläche, bei größeren durch Zwischenlagen nachgestellt werden. Die letzteren bestehen entweder aus je einem Stück starken Messingblechs, das nach Bedarf nachgefeilt wird oder aus einer Anzahl dünnerer Bleche von je 0,1 bis 0,2 mm Stärke oder schließlich aus einer Reihe verschieden dicker Bleche. Im zweiten Falle empfiehlt es sich, die Bleche an den Rändern oder an den Enden zusammenzulöten und beim Nachstellen abzuspalten. Im dritten nimmt man beispielweise bei 5 mm Nachstellmöglichkeit 4 Stück 1 mm, 1 Stück 0,5 mm und 5 Stück 0,1 mm starke Bleche, die durch Herausnehmen und gegenseitiges Auswechseln die Schalen in Stufen von 0,1 mm nachzuziehen gestatten. Wegen des leichteren Bearbeitens und Einsetzens reiht man die Bleche auf Führungsstifte *F*, Abb. 1571, die in der einen Schale festsitzend in eine Aussparung der anderen Schale hineinragen. Daß die Bleche nur am Zapfeneende anschließen, im mittleren Teile dagegen zu einer Ölrinne ausgearbeitet werden sollen, war schon oben erwähnt. Gelegentlich benutzt man die Zwischenlagen zur Verhinderung der Mitnahme der Lagerschalen durch die Zapfenreibung, indem man sie gegen den Lagerkörper oder den Deckel anliegen läßt, Abb. 1583. Der letztere muß gegenüber dem Lagerkörper ein der Nachstellmöglichkeit entsprechendes Spiel haben.

Bei liegenden Maschinen fordern die Kolbenkräfte und die oft bedeutende Belastung durch das Gewicht der Welle und des Schwungrades die Nachstellbarkeit der Schalen sowohl in wagerechter wie in senkrechter Richtung. Sie wird durch geeignete Teilung der Schalen, Abb. 1476 und 1477 und durch Keile oder Stellschrauben erreicht. Die nur einseitige Nachstellung an der dreiteiligen Lagerschale, Abb. 1476, ist einfach, bedingt aber eine Verschiebung der Wellenmitte beim Nachziehen, ein Umstand, der bei Maschinen mit geringem Kolbenspiel oder kleinem schädlichen Raum zu beachten ist, und der sich bei der vierteiligen Lagerschale, Abb. 1477, mit symmetrischer, freilich schwieriger Nachstellung von beiden Seiten her vermeiden läßt. Anzustreben ist, daß die Nachstellung der Seitenschalen unabhängig vom Deckel erfolgt, damit sie bei offenem Lager vorgenommen werden kann und durch das Anziehen der Deckelschrauben nicht beeinflusst wird.

Die Keile, meist aus Flußstahl oder Stahlguß bestehend, erhalten Neigungen 1 : 8 bis 1 : 10 und sollen die Schalen in möglichst großer Breite unterstützen. Die zugehörigen Stellschrauben pflegen der Keilneigung entsprechend unter Vernachlässigung der Reibung an den Anlageflächen auf  $\frac{1}{8}$  bis  $\frac{1}{10}$  der größten Kolbenkraft *P* und je nach Umständen auf Zug, Druck oder Knickung berechnet zu werden. In Abb. 1574 ist das Muttergewinde in einer Büchse *B* am Grunde des Lagerkörpers vorgesehen und die Stellung des Keiles durch Anziehen der Mutter *M*, die das Gasrohr *G* gegen den Keil preßt und verspannt, gesichert. Die Büchse *B* ist unten geschlossen gehalten, um das Abfließen des Öls in das Fundament zu verhüten. In Abb. 1571 wird der Keil durch die Zugschraube *Z*, die ihr Muttergewinde in einem Rundeisen *R* findet, das in einer Bohrung des Rahmens liegt, eingestellt und unabhängig vom Deckel vermittle der Mutter *M* und des Gasrohrs *G* gesichert. Die Druckschraube in Abb. 1573 stützt sich auf die Grundfläche des Lagerraumes. Daß sie durch eine gezahnte, auf dem Deckel verschraubte Scheibe festgestellt wird, ist unbedenklich, weil die Sicherung nach dem im offenen Lager erfolgten Einstellen des Keils angebracht werden kann.

Zu beachten ist, daß sich die einzelnen Lagerteile herausnehmen lassen, ohne die Welle ausbauen zu müssen. In Abb. 1574 kann zu dem Zwecke der Keil gesenkt und dann die Schale an ihm vorbei herausgedreht werden; die Lagerschale mußte dazu bei *A* abgeschragt werden. Nach Abb. 1571 können Keil und Schale auf einfache Weise nacheinander herausgenommen werden; in Abb. 1572 ist hinter dem Keil eine Platte *A* vorgesehen, die herausgezogen, jenen zurückzuschieben gestattet, so daß die Schale frei wird.

Mehrere Vorteile bietet die Ausführung nach Abb. 1583, bei der die Anlageflächen der Keile im Lager zentrisch ausgebohrt sind, während die vier, in einem Stück nach



Abb. 1584 zusammengesetzten Keile außen auf den gleichen Durchmesser abgedreht werden. Die Schalen können sich selbst dem Zapfen entsprechend einstellen; außerdem werden die Ausschnitte in den Seitenwänden des Rahmens bei *C* und *D* schmaler, und schließlich können die vier Deckelschrauben näher der Lagermitte angeordnet werden, unter Verkleinerung des Biegemoments, das den Deckel beansprucht.

Nachstellschrauben, Abb. 1476 und 1575, sind billig, aber wegen des örtlichen Druckes, den sie erzeugen, weniger vorteilhaft als breite Keile, ein Mangel, den man wenigstens durch Wahl reichlicher Schalenstärken ausgleichen soll. Das Gewinde unmittelbar in den gußeisernen Lagerkörper zu schneiden, empfiehlt sich nur bei mäßigen Kräften; besser ist, zu dem Zwecke Bronzebüchsen einzusetzen.

Bei der Nachstellung in senkrechter Richtung beschränkt man sich an Kurbellagern meist auf Blechzwischenlagen unter dem Deckel, Abb. 1583, die konstruktiv ähnlich wie die an zweiteiligen Schalen üblichen durchzubilden sind.

#### 4. Bearbeitung der Lagerschalen.

Der Bearbeitungsgang einer zweiteiligen Bronzeschale ist in den Abb. 1515 bis 1517 dargestellt. Die gegossenen Hälften werden zunächst an den Fugen gefräst oder gehobelt, Abb. 1515, dann zusammengelötet, auf die Planscheibe einer Drehbank gespannt und innen fertig ausgebohrt, Abb. 1516. Das Abdrehen der Außenfläche geschieht schließlich zwischen den Spitzen der Drehbank, Abb. 1517, auf einem Dorn, der die genau zentrische Lage der Bohrung zu den Außenflächen sichert, unter einmaligem Umspannen.

Lassen sich die Schalen nicht zusammenschweißen, so werden Futter und Ringe, bei Massenherstellung besondere Einspannvorrichtungen, die das rasche und genaue Fassen der Teile ermöglichen, zum Festhalten benutzt. Das äußere Abdrehen von vierteiligen Schalen nach Abb. 1477 wird dadurch umständlich, daß an Stelle der Schalen mit Keilflächen besondere Zwischenstücke eingelegt werden müssen. Besser ist in der Beziehung die Ausführung Abb. 1573 mit völlig drehrunden Schalen. Die dabei erforderlichen Druckstücke *Z* werden zugleich mit dem Lagerkörper ausgebohrt, was bei einer mehrfachen Lagerung der Welle in Rahmen, Gestellen und Gehäusen mit einer durchgehenden Spindel, Abb. 1518, erfolgt, um das Zusammenfallen der Mittellinien zu sichern. Bezüglich der Bearbeitung von Triebwerklagern durch Massenherstellung muß auf das Schrifttum [XXI, 3 und 4] verwiesen werden.

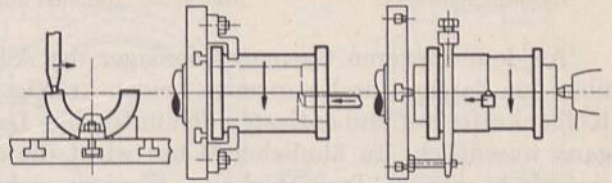


Abb. 1515 bis 1517. Bearbeitung einer zweiteiligen Schale.

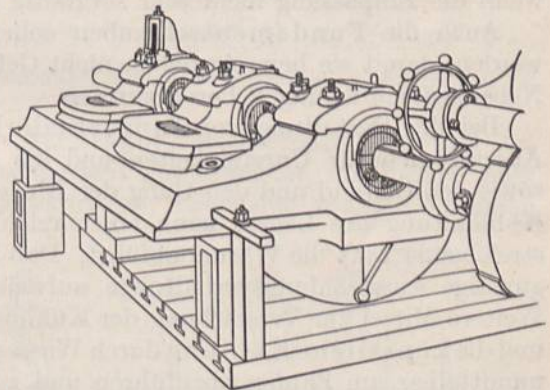


Abb. 1518. Ausbohren von Lagern mittels einer durchgehenden Spindel.

#### 5. Lagerkörper, -deckel und -schrauben.

Ruhigen Laufes der Welle und der ganzen Maschine wegen sind den Lagerkörpern starre und kräftige Formen und breite Auflageflächen zu geben. Ein Hohlgußdeckel nach Abb. 1519 ist den nachgiebigeren, Abb. 1520 und 1521, vorzuziehen. Für den allgemeinen Grundsatz, die Kräfte möglichst unmittelbar aufzunehmen und die Biegemomente klein zu halten, bieten auch die Lager zahlreiche Anwendungsbeispiele. So sind an den liegenden Maschinen niedrige Kurbellagerhöhen nicht allein wegen der Er-



sparnis an Baustoff, sondern auch wegen der besseren Übertragung der freien Massenkraft auf das Fundament wichtig. In Abb. 1522 ist aus den Gründen die wegen des Biegemomentes unter dem Lager nötige hohe Wange des Rahmens zum Teil in das Fundament gelegt. Oft hat der Konstrukteur durch die Wahl der Querschnittform Gelegenheit, die Größe der Hebelarme der Kräfte zu beeinflussen. Der U-förmige Querschnitt Abb. 1700 unter der Lagermitte mit der doppelten Wand unter dem Lager rückt

den Schwerpunkt  $S$  näher an die Zapfenmitte, verkleinert den Hebelarm und gibt die Möglichkeit, die Zugspannung im Querschnitt  $II-II$  niedrig, die Druckspannung, der Eigenart des Gußeisens entsprechend, hoch zu halten. Vgl. in der Beziehung auch den Lagerbock der Abb. 1549.

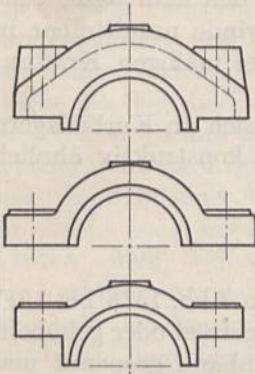


Abb. 1519 bis 1521.  
Lagerdeckelformen.

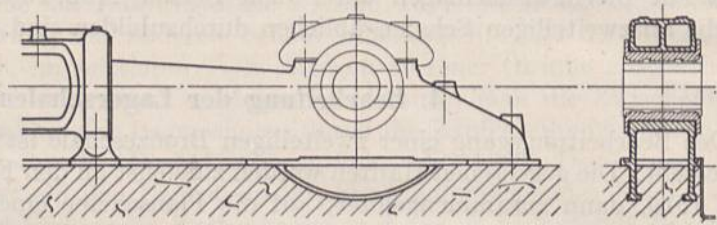


Abb. 1522. Rahmen mit in das Fundament verlegten Lagerwanne.

An dem schweren Gasmotorenlager der Allis-Chalmers Co., Abb. 1512, nehmen die über den Zapfen durchgezogenen beiden kräftigen Schrauben einen Teil der wagrechten Kolbenkräfte auf und entlasten den unter dem Lager auf Biegung beanspruchten Rahmen ganz wesentlich. In ähnlicher Weise wirkt die Stange an dem Hängelager Abb. 1544; sie erhöht dessen Tragfähigkeit. Weniger sicher kann man auf die Mitwirkung des Deckels, den man vielfach über die Lagerkanten  $C$  und  $D$ , Abb. 1571, greifen läßt, rechnen, wenn die Einpassung nicht sehr sorgfältig ausgeführt wird.

Auch die Fundamentschrauben sollen möglichst nahe den Lagern angeordnet werden, damit sie beim Anziehen nicht Gelegenheit finden, an langen Hebelarmen hohe Nebenbeanspruchungen hervorzurufen.

Bei der Gestaltung von Ringschmierlagern ist ein genügend großer Ölraum mit Absetzstellen für Unreinigkeiten und die Möglichkeit vorzusehen, das Öl abzulassen, sowie den Ölstand und den Gang der Ringe zu beobachten. Auch die Rücksicht auf die Kühllhaltung des Lagers kann einen reichlichen Ölraum verlangen, damit die vorbeistreichende Luft die Wärme abführt. Daß in der Beziehung das Lager Abb. 1542 recht günstige Ausstrahlungsverhältnisse aufweist, zeigen die Ausführungen zu Abb. 1118. Weitere Mittel zur Verstärkung der Kühlung sind die Ausbildung von Rippenkörpern und die künstliche Kühlung durch Wasser. Am wirksamsten ist es, die Wärme möglichst unmittelbar am Zapfen abzuführen und zu dem Zwecke die Lagerschalen hohl auszubilden, sowie das Wasser derart zu leiten, daß es gezwungen ist, die Schalen in einer bestimmten Richtung zu umspülen, ohne daß sich tote Winkel, Luft- oder Dampfsäcke bilden können. Zuleitung im tiefsten, Abführung im höchsten Punkte ist anzustreben, aber nicht immer erreichbar. Ein anderer Weg ist, in die Lagerschalen eine aus gebogenen Röhren gebildete Kühltülle einzugießen. Größte Sorgfalt ist auf die Dichtigkeit der Schalen und der Rohranschlüsse zu verwenden; Wasser, das an die Laufflächen oder ins Öl gelangt, kann die Schmierung aufs empfindlichste stören.

In den Ölraum eingebaute oder eingegossene Rohrschlangen, durch die Kühlwasser fließt, haben vielfach zu Mißerfolgen geführt. Das in ihrer Nähe befindliche Öl wird zwar gut gekühlt, nimmt aber dadurch, daß es dickflüssig wird, nicht mehr am Umlauf teil und wirkt infolge seiner schlechten Wärmeleitfähigkeit nur in sehr geringem Maße auf das übrige Öl ein. Richtiger ist die Anwendung von Kühlern nach Art des in Abb. 1492 dargestellten, bei dem das gesamte Öl gezwungen ist, durch die vom Kühlwasser um-







Zusammenstellung 133. Stahlager für Triebwerke nach DIN 118 (Auszug). Abb. 1522b.

Wellen- durch- messer <i>D</i>	Lager- höhe <i>h</i>	Länge <i>L</i> höchstens			Fußplatte			Schraubenlöcher			Schrauben													
		Form <i>A</i>	Form <i>B</i>	Form <i>C</i>	Länge <i>a</i>	Breite <i>b</i>	Dicke <i>c</i>	Abstand		Länge höchst- stens <i>o</i>	Breite <i>d</i> <sub>1</sub>	Gewinde- durchmesser <i>d</i>	An- zahl											
								<i>m</i>	<i>n</i>															
25	65	140	120	100	200	55	25	150	—	20	17	1/2"	2											
30								170																
35																								
40	90	220	180	120	260	75	30	200	—	25	20	5/8"												
45								230																
50																								
55	100	260	210	130	290	85	35	230	—	30	23	3/4"												
60								290																
70																								
80	125	340	270	150	370	110	40	290	—	34	26	7/8"												
90								320																
100																								
110	140	380	300	170	410	125	50	320	—	39	30	1"												
125								370																
140																								
160	200	550	450	—	560	195	60	450	—	48	36	1 1/4"	4											
180								250						670	550	—	660	250	70	540	130	44	33	1 1/8"
200																				300				
220								350						910	750	—	860	370	95		720	210	58	44
240																				400	1030			
260								450						—	950	—	1070	510	125			900	300	75
280																				500	—	1050		
300								550						—	1150	—	1310	650	155				1080	400
320																				600	—	1250	—	
340								650						—	1350	—	1550	800	185					1260
360																				—	1350	—	—	—
380								—						—	—	—	—	—	—					
400																				—	—	—	—	—
420								—						—	—	—	—	—	—					
440																				—	—	—	—	—
460								—						—	—	—	—	—	—					
480	—	—	—	—	—	—	—		—	—	—	—	—											
500								—						—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

höhen *h*, Abb. 1522b, die Abmessungen der Fußplatte *a*, *b*, *c*, die Anzahl, der Durchmesser *d* und die Lage der Fußschrauben durch *m* und *n*, sowie die Größe der zugehörigen Löcher durch *o* und *d*<sub>1</sub>. Die kleinen Lager haben je zwei, die größeren von 160 mm Durchmesser an je vier Fußschrauben. Zweckmäßigerweise wird am Lagerfuß eine Höhlung *A* nach Abb. 1522c, in der die Köpfe normaler Hammerschrauben nach DIN 188 Platz finden, vorgesehen, damit das Lager längs der Welle weggezogen werden kann, ohne diese ausbauen zu müssen.

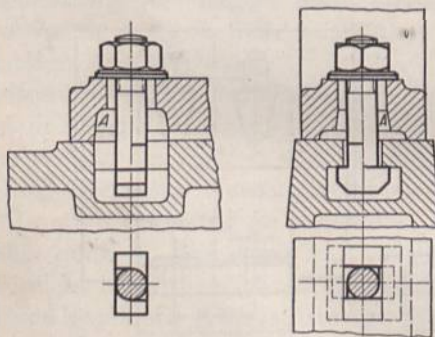


Abb. 1522c. Lagerfuß mit Höhlung für Kopf normaler Hammerschrauben nach DIN 188.

Für die Länge *L* sind je nach der Durchbildung der Lager als

*A* langes Gleitstehlager,

*B* kurzes Gleitstehlager,

*C* Kugellager

verschiedene Höchstmaße festgelegt, die nicht überschritten werden dürfen; — Höchstmaße,

um Einschränkungen der Lagerabmessungen bei Verbesserungen nicht zu hindern. Die Maße der Form *A* gelten für Sellerslager mit gußeisernen Schalen, die der Form *B* für feste Schalen mit Weißmetallausguß, beide für die im Triebwerksbau heute fast ausschließlich benutzte Ringschmierung mittels loser oder fester Ringe. Form *C* ist für







Weißmetallstärke nach (462):

$$s_1 = 0,03d + 3 = 0,03 \cdot 50 + 3 = 4,5 \text{ mm.}$$

Gewählt 5 mm, um auch für die Bohrungen der rohen Schalen Normaldurchmesser, 55 und 60 mm, zu bekommen.

Gesamte Schalenstärke (463):

$$0,12d + 12 = 0,12 \cdot 50 + 12 = 18 \text{ mm.}$$

Gewählt: gemeinsamer Außendurchmesser beider Schalen nach DIN 3  $d' = 80$  mm. Mit einem Schmierringdurchmesser von etwa  $1,5d \approx 75$  mm, DIN 322, Zusammenstellung 132,

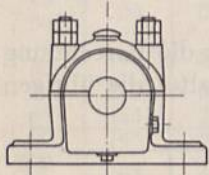


Abb. 1528. Außenansicht des Lagers  
Abb. 1524 bis 1527.  
M. 1 : 10.

lassen sich die Lagerschalen in allen Einzelheiten entwerfen. In den Abb. 1524 und 1525 sind sie je zur Hälfte im Auf- und Seitenriß, in Abb. 1527 ist die größere im Grundriß dargestellt. Zur Abnahme des Öls vom Ring dienen zwei Nasen  $N$ , zum Abstreifen des abfließenden zwei kurze Schlitz  $S$ . Zur Sicherung der Lagerschalen gegen Längsverschiebungen sind Bunde, gegen Mitnahme durch die Welle Zapfen an den oberen vorgesehen. Die Oberschalen überbrücken den Schmierring, während die unteren zwei seitliche Einschnitte erhalten, um den für den Ring nötigen freien Raum zu schaffen. An den oberen fällt durch den Schlitz für den Schmierring ein beträchtlicher Teil

der Auflagefläche weg; der Flächendruck steigt auf:

$$p' = \frac{P}{d \cdot l'} = \frac{1400}{5 \cdot 12,2} = 23 \text{ kg/cm}^2.$$

Berechnung der Deckelschrauben. Sie sind am ungünstigsten und zwar auf Zug beansprucht, wenn  $P$  senkrecht nach oben wirkt. In bezug auf ihre Stärke wird man durch die in der DIN 118 gegebenen Fußschrauben, die in der gleichen Weise beansprucht sind, auf  $5/8''$  hingewiesen.

$$\sigma_z = \frac{P}{2f_1} = \frac{1400}{2 \cdot 1,311} = 534 \text{ kg/cm}^2,$$

hoch, aber noch zulässig. Ihre Gewindelängen entsprechen der DIN 414; die Schaftlänge wurde zu 155 mm gewählt.

Um die Abmessungen des Deckels und des ganzen Lagers zu beschränken, wird man die Schrauben unter Berücksichtigung des in ihrer Ebene laufenden Ringes, der auch unter etwa  $15^\circ$  Neigung noch nicht anstoßen darf, so nahe der Mitte wie möglich anordnen.

Stiftschrauben im Lagerboden, Abb. 1524 und Hammerschrauben, Abb. 1529 und 1530, lassen eine Mittenentfernung von 110 mm zu.

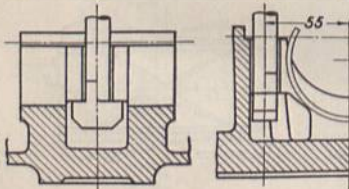


Abb. 1529 und 1530. Lager Abb. 1524 bis 1528 mit Hammerschrauben. M. 1 : 5.

Die ersteren sind zwar teuer, im übrigen aber den losen Hammerschrauben vorzuziehen. Durchsteckschrauben, Abb. 1531, verlangen dagegen die Einschaltung der Wandung  $C$ , damit das Öl vom Fundament ferngehalten wird und bedingen dadurch 120 mm Abstand voneinander. Gewähr für völlige Dichtheit des Lagers bietet freilich die Wand  $C$  nicht, weil das Öl, namentlich wenn das

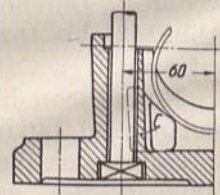


Abb. 1531. Lager Abb. 1524 bis 1528 mit Durchsteckschrauben. M. 1 : 5.

Lager etwas schief steht, durch den Deckelspalt zur Schraube gelangen kann. Damit die Lagerschalen nicht unnötig stark gegen den Zapfen gepreßt werden, zieht man die Deckelschrauben nur mäßig an und sichert sie durch Gegenmuttern.

Ausbildung und Berechnung des Lagerdeckels. Die Außenfläche wurde kugelig mit 75 mm Halbmesser gestaltet und daran beiderseits je eine bis nahe an die Welle heranreichende Ölkappe von geringer Wandstärke angeschlossen. Der Deckel ist eben-



falls am ungünstigsten beansprucht, wenn  $P$  senkrecht nach oben gerichtet ist. Wird er dabei nach Abb. 1532 als gerader Balken auf zwei Stützen, der an der Schalenfläche gleichmäßig belastet ist, betrachtet, so ergibt sich unter Ersatz des mittleren Querschnittes durch ein Rechteck von  $b = 100 - 22$  mm Breite und  $h = 29$  mm Höhe, also bei Vernachlässigung der dünnen Wände des Ölfängers eine Biegebeanspruchung von:

$$\sigma_b = 6 \frac{P \left( \frac{a}{2} - \frac{d'}{4} \right)}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 1400 \cdot (5,5 - 2)}{2 \cdot 7,8 \cdot 2,9^2} = 224 \text{ kg/cm}^2.$$

Sie ist zulässig, namentlich, da die Berechnungsgrundlage insofern ungünstig ist, als gut passende Schalen die Durchbiegung des Deckels beschränken und einen Teil des Biegemoments übernehmen.

Der Lagerunterteil trägt die Unterschale auf zwei kräftigen Rippen, zwischen denen der Schmiering läuft; außen ist er der Deckelform entsprechend, als Drehkörper ausgebildet, an den sich die Ölkappen, die mit dem Mittelteil des Lagers durch Öffnungen in den Tragrippen verbunden sind, anschließen. Deckel und Unterteil sind gegeneinander

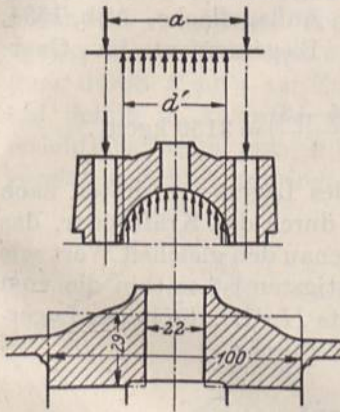


Abb. 1532. Zur Berechnung des Deckels.

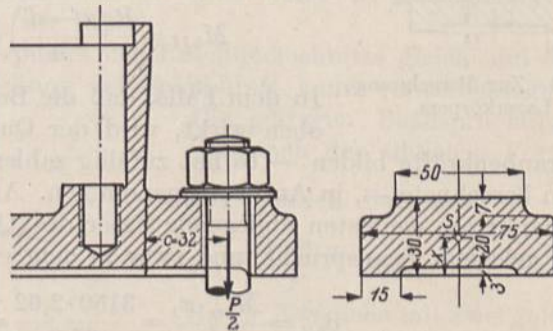


Abb. 1533. Zur Berechnung der Beanspruchung des Lagerflansches.

zentriert, um die richtige Lage der Schalen zu sichern, Verschiebungen zu verhindern, beide Schalenhälften zur Aufnahme axialer Kräfte geeignet zu machen und die Deckelschrauben von Seitenkräften zu entlasten. Die Auflagefläche des Deckels und der Ölkappen ist gut schließend bearbeitet, damit Ölverluste vermieden werden, was freilich ein Nachstellen der Lagerschalen bei eintretender Abnutzung erschwert.

Auf dem Fundament oder dem Lagerbock ist das Lager durch zwei  $\frac{5}{8}$ "-Schrauben befestigt. Kleine Verschiebungen zu ermöglichen, sitzen sie in Langlöchern und ruhen auf Unterlegscheiben.

Zur Verminderung der Abnutzung der Werkzeuge wurde die Bearbeitung der Grundfläche auf einen ringsumlaufenden Rand und eine Mittelleiste beschränkt. Ein Gewinn an Bearbeitungszeit ist damit allerdings nicht verbunden, da das Werkzeug die gesamte Grundfläche überlaufen muß.

Berechnung. Die Fußschrauben beanspruchen die Flansche nach Abb. 1533 auf Biegung, und zwar bei einem Hebelarm  $c = 3,2$  cm mit:

$$\sigma_b = \frac{P \cdot c}{2 \cdot W} = \frac{1400 \cdot 3,2}{2 \cdot 8,01} = 280 \text{ kg/cm}^2.$$

Das Widerstandsmoment  $W$  ergibt sich dabei wie folgt. Lage des Schwerpunktes, bezogen auf die Unterkante des Querschnittes:

$$x = \frac{3 \cdot 0,3 \cdot 0,15 + 7,5 \cdot 2 \cdot 1,3 + 5 \cdot 0,7 \cdot 2,65}{3 \cdot 0,3 + 7,5 \cdot 2 + 5 \cdot 0,7} = 1,49 \text{ cm}.$$



$$\text{Trägheitsmoment: } J = \frac{3 \cdot 0,3^3}{12} + 3 \cdot 0,3 \cdot 1,34^2 + \frac{7,5 \cdot 2^3}{12} + 7,5 \cdot 2 \cdot 0,19^2 + \frac{5 \cdot 0,7^3}{12} + 5 \cdot 0,7 \cdot 1,16^2 = 12,1 \text{ cm}^4;$$

$$\text{Widerstandsmoment: } W = \frac{J}{3,0 - x} = \frac{12,1}{1,51} = 8,01 \text{ cm}^3.$$

Beim Einbau des Lagers ist dafür Sorge zu tragen, daß der Lagerkörper gleichmäßig, vor allem aber in der Mitte gut aufliegt, damit die Belastung durch eine nach unten wirkende Kraft möglichst unmittelbar aufgenommen wird. Eine Aufstellung so, daß das Lager nur an den Enden gestützt ist, muß als fehlerhaft bezeichnet werden. Sie würde nicht allein unzulässige Biegebeanspruchungen und Klemmungen bedingen, sondern das Lager beim Laufen auch leicht in Schwingungen geraten lassen.

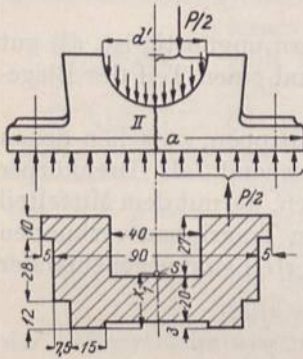


Abb. 1534. Zur Berechnung des Lagerkörpers.

Der Berechnung legt man eine gleichmäßige Verteilung des Flächendrucks auf der gesamten Auflagefläche, Abb. 1534, zugrunde und erhält damit das Biegemoment im Querschnitt II:

$$M_{bII} = \frac{P}{2} \left( \frac{a - d'}{4} \right) = \frac{1400}{2} \left( \frac{26 - 8}{4} \right) = 3150 \text{ kgcm}.$$

In dem Falle, daß die Belastung des Lagers von unten nach oben wirkt, wird der Querschnitt durch das Kräftepaar, das die Schraubenkräfte bilden — es hat zufällig zahlenmäßig genau den gleichen Wert wie das eben berechnete —, in Anspruch genommen. Am ungünstigsten ist mithin die vom Schwerpunkt am weitesten abliegende Faser des Querschnitts II, d. i. die in der Lagerhöhle gelegene, beansprucht, und zwar in dem einen Falle durch:

$$\sigma_{bII} = \frac{M_{bII} \cdot x_1}{J} = \frac{3150 \cdot 2,62}{67,6} = 122 \text{ kg/cm}^2$$

auf Zug, im andern auf Druck.  $J$  und  $x_1$  sind auf ganz ähnliche Weise wie bei Querschnitt I ermittelt.

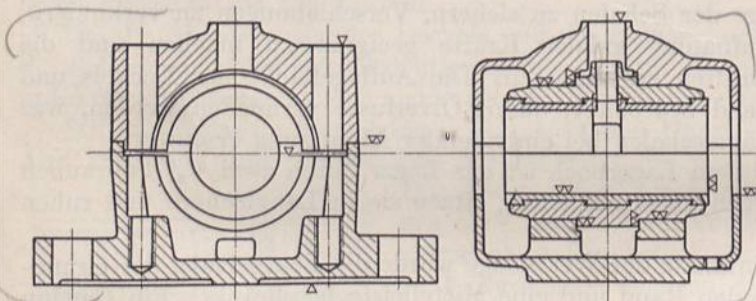


Abb. 1535 und 1536. Einfachere Kerngestaltung am Lager Abb. 1524 bis 1528. M. 1 : 5.

Der Guß des Lagers ist durch den verwickelten Kern des Unterteils und durch die recht erheblichen Unterschiede in den Wandstärken erschwert. Das genaue Passen an der Trennfuge und die vielfach geringen Spielräume sind nur bei großer Sorgfalt und Genauigkeit beim Einformen zu erreichen, wie man sie aber bei Anwendung von Formmaschinen verlangen kann. Wesentlich einfacher ist die Kerngestaltung bei der Ausbildung des Lagers nach Abb. 1535 und 1536.

Die Bearbeitung des Lagers bietet keine besonderen Schwierigkeiten.

b) Beanspruchung und Berechnung der Kurbelwellenlager.

An Kurbelwellenlagern stehender, doppeltwirkender Maschinen werden sowohl die Unterteile wie auch die Deckel durch die wechselnden Auflagedrucke auf Biegung, die Deckelschrauben durch die nach oben gerichteten Kräfte auf Zug beansprucht. Riem- und Seiltriebe können Seitendrucke hervorrufen; meist ist aber die konstruktive







während je vier aus den Körpern herausgearbeitete gerade Biegestäbe rechteckigen Querschnitts im Mittel  $K_b = 2343$  und  $2465 \text{ kg/cm}^2$  und je drei Zugstäbe  $K_z = 1167$  und  $1246 \text{ kg/cm}^2$ , also erheblich höhere Werte zeigten. Zum Vergleich der Werte untereinander muß allerdings noch berücksichtigt werden, daß Biegeversuche an Gußeisen stets höhere Festigkeitszahlen als Zugversuche liefern — im vorliegenden Falle betrug das Verhältnis von  $\frac{K_b}{K_z}$  für das Gußeisen des ersten Körpers  $2,01 : 1$ , für das des zweiten  $1,98 : 1$ . Ferner ist zu beachten, daß bei hohlen Querschnitten, bei denen der Baustoff von der Nullachse nach außen verlegt ist, nach Seite 101 mit einem etwas kleineren Verhältnis, und zwar mit dem etwa 0,89fachen der an rechteckigen Stäben ermittelten Biegefestigkeit zu rechnen ist, so daß im Falle der Versuchskörper  $\frac{K'_b}{K_z} = 1,79$  und  $1,76$  zu setzen wäre. Damit wird die rechnungsmäßige Gesamtanstrengung im Augenblick des Bruches am ersten Körper:

$$\sigma = \sigma_z \cdot \frac{K'_b}{K_z} + \sigma_b = 105 \cdot 1,79 + 572 = 760 \text{ kg/cm}^2,$$

am zweiten:

$$117,5 \cdot 1,76 + 502,3 = 709 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Ermittlung führt also zu einer ganz bedeutenden Unterschätzung der tatsächlich auftretenden, rund dreimal so großen Beanspruchung. Das ist auf die Kerbwirkung in der Kehle  $K$  zurückzuführen. Zur richtigeren Beurteilung schlägt Bach vor, die Formel für gekrümmte Stäbe zu benutzen und den Abstand des Schwerpunktes  $S$  vom Krümmungsmittelpunkt  $K$  als Krümmungshalbmesser  $r$  einzusetzen. Freilich entspricht das im vorliegenden Falle keineswegs der Krümmung der Schwerpunktlinie der durch  $K$  gelegten Querschnitte, die in der Abbildung strichpunktiert eingetragen, nur wenig von einer Geraden abweicht und schief zum Bruchquerschnitt verläuft. Die Rechnung führt aber doch zu wahrscheinlicheren Werten für die Beanspruchung und damit zu einer richtigeren Einschätzung der Widerstandsfähigkeit des Körpers.

In Abb. 1538 ist die Berechnung nach dem auf Seite 48 beschriebenen Tolleschen Verfahren durchgeführt. Bei der Aufzeichnung in natürlicher Größe ergaben sich die folgenden Zahlen. Schwerpunktabstand von der inneren Faser:

$$e_2 = \frac{\sum(f \cdot e)}{\sum f} = \frac{19,5 \cdot 11,65 \cdot 5,83 - 7,0 \cdot 14,5 \cdot 6,5}{19,5 \cdot 11,65 - 7,0 \cdot 14,5} = 5,3 \text{ cm},$$

$$r = e_2 + 0,8 = 6,1 \text{ cm}.$$

Zur Ermittlung der Hilfsflächen  $F_1$  und  $F_2$  denkt man sich die drei Stege zusammengeschieben, so daß ein U-förmiger Querschnitt mit einer geraden Begrenzung  $EG$  an einer Seite entsteht, welche als Grundlinie bei der Aufzeichnung dient. Da  $F_2$  sehr große Ordinaten bekommt, wurde es auf  $\frac{1}{5}$  verkleinert ermittelt, indem z. B. für einen beliebigen Punkt  $A$  der Abstand  $AK'$  vom Mittelpunkt  $K'$  fünfmal vergrößert als  $AK''$  aufgetragen wurde. Die Ordinate in  $A$  trifft den Umfang des Querschnitts in  $B$ . Eine Parallele zu  $BK''$  durch  $S'$  liefert in  $AC$  eine Ordinate der gesuchten Fläche  $F_2$  im Maßstabe  $1 : 5$ . Es wird:

$$F' = F_1 - F_2 = 21,4 - 132,5 = -111,1 \text{ cm}^2.$$

Zur Bestimmung der Ersatzkräfte  $P_0$  im Schwer- und  $P'$  im Krümmungsmittelpunkt zerlegt man die wagrecht wirkende Bruchlast von  $21250 \text{ kg}$  in Richtung der Bruchfläche und senkrecht dazu. Die Schubkraft von  $16600 \text{ kg}$  kann unberücksichtigt bleiben, während die senkrechte Seitenkraft  $P = 13300 \text{ kg}$ :

$$P' = P \frac{SD}{SK} = 13300 \cdot \frac{16,7}{6,1} = +36400 \text{ kg}$$

und

$$P_0 = P - P' = 13300 - 36400 = -23100 \text{ kg}$$



gibt. Mit:

$$\sigma' = \frac{P'}{F'} \frac{e_2}{r + e_2} = \frac{36400}{-111,1} \cdot \frac{-5,3}{6,1 - 5,3} = 2171 \text{ kg/cm}^2$$

und

$$\sigma_0 = \frac{P_0}{F} = -\frac{23100}{123,8} = -187 \text{ kg/cm}^2$$

läßt sich die hyperbolische Spannungsverteilung aufzeichnen. In der inneren Faser entsteht eine Höchstspannung von  $2171 - 187 = 1984 \approx 2000 \text{ kg/cm}^2$ .

Zum Vergleich mit der an Probestäben rechteckigen Querschnitts ermittelten Biegefestigkeit wäre das Ergebnis noch mit der schon oben erwähnten Berichtigungszahl 0,89 zu dividieren, so daß  $\sigma'_b = \frac{1984}{0,89} = 2230$  würde, was eine ziemlich gute Übereinstimmung

mit dem Mittelwert  $K_b = 2343 \text{ kg/cm}^2$  aus den vier Biegeversuchen ergibt.

Konstruktiv wird man vor allem auf gute Ausrundung und allmählichen Übergang in der Kehle  $a$ , Abb. 1537, hinarbeiten und so die gefährliche Spannungssteigerung und Anhäufung der Spannungslinien infolge der Kerbwirkung zu mildern suchen.

### c) Triebwerklager.

Ein Sellersstehlager mit gußeisernen Lagerschalen und Kugelbewegung, eine Normalausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau, zeigt Abb. 1539. Es wird nach den Listen von 25 bis 130 mm Durchmesser ausgeführt und ist vor allem für leichte Triebwerke geeignet. Infolge der Selbsteinstellbarkeit können die Schalen große Länge,  $l = 4d$ , haben, dürfen aber des Baustoffes wegen nur mäßig, mit 6 bis höchstens  $10 \text{ kg/cm}^2$  belastet werden, so daß die Tragfähigkeit  $P = 6$  bis  $10 \cdot d \cdot l \text{ kg}$  ist. Zur Schmierung dient entweder Starrschmiere, die in die durch lose Deckel geschlossenen Öffnungen  $O$  eingefüllt wird oder Öl aus einem auf den Deckel aufgesetzten Gefäß. Zum Auffangen des abfließenden Schmiermittels sind an den Lagerunterteilen große Ölschalen angegossen, in welche das Öl durch Tropfkanten  $T$  geleitet wird. Bis zu 65 mm Bohrung haben die Lager zwei, darüber hinaus vier kugelige Stützflächen. Ganz ähnliche Schalen werden auch auf Lagerböcken und Wandarmen verschiedenster Form verwandt, so beispielsweise am Säulenarmlager, Abb. 1540 und 1541, oder an Hängelagern, an denen Sellerssche Stellschrauben die Höheneinstellung vermitteln. Wichtig ist bei der Ausführung dieser Schrauben, daß die Kugelmitten genau in der Schraubenchse liegen, damit das sonst eintretende Verschieben der Schalenhälften beim Anziehen der Schrauben vermieden wird.

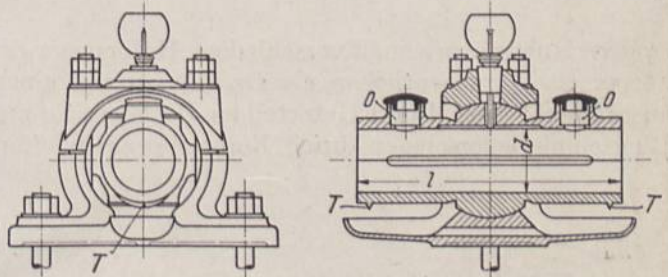


Abb. 1539. Normales Bamag-Stehlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau.

Zum Auffangen des abfließenden Schmiermittels sind an den Lagerunterteilen große Ölschalen angegossen, in welche das Öl durch Tropfkanten  $T$  geleitet wird. Bis zu 65 mm Bohrung haben die Lager zwei, darüber hinaus vier kugelige Stützflächen. Ganz ähnliche Schalen werden auch auf Lagerböcken und Wandarmen verschiedenster Form verwandt, so beispielsweise am Säulenarmlager, Abb. 1540 und 1541, oder an Hängelagern, an denen Sellerssche Stellschrauben die Höheneinstellung vermitteln. Wichtig ist bei der Ausführung dieser Schrauben, daß die Kugelmitten genau in der Schraubenchse liegen, damit das sonst eintretende Verschieben der Schalenhälften beim Anziehen der Schrauben vermieden wird.

Wesentlich vervollkommnet wurden die Triebwerklager durch die Einführung der Ringschmierung, die heutzutage fast ausschließlich benutzt wird. Abb. 1542 zeigt ein Bamag-Sparlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G. Die Unterschale ist zu einem großen Ölbehälter ausgebildet, aus dem zwei symmetrisch zur Mitte angeordnete Schmierringe, die in Aussparungen der Oberschale laufen, das Öl zum höchsten Punkte der Welle heben. Durch breite Nuten in der Teilfuge wird es auf der ganzen Schalenlänge verteilt und durch eine Bohrung  $B$  im tiefsten Punkte der Nuten, sowie durch die Ölrinnen  $R$  am Ende der Lauffläche dem Ölbehälter wieder zugeführt. Zwei weitere Rinnen  $R'$  in den bis nahe an die Welle herangezogenen Stirnwänden nehmen das Öl, das an der Welle entlang schleicht, ab und leiten es ebenfalls in den Behälter zurück.



Von der Fuge wird es besonders sorgfältig ferngehalten durch die tiefe Rinne *N* in der Unterschale und durch Tropfkanten *A* an der Oberschale in den Ringebenen. Öl, das trotzdem an der Außenfläche herabrinnt, leiten Tropfleisten *T* in die Vertiefungen *V* am Lagerfuß. Zum Füllen und Ablassen sind zwei Kopfschrauben vorgesehen. Der Öl-

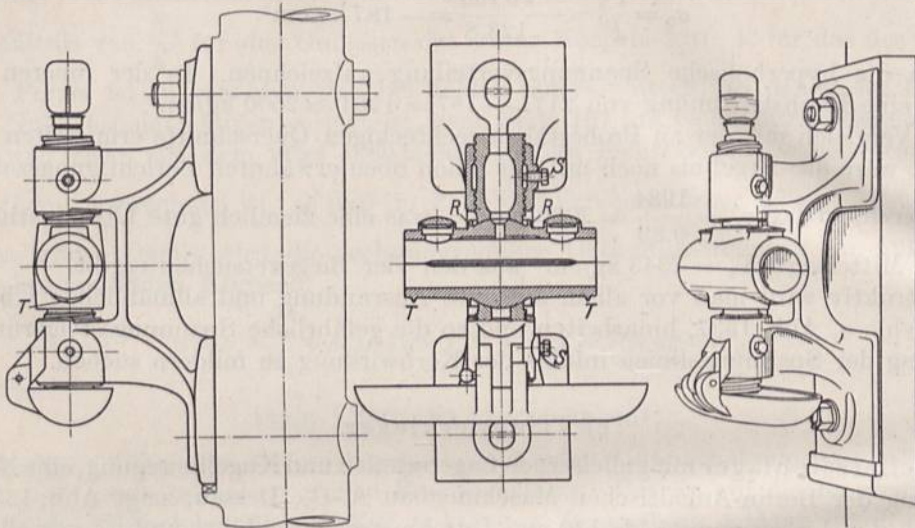


Abb. 1540 und 1541. Bamag-Säulenarmlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G., Dessau.

trog verlangt naturgemäß verschiedene Halbmesser der Kugelflächen. Der äußere Lagerkörper ist im wesentlichen als Drehkörper auf einer viereckigen, ebenen Grundplatte ausgebildet; Deckel und Unterteil sind gegenseitig zentriert. In Abb. 1543 sind normale Ringschmierlagerschalen durch Einbau in einen offenen Lagerbock zu einem der Höhe

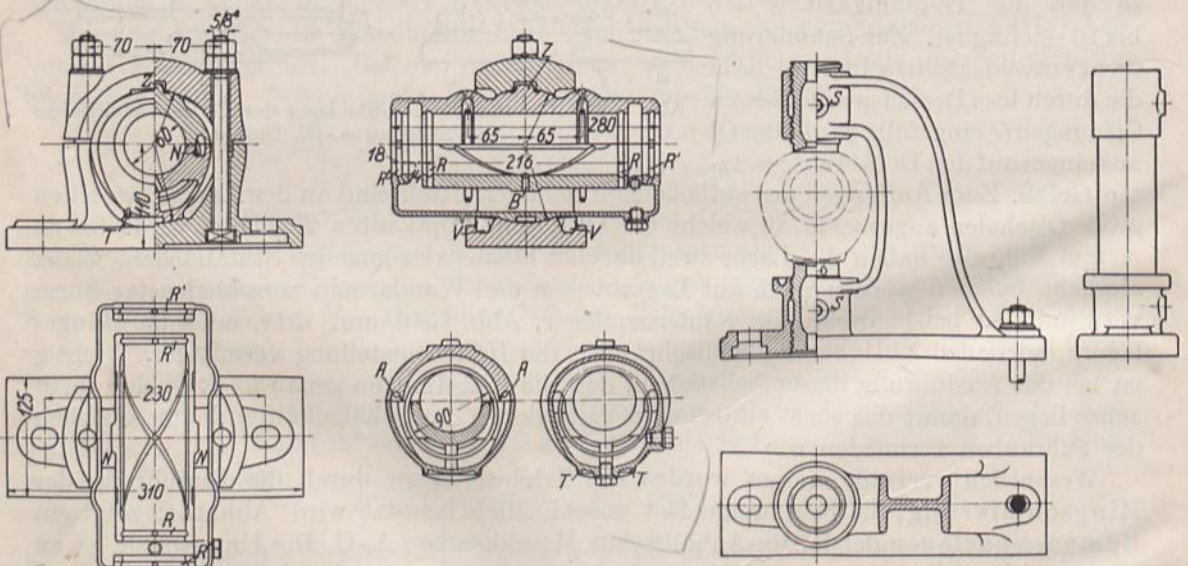


Abb. 1542. Bamag-Sparlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau. M. 1 : 8.

Abb. 1543. Stahllagerbock, Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau.

nach verstellbarem Stahllager in Abb. 1544 und 1545 zu einem Hängelager verwandt. Zur Verminderung der Biegebeanspruchung des Bockes dient im zweiten Falle eine Stange mit Doppelmuttern, nach deren Wegnahme die Schalen zugänglich sind und seitlich herausgenommen werden können, während ein an einer durchlaufenden Welle an-



gebrachtes, geschlossenes Lager, Abb. 1546, das Abnehmen der Lagerschalen erst nach deren Verschieben in axialer Richtung gestattet, was bei Triebwerken oft durch Riemenscheiben u. dgl. erschwert ist.

Verhältnismäßig klein ist die Auflagefläche, die die kugeligen Stützflächen seitlichen Kräften gegenüber bieten. Bei schweren Wellen und dort, wo größere derartige Kräfte auftreten, zieht man deshalb Lager mit festen Schalen vor. Es ist aber auch ohne Schwierigkeit möglich, die Kugelflächen zu vergrößern.

Piat bildet sie an dem Stehlager, Abb. 1547, rings um die Schale herum aus und ordnet sie zu dem Zwecke, ihre Beweglichkeit zu erhöhen, in der Ölkammer an. Freilich ist dadurch der Ausschlag der Welle durch die lichte Weite der Bohrungen in den Ölkammerstirnwänden beschränkt.

Als Beispiel eines Hängelagers, dessen Schalen auf ihrem ganzen Umfange geführt sind, sei das Lager von Kablitz, Abb. 1548, [XXI, 6] erwähnt. Es ist ein nach allen Richtungen verstellbares Lager, dessen Stellschraube freilich bei Einwirkung seitlicher Kräfte in ungünstiger Weise auf Biegung in Anspruch genommen wird.

Die zweite Art der bei normalen Triebwerkslagern verwandten Umlaufschmierung ist die mittels fester Schmierringe. Die schon oben beschriebenen Wüfelloager, Abb. 1549 und 1550, des Eisenwerks Wüfel bei Hannover, liefern dafür gute Beispiele. Über die Massenherstellung dieser Lager vgl. [XXI, 3 und 4].

Die Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei benutzt zur Schmierung zwei beiderseits der Schalenenden auf der Welle sitzende Ringe *S*, Abb. 1551, von welchen Zungen *Z* das Öl im höchsten Punkte abnehmen und den Schmiernuten des Lagers zuführen.

Die oft unbequem große Baulänge der gußeisernen Lagerschalen läßt sich durch Bronze- oder Rotgußschalen oder durch Ausgießen mit Weißmetall einschränken. Dabei pflegt das Verhältnis  $l : d$  bei Durchmessern bis zu 150 mm zu etwa 2, an größeren Lagern

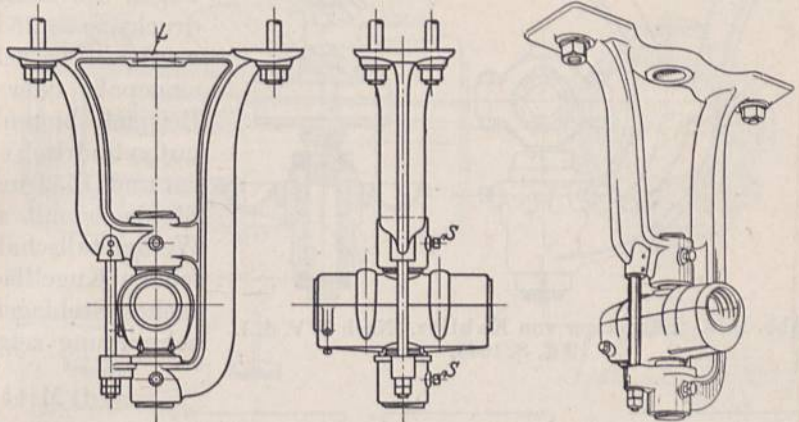


Abb. 1544 und 1545. Hängelager mit Schlußstange der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G., Dessau.

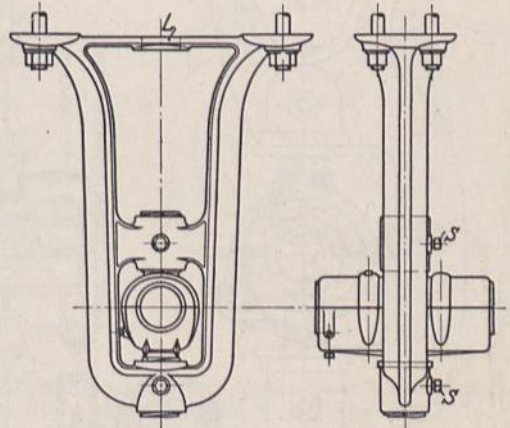


Abb. 1546. Geschlossenes Hängelager. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A. G., Dessau.

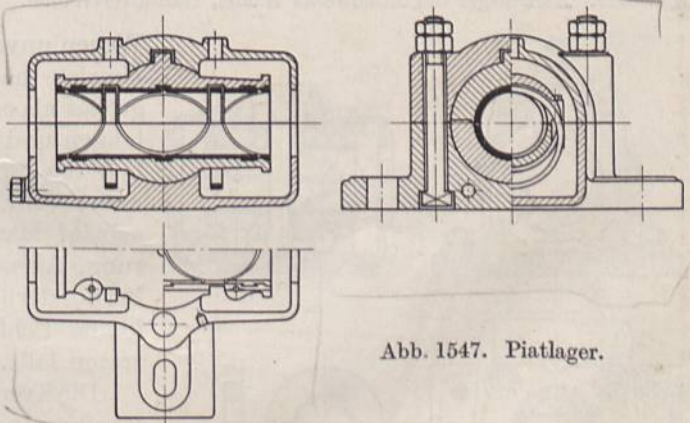


Abb. 1547. Piatlager.



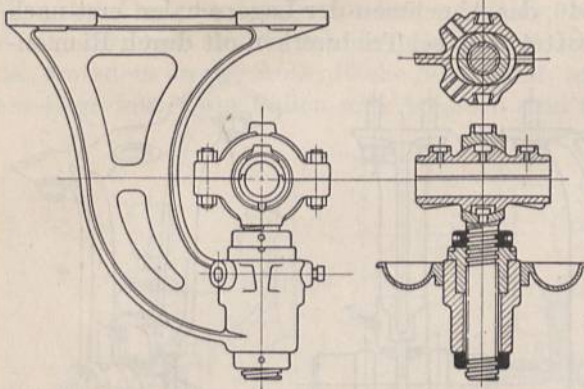


Abb. 1548. Hängelager von Kablitz. Nach Z. V. d. I. 1902, S. 1843.

bis herab zu 1,2 genommen, trotzdem aber annähernd die gleiche Tragfähigkeit wegen des höheren zulässigen Flächen-drucks,  $p = 25$  bis  $30 \text{ kg/cm}^2$  erreicht zu werden. Die Schalen sind entweder fest eingepaßt oder auch kugelig gestützt. Beispiele bieten die Abb. 1524 bis 1526 mit zylindrisch eingepaßten, festen Schalen und 1552 und 1553, die ein größeres Stehlager mit sich selbst einstellenden Weißmetallschalen in einer ringsumlaufenden Kugelfläche darstellen. Ein einfaches Stehlager für Nadel- oder Tropf-schmierung zeigen Abb. 1554 und 1555.

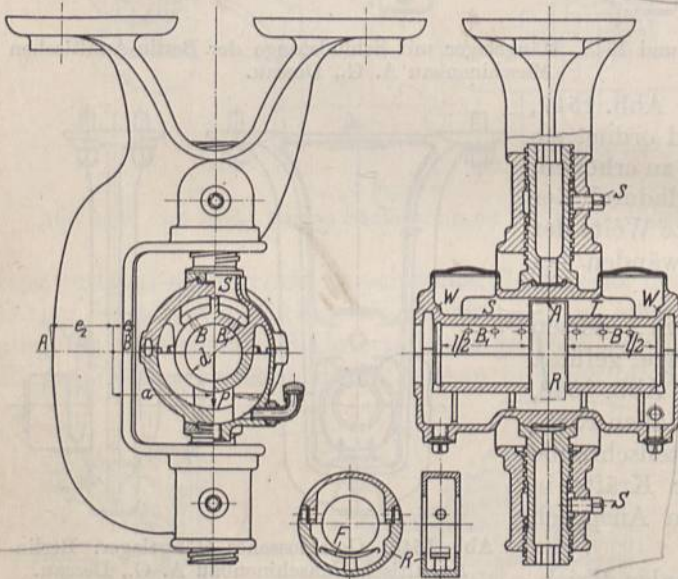


Abb. 1549. Hängelager des Eisenwerks Wülfel, Hannover-Wülfel.

d) Mittel zur Unterstützung der Lager.

Gilt es, Lager auf gegossenen Grundplatten oder an größeren Maschinenteilen zu befestigen, so sieht man bearbeitete, gegenüber der rohen Wandung vorspringende Flächen, -Arbeits-leisten-, vor, wie sie der Rahmen, Abb. 211, zeigt. An Eisenbauwerken, an aus Formeisen und Blechen zusammengesetzten Gerüsten und Gestellen nietet man Blechplatten mit versenkten Nieten auf, Abb. 1455 und bearbeitet sie durch Hobeln oder Fräsen. Ihre Anordnung auf durchweg gleicher Höhe, Abb. 215 und 217, erleichtert die Bearbeitung oft ganz wesentlich.

Wegen unvermeidlicher Ungenauigkeiten der Umriss hält man die Arbeitsflächen etwas größer als es die Grundflächen der Lager verlangen und paßt sie, wenn nötig, nachträglich der Form des Fußes an, eine freilich meist sehr zeitraubende und teure Handarbeit! Manchmal wird man von der Ausführung, Abb. 216, Gebrauch machen können, bei der der abgerundete, überstehende Flansch kleine Fehler verdeckt oder wenig hervortreten läßt.

Die Trennung ist geboten, wenn die Verwendung normaler, durch Massenherstellung billiger Lager die Kosten besonderer Befestigungsmittel und der Bearbeitung der Arbeitsflächen ausgleicht. Ferner, wenn es die Baustoffe — etwa gußeiserne Lager auf schmiedeeisernen Gestellen — verlangen, und

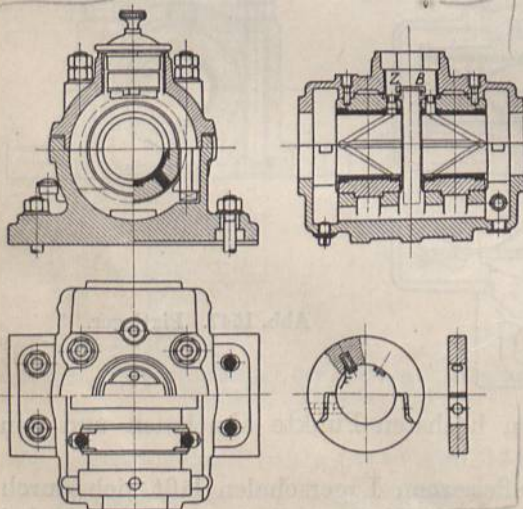


Abb. 1550. Stehlager des Eisenwerks Wülfel, Hannover-Wülfel.



wenn der Guß der einzelnen Stücke wesentlich erleichtert wird. So erschweren an dickwandigen Rahmen kleine dünnwandige Lager das Einformen ganz erheblich, kommen häufig nicht mit der nötigen Genauigkeit aus der Form und können leicht Fehlgüsse bedingen.

Zur Stützung von Triebwerkwellen, Vorgelegen usw. dienen je nach ihrer Lagerung auf dem Boden, an den Wänden, an Säulen usw. Sohlplatten, Lagerstühle, Mauerkästen, Hängeböcke u. dgl., die im Zusammenhang mit den Lagergrößen nach Bauhöhe oder

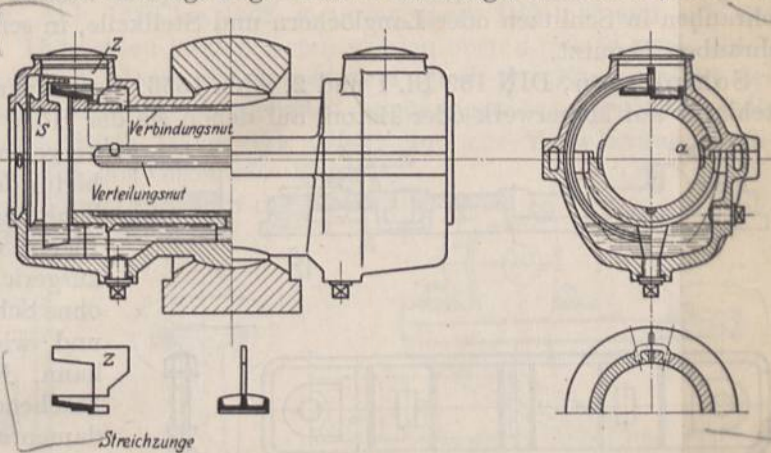


Abb. 1551. Stehlager der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Penig.

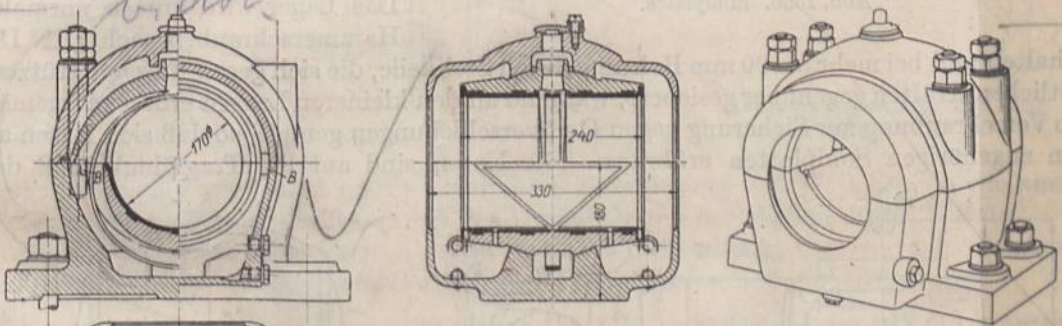


Abb. 1552 und 1553. Stehlager mit herausnehmbaren Weißmetallschalen, Berlin-Anhaltische Maschinenbau A. G., Dessau. M. 1 : 10.

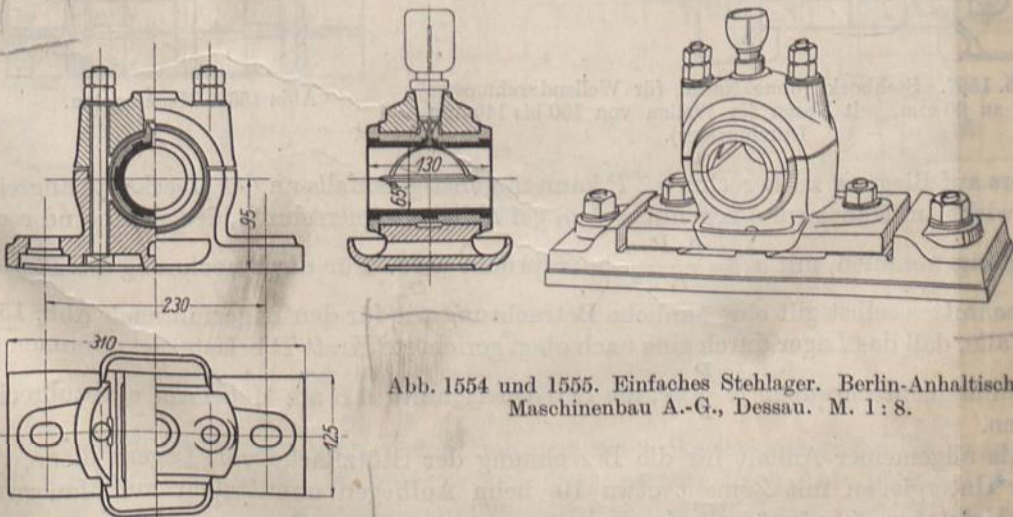


Abb. 1554 und 1555. Einfaches Stehlager. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau. M. 1 : 8.



Ausladung abgestuft und genormt von den Firmen für Triebwerke zu beziehen sind. Zur genaueren Einstellung der Wellen und Zapfen werden in wagrechter Richtung Schrauben in Schlitzen oder Langlöchern und Stellkeile, in senkrechter vor allem Stell-schrauben benutzt.

Sohlplatten, DIN 189 Bl. 1 und 2, Abb. 1556, dienen zur Unterstützung normaler Stehlager auf Mauerwerk oder Beton, auf denen sie der Höhe nach genau ausgerichtet,

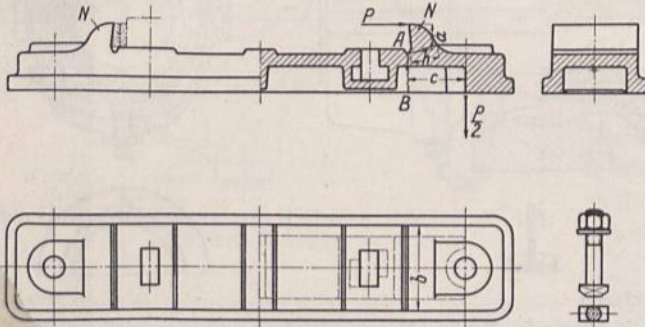


Abb. 1556. Sohlplatte.

vergossen zu werden pflügen. Sie bieten den Vorteil, daß das eigent-liche Lager auf einer bearbeiteten Fläche ruht und leicht seitwärts ausgerichtet, auch gelegentlich ohne Schwierigkeit weggenommen und wieder aufgesetzt werden kann. Ferner verringert sich der Flächendruck gegenüber dem Fundamente infolge der größeren Auf-lageflächen, die die Platten haben. Das Lager wird mittels normaler Hammerschrauben nach DIN 188

gehalten und bei mehr als 90 mm Bohrung durch Stellkeile, die sich gegen Nasen *N* stützen, seitlichen Kräften gegenüber gesichert, während an den kleineren Lagern erfahrungsgemäß die Verschraubung zur Sicherung gegen Querverschiebungen genügt, so daß sich Nasen an den zugehörigen Sohlplatten erübrigen. Die Nasen sind auf die Tragfähigkeit *P* des

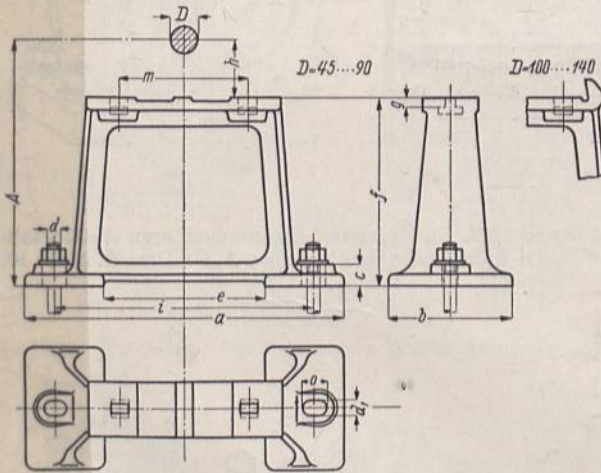


Abb. 1557. Stehbock (ohne Nasen für Wellendurchmesser bis zu 90 mm, mit Nasen für Wellen von 100 bis 140 mm Durchmesser).

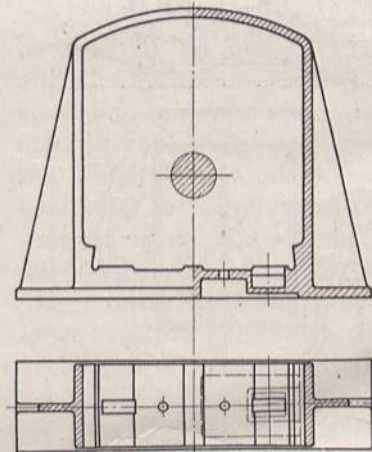


Abb. 1558. Mauerkasten.

Lagers auf Biegung zu berechnen. *P* kann ungünstigstenfalls an der Oberkante angreifen und wirkt am Hebelarm *a* gegenüber dem gefährlichen Querschnitt, der annähernd rechteckig angenommen, mit  $\sigma_b = \frac{6 \cdot P \cdot a}{b \cdot h^2}$  beansprucht wird. Für die Berechnung des Plattenquerschnittes selbst gilt eine ähnliche Betrachtung wie für den Lagerfuß nach Abb. 1533. Im Falle, daß das Lager durch eine nach oben gerichtete Kraft *P* belastet ist, kommen auf die Fundamentschrauben je  $\frac{P}{2}$  kg, die den Querschnitt *AB* am Hebelarm *c* abzuberechnen suchen.

Als allgemeiner Anhalt für die Berechnung der Stützfläche von Lagern diene, daß beim Untergeißen mit Zement etwa 10, beim Aufliegen unmittelbar auf Mauerwerk oder Holz etwa 5 kg/cm<sup>2</sup> zulässig sind.



Stehböcke, Abb. 1557, DIN 195, dienen zur Unterstützung höherliegender Wellen, Mauerkästen, Abb. 1558, DIN 193, zur Lagerung beim Durchgang durch Wände, Wand- und Winkelarme, Abb. 1559 bis 1563, genormt durch DIN 117 und 187, zur Stützung an Wandflächen. Die beiden letzten Arten werden oben durch je zwei, unten durch je eine Schraube gehalten. Denn die oberen sind durch das Eigengewicht des Triebwerks und meist auch durch die Riemenzüge ungünstiger beansprucht als die unteren. Damit ein größeres Stück Mauerwerk gefaßt und zur Verankerung herangezogen wird, benutzt man auf der Gegenseite Mauerplatten, Abb. 1559, in deren Vierkantlöchern die Köpfe der Ankerschrauben Halt finden.

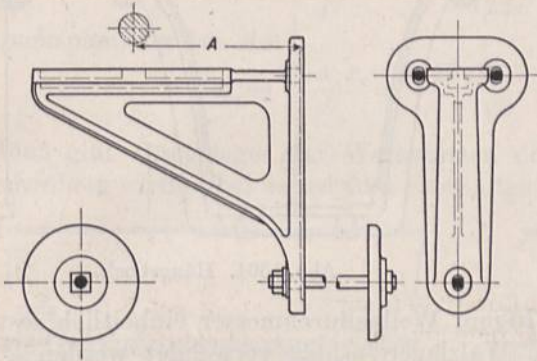


Abb. 1559. Wandarm.

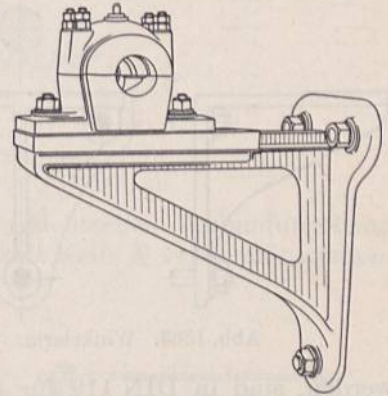


Abb. 1560. Wandarm mit Ring-schmierlager.

Winkelarme verwendet man sowohl zur Unterstützung von Wellenenden wie auch häufig als Ersatz der Mauerkästen bei der Durchführung der Wellen durch Wände.

An den Wandarmen nach Abb. 1559, Zusammenstellung 134, wurden die Ausladungen  $A$  um je 100 mm veränderlich, in Abständen von 100 mm abgestuft.

Zusammenstellung 134. Hauptmaße der Wandarme Abb. 1559 zu Stehlagern der DIN 118. (Auszug aus DIN 117.)

Ausladung $A$ . . . mm	200 . . . 300	300 . . . 400	400 . . . 500	500 . . . 600	600 . . . 700	700 . . . 800
Verwandt für normale Wellendurchm. . . mm	25 . . . 50	25 . . . 80	35 . . . 110	35 . . . 140	45 . . . 140	55 . . . 140

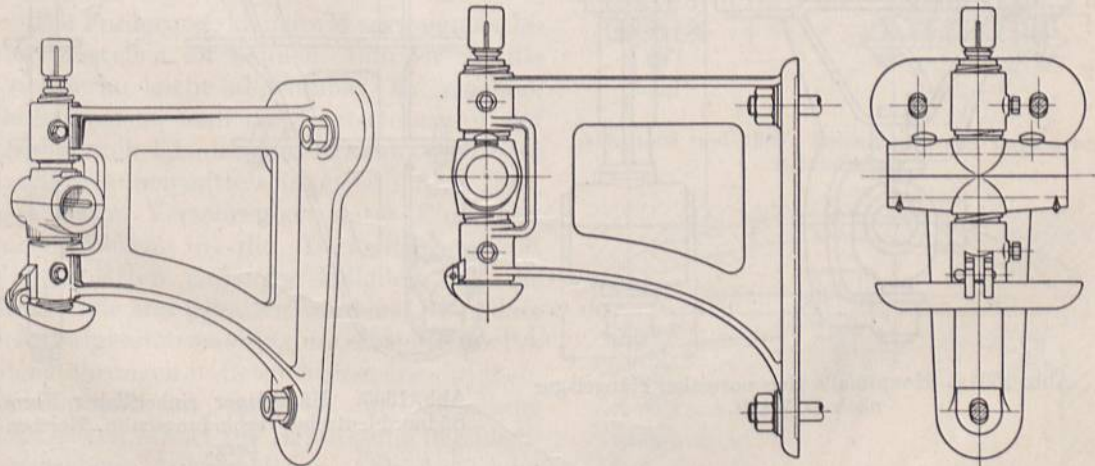


Abb. 1561 und 1562. Wandarmlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau.

Umständlich ist das Ausrichten mehrfach gelagerter Wellenstränge bei Verwendung von Wandarmen nach Abb. 1561 oder von Säulenarmlagern nach Abb. 1540 und 1541. Vorteilhafter sind die Wandarme 1559 und 1560, auf denen sich die Lager verschieben lassen.



Die am häufigsten vorkommende Aufgabe, die Wellen an der Decke zu lagern, kann mittels der Hängeböcke, Abb. 1564, DIN 194, in Verbindung mit gewöhnlichen Stehlagern oder besser durch Hängelager, Abb. 1544, 1546 und 1549, gelöst werden, deren Stellschrauben Ungenauigkeiten der Decke oder der Träger zur Befestigung auszugleichen gestatten.

Die Abmessungen der Körper der Hängelager, Abb. 1564a, die sich übrigens auch zur Lagerung von Wellen auf dem Fußboden eignen, wenn sie umgekehrt angeordnet

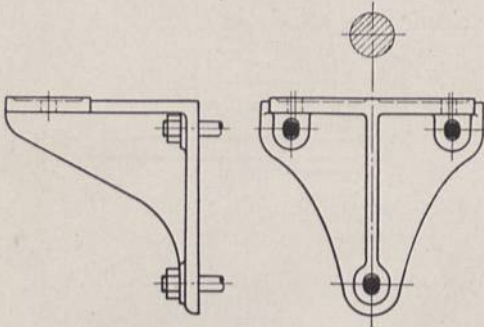


Abb. 1563. Winkelarm.

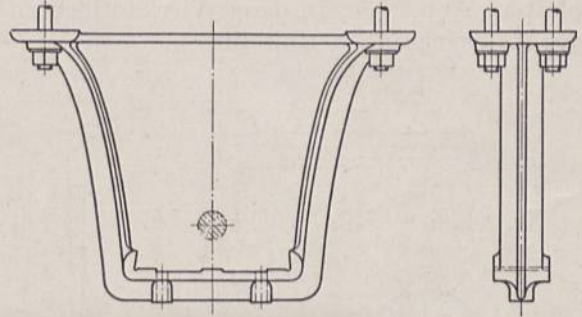


Abb. 1564. Hängebock.

werden, sind in DIN 119 für 25 bis 110 mm Wellendurchmesser einheitlich festgelegt worden, derart, daß sowohl Gleit- wie Wälzlagererinsätze verwendet werden können.

Die Ausladungen  $A$  wurden auf die um 100 mm steigenden Stufen von 200, 300, 400, 500, 600 und 700 mm, Zusammenstellung 135, beschränkt. Auf diese Weise konnten zahlreiche Firmen ihre Bestände an Modellen wesentlich verkleinern, vgl. S. 179. Zu

Zusammenstellung 135. Hauptmaße der Hängelager Abb. 1564a für Triebwerke nach DIN 119 (Auszug).

Ausladung $A$ . . . mm	200	300	400	500	600	700
Abstand $m$ . . . mm	240	320	400	480	560	640
Verwandt für normale Wellendurchm. . mm	25 und 30	25 . . . 60	25 . . . 90	35 . . . 110	45 . . . 110	70 . . . 110

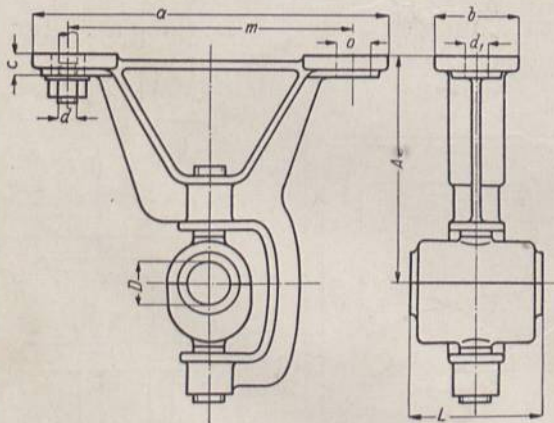


Abb. 1564a. Hauptmaße der normalen Hängelager nach DIN 119.

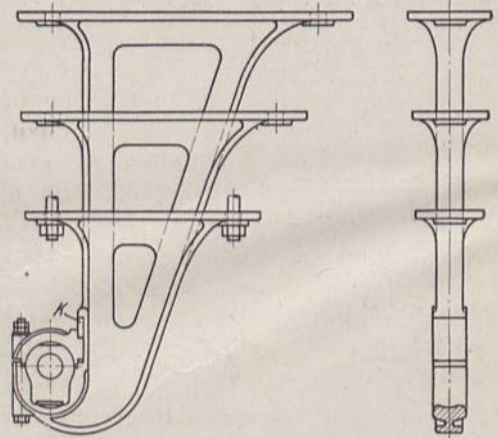


Abb. 1565. Hängelager einheitlicher Form. Südostdeutsche Verbindungsbahn, Reichenberg.

jeder Ausladung gehört eine bestimmte, vom Wellendurchmesser unabhängige Schraubentfernung  $m$ . Damit wird der wichtige Vorteil erreicht, daß die Träger, an denen abgestufte Wellen befestigt werden sollen, durchlaufen können und nicht, wie früher vielfach notwendig, in Abhängigkeit von der Wellenstärke versetzt angeordnet werden müssen.

Die Belastung des geschlossenen Hängelagers 1546 durch senkrecht nach abwärts wirkende Kräfte verteilt sich gleichmäßig auf die beiden Wangen und ruft in denselben



im wesentlichen Zugspannungen hervor. Anders an dem offenen Hängelager, Abb. 1549, wo das Biegemoment  $P \cdot a$  im gefährlichen Querschnitt  $AB$  aufzunehmen ist. Wohl aber bietet diese Ausführung den großen Vorteil, daß die Welle und die Lagerschalen viel besser zugänglich sind. Konstruktiv wird man den Hebelarm  $a$  durch Beschränkung des Spiels zwischen Lagerschale und Arm und durch Wahl eines geeigneten Querschnitts, bei dem der Schwerpunkt nahe der Innenkante liegt, klein zu halten suchen. An dem Bock, Abb. 1549, für Schalen von  $d = 60$  mm Durchmesser und  $l = 185$  mm Länge, also für  $P = p \cdot d \cdot l = 10 \cdot 6 \cdot 18,5 = 1110$  kg Tragfähigkeit bestimmt, wird die Zugspannung bei  $B$ :

$$\sigma_{b_1} = \frac{P \cdot a \cdot e_1}{J} = \frac{1110 \cdot 10,5 \cdot 2,3}{122} = 220 \text{ kg/cm}^2,$$

die Druckspannung bei  $A$ :

$$\sigma_{b_2} = \frac{P \cdot a \cdot e_2}{J} = \frac{1110 \cdot 10,5 \cdot 6,1}{122} = 582 \text{ kg/cm}^2.$$

Abb. 1565 gibt Hängelager der Werkstätten der Südnorddeutschen Verbindungsbahn in Reichenberg wieder, bei denen zum Festhalten des Deckels Keile  $K$  verwendet werden,

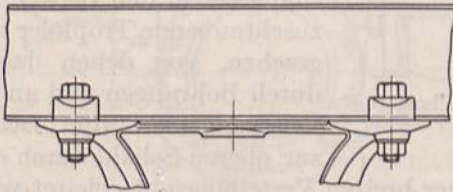


Abb. 1566. Befestigung der Lager mittels Klemmplatten.

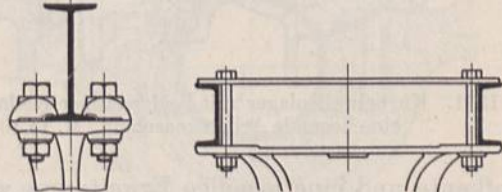


Abb. 1567. Befestigung der Lager an Deckenträgern.

um den Hebelarm des Biegemoments möglichst klein zu halten. Die Form der Böcke wurde für die verschiedenen Bauhöhen einheitlich gewählt.

Das Loch  $L$  in der Fußplatte der Lager Abb. 1544 und 1546 dient zur Durchführung der Drehbankspindel beim Ausbohren des Bocks und Schneiden des Gewindes für die Stellschrauben.

Die Forderung, kleinere Werkzeugmaschinen umstellen zu können, führt dazu, die Triebwerke leicht abnehmbar zu machen. Deshalb zieht man das Festklemmen der Lager durch Klemmplatten, Abb. 1566 oder das Verspannen mittels Flacheisen, Abb. 1567, dem festen Verschrauben unter Einbohren von Löchern in die Deckenträger vor. Klemmplatten verlangen lediglich, daß die Trägerfüße frei gehalten werden. Besondere Schwierigkeiten macht es, nachträglich Löcher oder Bohrungen in Betondecken anzubringen. Es empfiehlt sich, schon bei der Herstellung der Decken Mittel zur Befestigung der Lager vorzusehen: Ankerschienen, Abb. 1568 oder eingegossene Gasrohre, Abb. 1569, zwecks Anschraubens von Winkel- oder U-Eisen zur Stützung der Lager. Abb. 1570 zeigt,

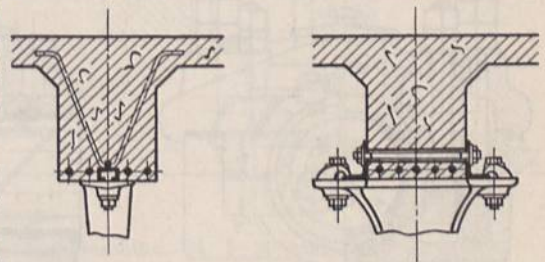


Abb. 1568 und 1569. Befestigung von Lagern an Betondecken.

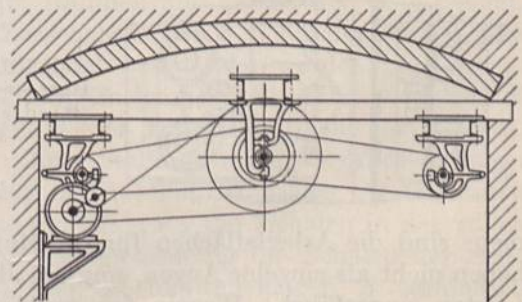


Abb. 1570. Einbau eines Triebwerks unter einem Gewölbe.

wie durch Einziehen einiger Querträger der Raum unter einem Gewölbe zum Unterbringen der Antriebe zweier Reihen von Werkzeugmaschinen ausgenutzt werden konnte.



Die Träger und Lager sind unter Vermeidung von Bohrungen nur miteinander verklemmt oder mittels darübergelegter Flacheisen verschraubt.

e) Beispiele für die konstruktive Durchbildung von Lagern.

Das Kurbelwellenlager einer liegenden Maschine gibt Abb. 1571 wieder. Die gußeisernen Schalen sind mit Weißmetall ausgegossen, stützen sich im Rahmen und im

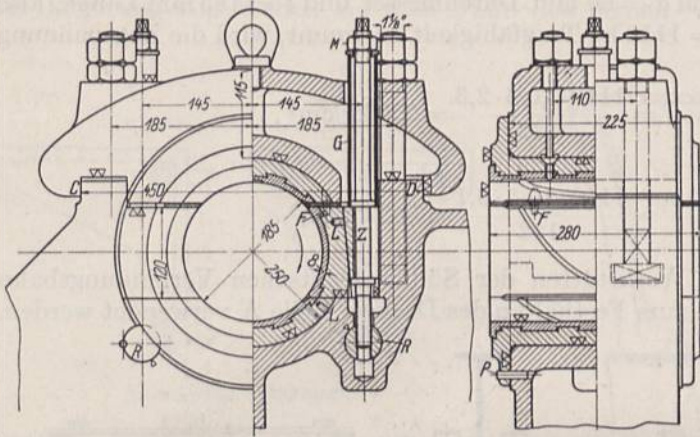


Abb. 1571. Kurbelwellenlager mit beiderseitiger Keilnachstellung für eine liegende Arbeitsmaschine. M. 1 : 10.

Deckel auf breite sorgfältig abgedrehte Flächen und überdecken mit ihren Flanschen die Ausschnitte im Rahmen für die Stellkeile. Ein Paßstift *P* bestimmt die Lage der unteren Schale, erleichtert dadurch den Zusammenbau der übrigen Teile und verhindert die Mitnahme durch die Welle. Für die Schmierung sind zwei in den Deckel einzuschraubende Tropföler vorgesehen, von denen das Öl durch Bohrungen und an der Übergangsstelle vom Deckel zur oberen Schale durch eine

Tropfkante und eine kegelige Erweiterung zu einer breiten Verteilungsnut geleitet wird. Die Schmiernuten sind, da die Welle ständig nur in einer Richtung, und zwar im Sinne des Pfeils umläuft, so angeordnet, daß sie das Öl immer wieder zur Mitte führen. Keile, die, von oben her eingesetzt, auf der ganzen lichten Breite der Schale anliegen, dienen zum Nachstellen.

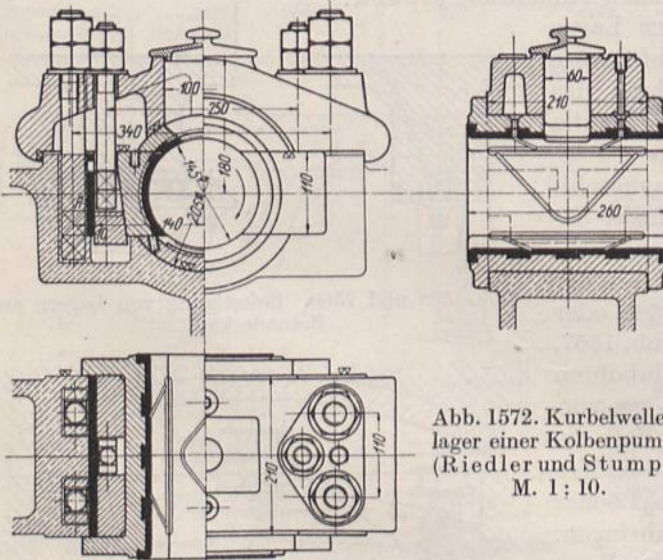


Abb. 1572. Kurbelwellenlager einer Kolbenpumpe (Riedler und Stumpf). M. 1 : 10.

Sie finden ihr Muttergewinde in schmiedeeisernen Bolzen *R*, die in Bohrungen des Rahmens liegen und gegen seitliche Verschiebung durch die Schalenränder geschützt sind. Die Keilsicherung ist durch Gasrohre *G* und Muttern *M* unabhängig vom Deckel gemacht. Zum Nachstellen der Oberschale in senkrechter Richtung werden Blechzwischenlagen benutzt.

Der kräftig durchgebildete Deckel greift über die Ansätze am Rahmen und wird durch vier tief in denselben fassende Hammerschrauben gehalten. Zur Vereinfachung des Einfomens

sind die Arbeitsflächen für die Muttern, die Schmiergefäße und die Öse zum Abheben nicht als einzelne Augen, sondern als drei fast über die ganze Deckelbreite reichende Leisten ausgeführt. Wegen der möglichst unmittelbaren Übertragung der Kräfte setzen die Rahmenwände dicht unterhalb der Deckelführungen an.

Ein weiteres, einfach durchgebildetes, vierteiliges Lager einer Kolbenpumpe nach dem Entwurf von Riedler und Stumpf stellt Abb. 1572 dar. Sowohl die Keil- wie die Deckelschrauben haben Hammerköpfe, um die Gesamtbreite des Lagers einzuschränken.



Das Herausnehmen der mittleren Schalen wird durch 10 mm starke Bleche *A* erleichtert, die nach dem Lösen der Keile mit einem Haken herausgezogen, jene zur Seite zu schieben und an ihnen vorbei die Schalen herauszudrehen gestatten. Die Unterfläche des Deckels bildet mit der Fugenfläche der Oberschale, die zweckmäßigerweise zusammen bearbeitet werden, eine Ebene. Ähnliches gilt von der Fuge der Unterschale und den anstoßenden Rahmenwänden. Durch diese ebenen Flächen sind die beiden mittleren Schalen gehalten und wirksam daran gehindert, durch die Lagerreibung mitgenommen zu werden. Breite Lappen an den Mittelschalen verdecken die Keile. Das Modell des Deckels kann einteilig sein und läßt sich ohne schwierige Kerne abformen. Die große Öffnung im Deckel erlaubt, die Welle während des Laufes zu beobachten und zu befühlen. Abb. 1573 stammt von einer Großgasmaschine. Der Zapfen wird durch zwei Ringe geschmiert, deren Gang durch Aussparungen im Deckel verfolgt werden kann und die das Öl den in die Welle

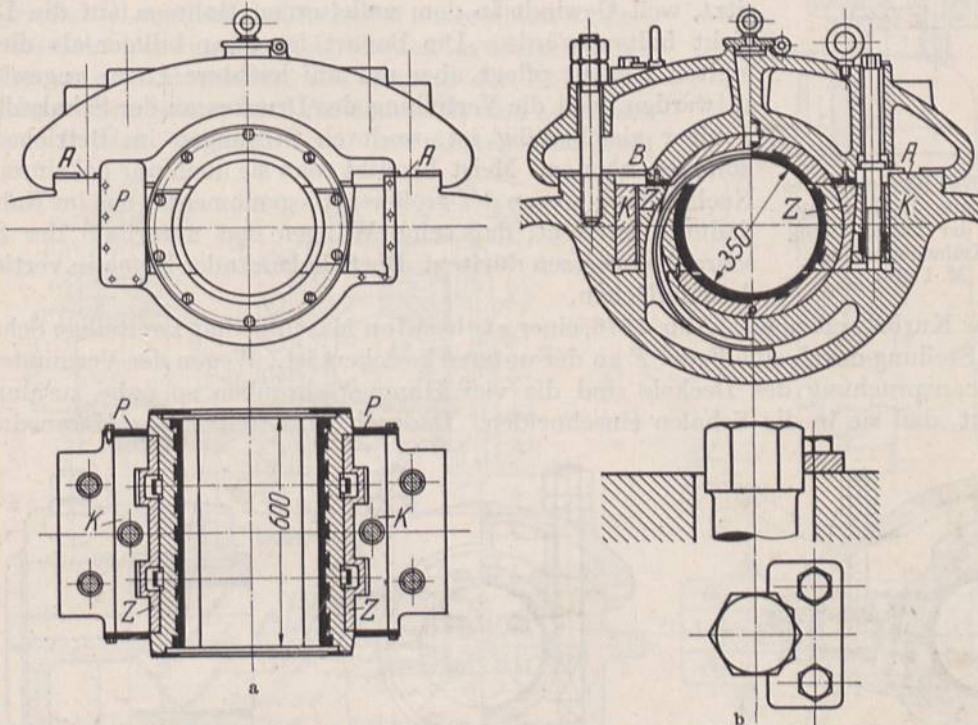


Abb. 1573. Kurbelwellenlager einer Großgasmaschine. M. 1: 20 und 1: 4.

eingearbeiteten Nuten zuführen. Von den vier, innen und außen abgedrehten Schalen ruhen die obere und die untere unmittelbar im Rahmen und im Deckel. Die beiden, durch Keile nachstellbaren, mittleren sitzen in Zwischenstücken *Z*, die in den Ringebenen in die Keile *K* einschneiden, um zusammenhängend ausgebildet werden zu können. Rahmen, Zwischenstücke und Deckel werden unter Einlegen der Blechzwischenlagen *B* gemeinsam ausgebohrt. Zum Anziehen der Keile dienen Druckschrauben und Muttern, die in Schlitten in den Keilen liegen und in ihrer Stellung durch verzahnte Platten auf dem Deckel gesichert werden. Die Öffnung im Rahmen ist wegen der leichteren Bearbeitung durch Hobeln und wegen der besseren Stützung der Schalen in der vollen Breite durchgeführt und durch Blechplatten *P*, die gleichzeitig die Schalen der Seite nach festhalten, abgeschlossen. Anschläge *A* und Blechzwischenlagen *B* verhindern das schiefe Aufsetzen des schweren Lagerdeckels und das Festklemmen des Zapfens durch zu starkes Anziehen der Schrauben. Bei etwa nötigem Nachstellen müssen die Anschläge nachgearbeitet und einzelne Bleche *B* ausgewechselt werden.

In Abb. 1574 wird der Keil durch eine Schraube nachgestellt, die ihr Muttergewinde in einer Büchse *B* am Grunde der Lagerhöhle findet, die so tief ausgebildet ist, daß



die mittlere Schale längs der Welle an dem nach unten geschraubten Keil vorbei herausgedreht werden kann. Zu dem Zwecke ist noch die Kante *A* der Schale gebrochen. Damit nun das Öl, das sich in der Höhlung sammelt, nicht etwa zum Fundamente gelangen und dort Schaden anrichten kann, muß die Büchse *B* geschlossen ausgebildet und an der Auflagestelle im Rahmen abgedichtet werden. Die Nachstellung ist wieder durch Einschalten eines Gasrohres *G* unabhängig vom Lagerdeckel gemacht.

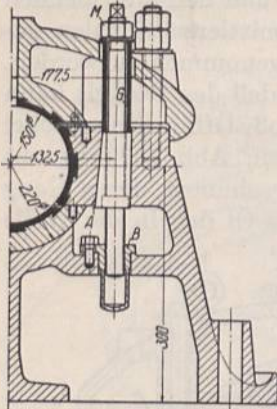


Abb. 1574. Kurbelwellenlager mit Büchse am Grund der Lagerhöhleung zur Keilnachstellung.  
M. 1: 10.

Ein Lager mit Nachstellung der Seitenschale durch eine Schraube zeigt Abb. 1575. Die Schalen können gemeinsam abgedreht werden; nur die nachzustellende wird auf der Rückseite noch eben eingehobelt. Sie überträgt den Zapfendruck durch eine Stahlgußplatte auf die Schraube, die in einer Bronzebüchse sitzt, weil Gewinde in dem gußeisernen Rahmen auf die Dauer nicht halten würde. Die Bauart ist zwar billiger als die mit breiten Keilen, pflegt aber nur auf leichtere Lager angewendet zu werden, weil die Verteilung des Druckes an der Schalenfläche weniger gleichmäßig ist, wodurch Störungen im Betriebe vorkommen können. Meist benutzt man sie auch nur bei einseitiger Nachstellung wegen des größeren Biegemoments, das im Rahmen dadurch entsteht, daß seine Wangen erst unterhalb der Stellschraube ansetzen dürften. Die Schalenränder liegen in vertieften Arbeitsflächen.

Das Kurbelwellenlager, Abb. 1576, einer stehenden Maschine hat zweiteilige Schalen, deren Stellung durch eine Feder *F* an der unteren gesichert ist. Wegen der Verminderung der Beanspruchung des Deckels sind die vier Hammerschrauben so nahe zusammengerückt, daß sie in die Schalen einschneiden. Dadurch wird freilich das Herausdrehen

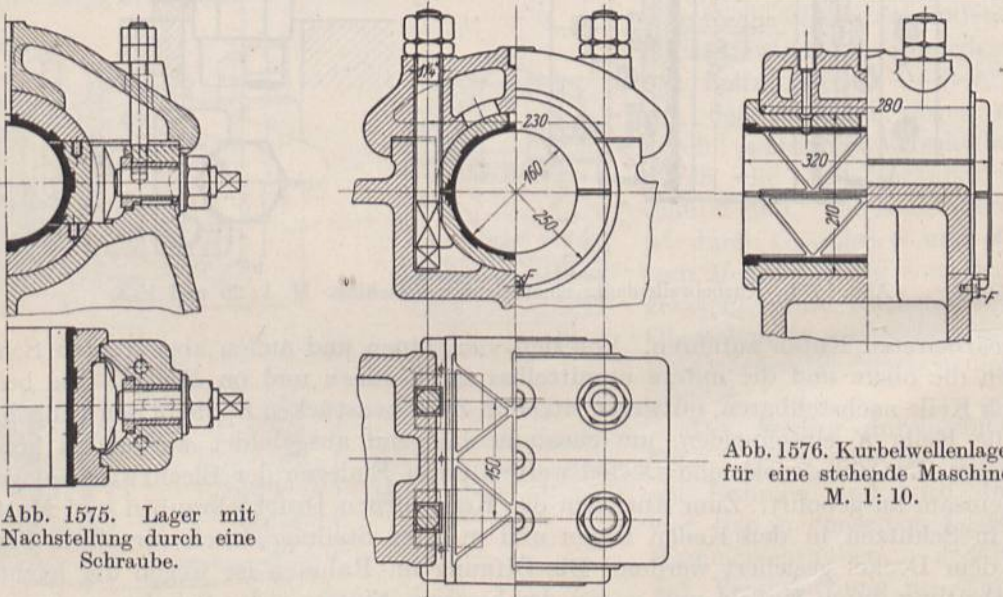


Abb. 1575. Lager mit Nachstellung durch eine Schraube.

Abb. 1576. Kurbelwellenlager für eine stehende Maschine.  
M. 1: 10.

der Unterschale unter der nur angelüfteten Welle unmöglich gemacht. Die Welle muß ganz herausgenommen werden, um die Schale zugänglich zu machen. Ringsumlaufende Nuten in der Breite des Schraubenschaftes würden die an sich schon ziemlich leicht gehaltenen Schalen zu sehr schwächen.

An Eisenbahnfahrzeugen wird die Form der Lager durch die Forderung bedingt, daß sie wegen der federnden Unterstützung gegenüber dem Rahmen beweglich sein müssen. Der Lagerkörper gleitet zu dem Zwecke in festen oder bei Treibachsen häufig



auch in nachstellbaren Führungen. Die Schalen umfassen den Zapfen an Wagenlagern, wo im wesentlichen die senkrecht wirkenden Gewichte aufzunehmen sind, meist nur auf einem Drittel des Umfanges, um die Reibung zu vermindern und um das Warmlaufen durch Klemmen der Schalen zu vermeiden. Dagegen läßt man die Treibachsen durch die Oberschalen halb umspannen, weil die Zusammensetzung der wagrechten Kräfte des Triebwerkes mit den Gewichten schräg nach oben gerichtete Kräfte ergibt. Die Unterschalen werden weggelassen und durch Polster zur Schmierung der Zapfen ersetzt.

Abb. 1577 zeigt ein Achslager einer  $\frac{3}{3}$  gekuppelten Güterzuglokomotive der Preussischen Staatsbahnen. Der Körper *L* besteht aus Stahlguß oder gepreßtem Stahl und ist an den Gleitflächen mit Rotgußschuhen *R* versehen. Die Lagerschalen, ebenfalls aus Rotguß oder auch mit Weißmetall ausgegossen, liegen mit ebenen Flächen oben und an den Seitenwänden des Lagerkörpers an. Durch Dachte wird frisches Öl aus dem als Ölbehälter ausgebildeten Obertheile des Gehäuses zugeführt, der Zapfen im übrigen durch ein Polster im Unterkasten, das aber in der Abbildung weggelassen ist, geschmiert. An dem nach dem Lösen des Bolzens *B* leicht abnehmbaren Unterkasten sind zwei

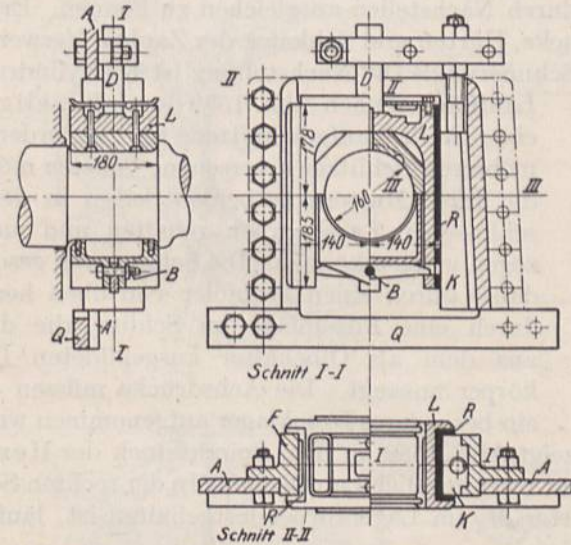


Abb. 1577. Achslager einer  $\frac{3}{3}$  gekuppelten Güterzuglokomotive. M. 1:15.

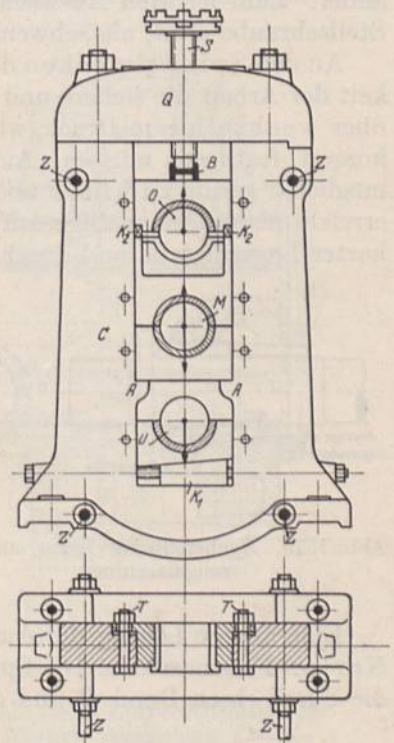


Abb. 1578. Dreiwalzenständer.

Nuten für zwei halbe Filzringe vorgesehen, die das Eindringen von Staub und Schmutz verhüten sollen. Der Lagerkörper *L*, der den Achsdruck durch *D* auf die Feder überträgt, wird an der linken Seite durch eine an den Rahmen *A* angeschraubte Schiene *F* geführt, an der rechten an einem Stellkeil *K*, der die Abnutzung auszugleichen gestattet. Um die Biegebeanspruchung des durch den Ausschnitt geschwächten Rahmens zu vermindern, ist die Öffnung unten durch ein Querstück *Q* geschlossen.

Als weiteres Beispiel, wie die konstruktive Durchbildung der Lager und der Lagerkörper von dem jeweiligen Zweck abhängt, sei die Stützung der Walzen in einem Dreiwalzenständer, Abb. 1578, besprochen. Durch den Walzdruck werden die Zapfen der unteren Walze *U* nur von oben her, die der mittleren *M* von oben und unten, die der oberen *O* von unten her belastet. An der unteren kann daher die Oberschale ganz weggelassen, an der oberen die Unterschale, die lediglich das Eigengewicht der Walze zu tragen hat, leicht ausgeführt werden. Gefordert wird ferner, daß die Walzen sowohl der Höhe wie auch der Seite nach genau gegeneinander eingestellt werden können und daß der Walzdruck durch die Brechkapsel *B* geleitet wird, die beim Auftreten zu großer, die Walzen gefährdender Kräfte zu Bruch geht.



Die vielseitige Aufgabe kann wie folgt gelöst werden. In dem Ständer *C* ruhen die Lagerkörper für die Mittelwalze auf Absätzen *A*. Gegenüber der mittleren wird die Unterwalze durch den Keil  $K_1$ , die Oberwalze durch die beiden Keile  $K_2$  auf die gewünschten Entfernungen gebracht. Nach oben hin stützen sich die Lager durch die Brechkapsel *B* gegen die Stellschraube *S*, die den Kraftschluß durch den Ständer vermittelt. *B* sichert die Oberwalze unmittelbar; aber auch der zwischen der unteren und mittleren auftretende Walzdruck wird durch den oberen Lagerkörper auf die Brechkapsel geleitet und zwar ohne die Oberwalze oder ihre Zapfen zu belasten.

Der Seite nach läßt man die Walzen an den inneren Schalenbunden anlaufen; zu dem Zwecke sind alle Lager in axialer Richtung verschiebbar und durch die im Grundriß dargestellten Schrauben *T* einstellbar. Anker *Z* sichern die Stellung der Ständer zueinander. Zum leichten Auswechseln der Walzen ist das obere Querstück *Q*, in dem die Stellschraube sitzt, als schwenk- oder abnehmbare Kappe ausgebildet.

An den Spindelstöcken der Drehbänke und Fräsmaschinen wird wegen der Genauigkeit der Arbeit die sichere und spielfreie Lagerung der Wellen verlangt, die selbst gegenüber wechselndem Druck, wie er unter anderem beim Lauf nach rechts und links vorkommt, festliegen müssen. Aufgabe des Konstrukteurs ist es, den Verschleiß der Lager möglichst gering zu halten und ihn durch Nachstellen ausgleichen zu können. Ersteres erreicht man durch mäßige Auflagedrucke, Härten und Schleifen der Zapfen, Verwendung harter Lagermetalle und durch gute Schmierung. Die Nachstellung ist bei zylindrischen

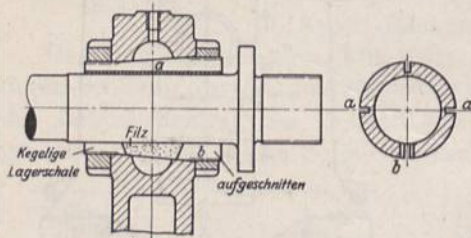


Abb. 1579. Nachstellbares Lager an Werkzeugmaschinen.

Laufflächen nach Abb. 1579 durch kegelige, an einer Stelle *b* aufgeschnittene und außerdem mit mehreren Schlitten *a* versehene Schalen möglich, die durch Muttern zu beiden Seiten in dem geschlossenen Lagerkörper gehalten und nachgezogen werden können. Die Schmierung geschieht dabei durch einen Tropföler von oben her oder durch eine Filzeinlage im Schlitz, die das Öl aus dem als Ölbehälter ausgebildeten Lagerkörper ansaugt. Die Achsdrücke müssen durch ein besonderes Drucklager aufgenommen werden.

Eine andere Lösung der Aufgabe zeigt Abb. 1580 an dem Spindelstock der Hendey-Norton-Fräsmaschine. Die Spindel hat zwei kegelige Laufflächen. In der rechten Schale, die durch einen Bund *B* und die Mutter  $M_1$  im Lagerkörper festgehalten ist, läuft der

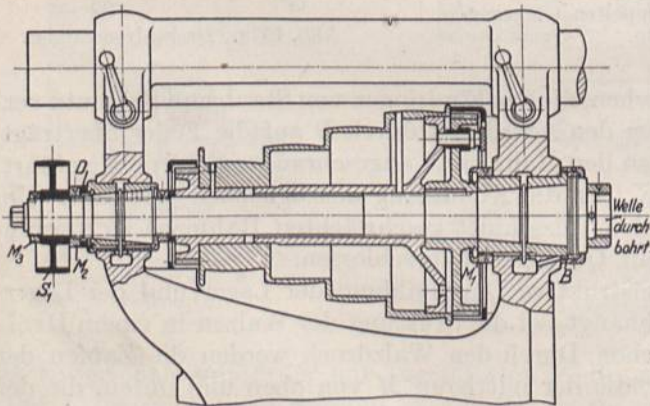


Abb. 1580. Spindelstock der Hendey-Norton Fräsmaschine. (Nach Hülle, Werkzeugmaschinen).

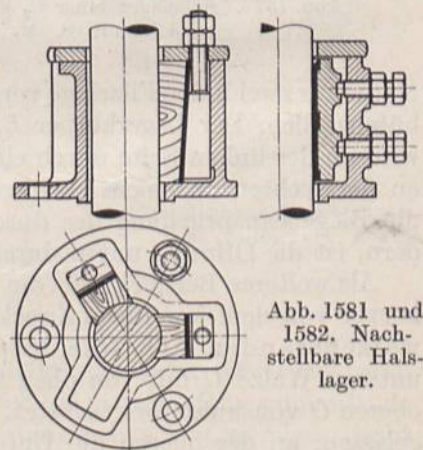


Abb. 1581 und 1582. Nachstellbare Halslager.

Hauptzapfen, durch den der von rechts kommende Axialdruck aufgenommen wird. Entgegengesetzten Druck fängt das linke Lager auf und überträgt ihn durch die Mutter  $M_3$  auf die Nabe der Riemenscheibe  $S_1$  auf  $M_2$  und die Druckplatte *D*, die auf



dem Bund der linken Lagerschale läuft. Radiales Spiel wird dadurch beseitigt, daß der linke Zapfen auf der Welle der Länge nach verschiebbar ist und durch die Mutter  $M_2$  in die richtige Lage gegenüber der Schale gebracht werden kann. Die Schmierung ist sehr sorgfältig als Ringschmierung ausgebildet.

Zur Führung stehender Wellen dienen Halslager, die in einfachen Fällen aus einteiligen Büchsen bestehen, bei zu erwartenden Abnutzungen oder bei der Notwendigkeit der Einstellung aber meist dreiteilig und durch Keile, Abb. 1581 oder Schrauben, Abb. 1582, nachstellbar gemacht werden. Schwierig ist die Schmierung solcher Halslager — sofern nicht ein Ölbad ausgebildet werden kann —, weil das Öl durch die Schalenkanten abgeschabt wird. Pockholzschalen, die man an Wasserturbinen gern verwendet, weil sie schon durch das Wasser genügend geschmiert werden, trennt man durch Blechplatten von den Keilen, Abb. 1581, damit sich diese nicht in die Holzschalen einfressen.

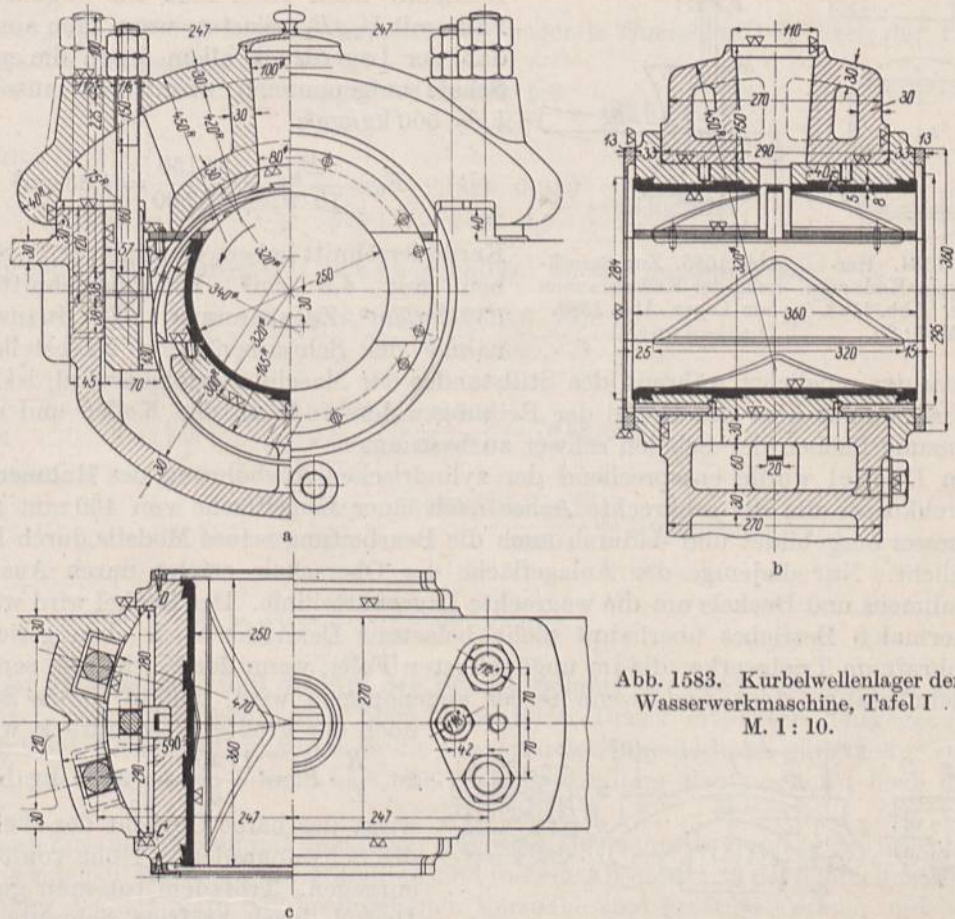


Abb. 1583. Kurbelwellenlager der Wasserwerkmaschine, Tafel I.  
M. 1 : 10.

#### f) Berechnungsbeispiel.

Kurbelwellenlager der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Auf Seite 652 wurde für den Wellenzapfen ein Durchmesser  $d = 250$  und eine Länge  $l = 360$  mm ermittelt. Das Lager, Abb. 1583, hat vierteilige Schalen aus Gußeisen von 35 mm Stärke mit einem Weißmetallausguß von 8 mm Dicke und besitzt Ringschmierung. Die Schmiernuten führen das Öl immer wieder der Schalenmitte zu. Das an den Enden austretende Öl wird durch Spritzringe, die an der Welle und an der Kurbelnabe sitzen, Abb. 1298, in zwei an die Schalen angeschraubte Ölfangringe und von da durch Bohrungen in den Ölraum zurückgeleitet. Damit sich die Welle bei Wärmeschwankungen ausdehnen kann, sind zwar die Lager auf der Hoch- und Niederdruckseite der Maschine gleich, die Zapfen-



lauffläche auf der einen Seite dagegen um 1 mm länger gehalten, vgl. Abb. 1325. Oft wird zu dem Zwecke auch eine der Lagerschalen etwas schmaler, die Welle dagegen symmetrisch ausgeführt. Für die Nachstellung der mittleren Schalen sind Stahlgußkeile mit  $\frac{1}{10}$  Neigung vorgesehen, die an der um die senkrechte Achse ausgedrehten Lagerhöhlung anliegen und durch Hammerschrauben angezogen werden. Sie können nach Abb. 1584 zu vieren zusammengegossen, am äußeren Umfang zylindrisch, der Lagerhöhlung von 470 mm Durchmesser entsprechend, an den oberen und unteren Flächen aber eben abgedreht werden und bieten neben einfacher Herstellung den Vorteil, daß sie den Schalen eine gewisse Selbsteinstellung gewähren. Die schrägen Druckflächen werden auf der Stoßmaschine bearbeitet, auf der auch die vier Keile voneinander getrennt werden können. Ohne Rücksicht auf die Reibung sind die Keilschrauben während des Betriebes nach Abb. 1585 im ungünstigsten Falle mit  $\frac{1}{10} B_h$  belastet, wenn man annimmt, daß der Lagerdruck allein durch die mittlere Schale aufgenommen wird. Sie müssen bei  $k_z = 500 \text{ kg/cm}^2$ :

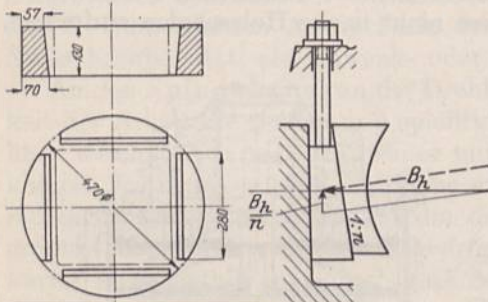


Abb. 1584. Herstellung der Keile zum Lager; Abb. 1583. M. 1 : 20.

Abb. 1585. Zur Berechnung der Keilschrauben am Lager, Abb. 1583.

Reibung sind die Keilschrauben während des Betriebes nach Abb. 1585 im ungünstigsten Falle mit  $\frac{1}{10} B_h$  belastet, wenn man annimmt, daß der Lagerdruck allein durch die mittlere Schale aufgenommen wird. Sie müssen bei  $k_z = 500 \text{ kg/cm}^2$ :

$$F_0 = \frac{B_h}{10 \cdot k_z} = \frac{24150}{10 \cdot 500} = 4,83 \text{ cm}^2$$

Kernquerschnitt haben. Gewählt:  $1\frac{1}{8}$ ''-Schrauben mit  $4,5 \text{ cm}^2$  Kernquerschnitt und  $537 \text{ kg/cm}^2$  Zugspannung. Die Inanspruchnahme der Schrauben beim Nachstellen der

Schalen, das möglichst während des Stillstandes der Maschine erfolgen wird, ist wegen der Unsicherheit über die Größe der Reibungswiderstände an den Keilen und an den Begrenzungsflächen der Schalen schwer zu bestimmen.

Der Deckel wurde entsprechend der zylindrischen Ausbohrung des Rahmenraums als Drehkörper um die senkrechte Achse nach einer Kugelfläche von 450 mm Außenhalbmesser ausgebildet und dadurch auch die Bearbeitung seines Modells durch Drehen ermöglicht. Nur diejenige der Anlagefläche der Oberschale erfolgt durch Ausbohren des Rahmens und Deckels um die wagrechte Lagermittellinie. Der Deckel wird während des normalen Betriebes überhaupt nicht belastet. Denn der nach oben gerichteten Seitenkraft im Triebwerke, die im ungünstigsten Falle, wenn der Kurbelarm senkrecht zur Schubstange steht und, wenn ferner angenommen wird, daß in dieser Stellung noch der größte Kolbendruck wirksam

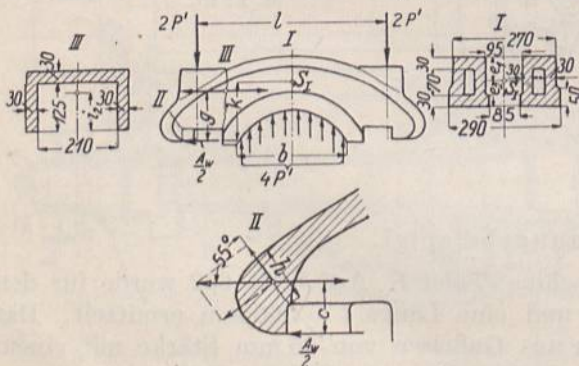


Abb. 1586. Zur Berechnung des Lagerdeckels.

ist,  $\frac{R}{L} \cdot P_n = \frac{17400}{5} = 3480 \text{ kg}$  beträgt,

wirkt das halbe Gewicht der Welle und des Schwungrades in Höhe von 3650 kg entgegen. Trotzdem tut man gut, den Deckel durch kräftige Schrauben festzuhalten. Es sind vier Stück von  $1\frac{1}{2}$ '' Durchmesser gewählt.

Den Deckel bildet man nun zweckmäßigerweise so aus, daß er den Kräften, die die Schrauben aufnehmen können, ebenfalls standhält. Querschnitt I über der Lagermitte ist dementsprechend

auf Biegung nach Abb. 1586 zu berechnen. Bei  $k_z = 500 \text{ kg/cm}^2$  Zugspannung im Kernquerschnitt  $F_0$  können die Schrauben je:

$$P' = F_0 \cdot k_z = 8,39 \cdot 500 = 4195 \text{ kg}$$



aushalten. Dabei wird die Biegebeanspruchung in der äußeren Faser des Querschnittes *I*:

$$\sigma_b = 2 \cdot P' \frac{\left[ \frac{l}{2} - \frac{b}{4} \right] \cdot e_1}{J_I} = \frac{2 \cdot 4195 [24,7 - 7,1] \cdot 6,8}{3296} = + 304 \text{ kg/cm}^2,$$

was noch zulässig erscheint.  $e_1$  und  $J_1$  wurden in bekannter Weise an dem daneben skizzierten Querschnitt unter Ersatz der bogenförmigen Außenbegrenzung durch gerade Linien ermittelt.

Der Deckelrand greift über die Zentrierleiste am Rahmen und verstärkt das Lager, indem er bei guter Passung einen Teil des Lagerdrucks aufnimmt. Berechnet man den Rand, um ein Urteil über seine Widerstandsfähigkeit zu bekommen, unter der sehr ungünstigen Annahme, daß an seiner Unterkante die Kraft  $\frac{A_w}{2}$ , Abb. 1586, angreife (wegen  $A_w$  vgl. S. 653), so wird der unter  $55^\circ$  liegende Querschnitt *II* nach der Theorie der geraden Balken mit:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot A_w \cdot c}{2 b h^2} = \frac{6 \cdot 23820 \cdot 5,3}{2 \cdot 27 \cdot 5,7^2} = 432 \text{ kg/cm}^2$$

und mit:

$$\sigma_z = \frac{A_w \sin 55^\circ}{2 \cdot b \cdot h} = \frac{23820 \cdot 0,819}{2 \cdot 27 \cdot 5,7} = 63 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht. Querschnitt *III* hat auszuhalten: an der inneren Faser:

$$\sigma_b = \frac{A_w \cdot g \cdot i_2}{2 \cdot J_3} = \frac{23820 \cdot 12,8 \cdot 10,3}{2 \cdot 3380} = 465 \text{ kg/cm}^2$$

und

$$\sigma_z = \frac{A_w}{2f} = \frac{23820}{2 \cdot 156} = 76 \text{ kg/cm}^2;$$

Querschnitt *I*:

$$\sigma_b = \frac{A_w \cdot k \cdot e_2}{2 \cdot J_1} = \frac{23820 \cdot 14,1 \cdot 6,3}{2 \cdot 3350} = 316 \text{ kg/cm}^2$$

und

$$\sigma_z = \frac{A_w}{2f} = \frac{23820}{2 \cdot 202} = 59 \text{ kg/cm}^2.$$

Dabei ist zu beachten, daß die Art der Beanspruchung der oben berechneten, nämlich der durch einen senkrecht nach oben gerichteten Druck erzeugten, entgegengesetzt gerichtet ist. Konstruktiv kann man die Inanspruchnahme dadurch günstiger gestalten, daß man den Hebelarm  $k$  klein hält, die Rahmenwandung also möglichst hoch hinaufzieht.

Die im Zusammenhang mit dem Lager wichtigen Querschnitte *I* und *II* des in Abb. 1699 wiedergegebenen Rahmens der Maschine sind in dem Abschnitt 22 nachgerechnet. Unter Beachtung der auf Seite 869 besprochenen Versuche sind kräftige Formen und bei der Berechnung nach der Theorie der geraden Balken niedrige Beanspruchungen, namentlich im Querschnitt *I*, geboten.

## B. Gleitstützlager.

Der Einteilung der Stützzapfen entsprechend, unterscheidet man Stützlager mit einer vollen oder einer ringförmigen Lauffläche, Abb. 1587 und 1588 und Kammlager mit mehreren ringförmigen Stützflächen, Abb. 1589. Für ihre Durchbildung und Beurteilung gilt neben den auf Seite 841 für Traglager aufgeführten Gesichtspunkten 1, 5, 6 und 7 noch der, daß die Achse der Stützflächen mit der Drehachse zusammenfallen muß, daß insbesondere ebene Flächen genau senkrecht zur Drehachse







Die Einstellbarkeit der Stützflächen, die u. a. an Wasserturbinen wegen der Einhaltung des Spiels zwischen den Rädern oder wegen des richtigen Kämmens der Zahnräder gefordert wird, wird durch Blechscheiben *B*, Abb. 1590, bewirkt oder durch ein Gewinde auf dem Zapfenträger, Abb. 1588, in einfachen Fällen, wie in Abb. 1157, auch durch eine Stellschraube.

Bei wechselnder Druckrichtung bedingt die Abnutzung ein Zunehmen des Spiels und damit das Auftreten von Stößen. Es empfiehlt sich dann, für jede der Richtungen ein besonderes Drucklager vorzusehen und diese gegeneinander einstellbar zu machen.

Treten neben größeren axialen Kräften radiale auf, so ist ihre Aufnahme in getrennten Lagern grundsätzlich anzustreben, schon um die Ursachen auftretender Störungen leichter und sicherer feststellen zu können.

Ausführungsbeispiele. Einige einfache Bauarten sind in Abb. 1153, 1154 und 1157 für stehende Wellen, in Abb. 1190 und 1191 in Anwendung auf Schneckentriebe dargestellt und dort näher beschrieben.

Das Lager zu dem auf Seite 678 berechneten Stützzapfen für eine Welle von 150 mm Durchmesser bei 5000 kg Belastung und 200 Umdrehungen in der Minute ist in Abb. 1588 durchgebildet. Die Rechnung verlangt lediglich eine Breite des Zapfens von 5,55 cm, während die Wahl der Durchmesser freisteht. Im vorliegenden Falle wird der Innendurchmesser durch die Wand des Ölbehälters, in dem der Zapfen läuft, zu etwa 185 mm bestimmt, woraus ein mittlerer Durchmesser  $d_m = 245$  mm folgt, wenn die Ringkanten um je 2 mm gebrochen werden und der Ring  $b = 56$  mm breit ausgeführt wird. Das Brechen der Kanten ist nicht allein an der Lauffläche zu empfehlen, damit Beschädigungen und Ausbeulungen bei etwaigem unvorsichtigem Aufsetzen der Ringe verhütet werden, sondern auch an allen übrigen Kanten, um Rissen beim Härten vorzubeugen. Besonders sorgfältig müssen die Ölnuten abgerundet werden, um dem Öl den Zutritt zu den Laufflächen zu erleichtern. Die Dicke der stählernen Laufringe von im Mittel 30 mm ist durch die Bohrungen im unteren Ring gegeben, durch welche das in den Schmiernuten nach außen geförderte Öl wieder ergänzt und ein Ölkreislauf erzeugt wird. Wesentlich dünnere Scheiben würden sich beim Härten leicht verziehen oder brechen. Der untere Ring ist kugelig abgedreht und beim Laufen durch einen Stift am Mitgenommenwerden verhindert. Der obere ist scheibenförmig und durch zwei Schrauben an der Unterfläche der Mutter befestigt, damit er beim Auseinandernehmen nicht abfallen kann. Die Mutter ist reichlich hoch gehalten, um die Gewähr zu haben, daß die Lauffläche des oberen Ringes genau senkrecht zur Wellenachse steht. Zur Einstellung der Höhe nach dient Trapg  $150 \times 6$  nach DIN 378, vgl. S. 216. Eine Feinnachstellung um je  $\frac{1}{5}$  mm ist dadurch erreicht, daß, wie der Grundriß zeigt, in der Mutter fünf, in der Welle dagegen sechs Nuten für den Steckkeil *S* vorgesehen sind.

Beim Umstecken des Keiles in den nächsten Schlitz muß die Mutter um  $\frac{1}{5} \cdot \frac{1}{6} = \frac{1}{30}$  des Umfanges oder um  $\frac{2}{10}$  mm angezogen oder nachgelassen werden. Das Einstoßen der Längsnuten in der Mutter ist durch eine ringsumlaufende Nut *N* erleichtert, während diejenigen in der Welle so lang sind, daß sie auch bei der höchsten Lage noch ausreichen. Zum Verstellen dient ein auf das Sechskant am Wellenende aufzusetzender Schlüssel, während die Mutter durch einen zweiten festgehalten wird. Das Tropf-schmiergefäß *T* führt während des Betriebes neues Öl zu, überschüssiges fließt über die Innenkante des Öltroges zu dem unter dem Stützlager liegenden Halslager. Zum Schutz gegen Schmutz und Staub ist die Kappe *K* vorgesehen.

Nachrechnung des Auflagedrucks an der Lauffläche unter Berücksichtigung der sechs Schmiernuten von 10 mm Breite und der beiden Löcher für die Schraubenköpfe:

$$p = \frac{P}{\pi \cdot d_m \cdot b - 6 \cdot b \cdot 1 - 2 \frac{\pi}{4} \cdot 2,5^2} = \frac{5000}{\pi \cdot 24,5 \cdot 5,6 - 6 \cdot 5,6 \cdot 1 - 2 \cdot 4,90} = 12,9 \text{ kg/cm}^2.$$



Flächendruck im Gewinde. Auflagefläche eines Gewindeganges bei 2,5 mm Tiefe:

$$f_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (15^2 - 14,5^2) = 11,6 \text{ cm}^2.$$

Zahl der Gewindegänge unter Abzug der Ringnut:

$$z = \frac{H - 10}{h} = \frac{120 - 10}{6} = 18,3.$$

Abzug für die sechs Keilnuten:

$$6 \cdot 2,1 \cdot 0,25 \cdot 10,7 = 33,7 \text{ cm}^2.$$

$$p = \frac{P}{z \cdot f_0 - 40,4} = \frac{5000}{18,3 \cdot 11,6 - 33,7} = 28 \text{ kg/cm}^2.$$

Schlüssellänge zum Einstellen der Welle bei  $P = 5000 \text{ kg}$  Last. Bei einem mittleren Halbmesser  $r = 7,35 \text{ cm}$  der Schraubengänge folgt der Steigungswinkel  $\alpha$  der Schraube aus:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi \cdot r} = \frac{0,6}{2\pi \cdot 7,35} = 0,0130; \quad \alpha = 0^\circ 45'$$

und bei einem Reibungswinkel  $\varrho = 5^\circ 40'$  ( $\mu = 0,1$ ) das zum Anziehen der Spindel nötige Drehmoment nach (99):

$$M_d = P \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = 5000 \cdot 7,35 \cdot \operatorname{tg}(45' + 5^\circ 40') = 4130 \text{ kgcm}.$$

Stehen zwei Mann zum Anziehen zur Verfügung, deren jeder  $P_0 = 15 \text{ kg}$  Umfangskraft ausübe, so muß die Länge  $L$  des Schlüssels, Abb. 1588 oben:

$$L = \frac{M_d}{2 P_0} = \frac{4130}{2 \cdot 15} = 138 \text{ cm}$$

sein. Ausgeführt: doppelarmiger Schlüssel mit 1,7 m gesamter Länge.

Abb. 1587 gibt einen Oberwasserturbinenzapfen von J. M. Voith, Heidenheim, wieder. Das Laufrad hängt an der äußeren gußeisernen Hohlwelle  $W$  und wird durch die darin liegende, ruhende Tragstange  $T$  abgestützt. Auf  $T$  sitzt der gußeiserne, als Ölbehälter ausgebildete Topf für die untere feste Linse. Der Laufzapfen aus Stahl ist kegelig in die flußtählerne Stellschraube eingesetzt und dort eingeschliffen. Zur Zuführung des Schmiermittels sind beide der Länge nach durchbohrt. Das Öl des Topfes wird durch die Bohrungen in der Linse zur Zapfenmitte geleitet und durch Schmiernuten nach außen befördert. Frisches Öl fließt von einem Schmiergefäß auf der Stellschraube zu. Die untere Linse ist durch eine Kopfschraube im Öltopf gehalten, damit sie beim Herausnehmen des Zapfens infolge der Adhäsion der Ölschicht nicht hängen bleibt, später aber abfällt. Auf gute Abdichtung dieser Schraube wie auch der Ablassöffnung ist besonderer Wert zu legen, um das Leerlaufen des Öltroges zu verhüten.

Das Muttergewinde für die Stellschraube liegt in einer Tragmutter  $M$ , die mit einem Bajonettverschluß in die Hohlwelle  $W$  eingesetzt, in dieser genau zentriert und durch zwei Kopfschrauben gesichert ist. Sie ist eingeschaltet zwecks Vermeidung des Gewindes in der gußeisernen Welle  $W$ . Auf das obere Ende der Stellschraube ist noch ein Kopf zum Anheben der Turbine aufgeschraubt. Die ziemlich vierteilige Bauweise erfordert eine sehr sorgfältige und genaue Ausführung, insbesondere des oberen Bajonettverschlusses, wenn die Zapfenfläche nicht schief sitzen und zu Störungen Veranlassung geben soll. Um von der Hohlecke in der Wellenausdrehung für die Bajonettnasen, die nicht völlig scharf ausgedreht werden können, unabhängig zu sein, ist der Nasendurchmesser etwas kleiner als der der Ausdrehung gehalten.

Abb. 1589 gibt ein normales Kammlager für Triebwerkwellen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G. wieder. Zwischen den drei Kämmen laufen zwei Schmierringe, die das Öl zu den Laufflächen heben. Die Kämme werden durch exzentrisch



eingedrehte kreisförmige Nuten  $N$  mit Öl benetzt, das durch Bohrungen in den tiefsten Punkten der Laufflächen wieder zum Ölraum unter dem Lager zurückfließt.

Die Lager zur Aufnahme der bedeutenden Schraubendrucke großer Schiffe werden nach Abb. 1591 aus einzelnen Bügeln zusammengesetzt. Die Druckwelle, der Auswechslung wegen meist als kurzes besonderes Wellenstück ausgebildet, läuft in zwei Traglagern an den Enden eines Troges, der das Drucklager aufnimmt. Die mit Wasserkühlung versehenen und an den Laufflächen mit Weißmetall ausgefütterten Bügel sind auf zwei Spindeln gereiht, auf denen sie durch Muttern und Gegenmutter genau eingestellt werden, von denen sie aber auch beim Warmlaufen oder bei Beschädigungen zwecks Auswechslung leicht einzeln abgenommen werden können, da sie die Welle und die Spindeln nur von oben her umfassen. Von den Spindeln wird die Druckkraft durch lange Augen auf den Trog, von da auf den Schiffskörper übertragen.

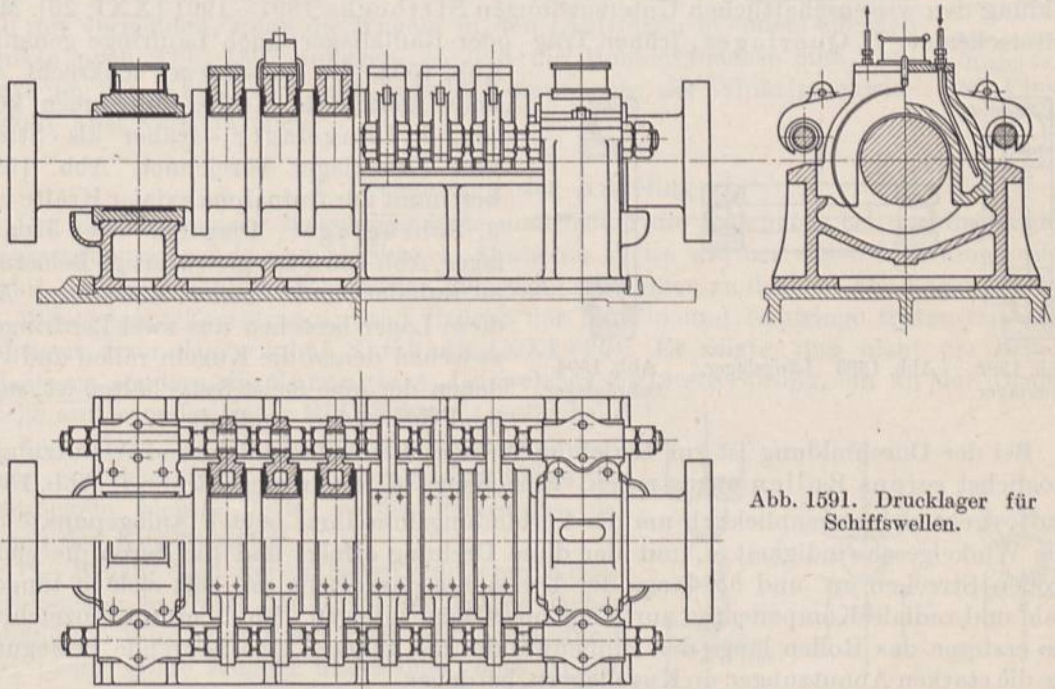


Abb. 1591. Drucklager für Schiffswellen.

Eine wesentliche Verbesserung dieser Drucklager stellt das „Einringdrucklager“ von Michell dar, bei welchem die Stützfläche in eine Anzahl kurzer Druckstücke zerlegt ist, die durch Schrauben so gestützt sind, daß sie sich beim Laufen etwas schräg zum Druckring stellen und so die keilige Ölschicht bilden, die für das Zustandekommen reiner Flüssigkeitsreibung notwendig ist. (Vgl. S. 681.) An den Druckstücken, Abb. 1134, die in einer ringförmigen Ausdehnung radial festgehalten sind, greifen die Stützschrauben etwas hinter der Mitte im Sinne der durch Pfeile angedeuteten Laufrichtung des Zapfens an. Das Drucklager ist zusammen mit dem unmittelbar daneben angeordneten Halslager zur sicheren Führung des Rings in ein Ölbad gelegt, das durch die Stopfbüchsen an den beiden Enden ermöglicht wird. Die Michell-Lager finden in neuerer Zeit auf Schiffen, aber auch an Wasserturbinen zunehmende Anwendung und haben sich schon bei Wellenleistungen bis zu 25000 PS bewährt. Nach dem Taschenbuch der Hütte gestatten sie den Flächendruck bei 2 m/sek Umlaufgeschwindigkeit auf 20 gegenüber höchstens 5,5 kg/cm<sup>2</sup> bei den älteren Drucklagern zu erhöhen. Die Reibungszahl wird mit 0,0015 gegenüber 0,03 angegeben.



## II. Wälzlager.

Der Grundgedanke der Wälz- oder Kugel- und Rollenlager ist, die gleitende Reibung gewöhnlicher Zapfenlager durch rollende zu ersetzen und dadurch die Laufwiderstände auf ein möglichst geringes Maß zu bringen. Dabei ergeben sich als weitere Vorteile: leichtes Anlaufen, geringe Abnutzung und verminderter Schmiermittelverbrauch, sowie kurze Baulänge. Nachteile sind: die größeren Kosten, geringere Betriebssicherheit bei Stößen, unter Umständen starke Geräusche.

### A. Kugellager.

#### 1. Arten und Grundlagen der Kugellager.

Die Kugellager verdanken ihre Entstehung dem Fahrradbau, ihre heutige Ausbildung den wissenschaftlichen Untersuchungen Stribecks 1897—1901 [XXI, 20]. Man unterscheidet: 1. Querlager, früher Trag- oder Radiallager, auch Laufringe genannt,

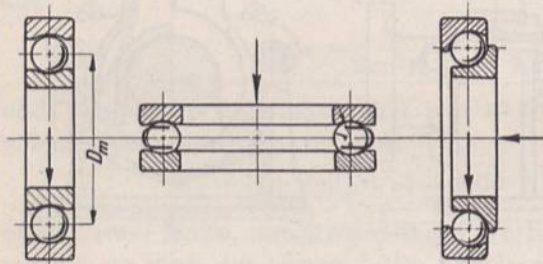


Abb. 1592. Querlager.

Abb. 1593. Längslager.

Abb. 1594. Schräglager.

Abb. 1592, die vorwiegend senkrecht zur Achse gerichtete Kräfte aufnehmen können, 2. Längslager, früher als Stütz- oder Drucklager bezeichnet, Abb. 1593, bestimmt zur Aufnahme axialer Kräfte und 3. Schräglager, Diagonal- oder Konuslager, Abb. 1594, für gleichzeitige Belastung in radialer und axialer Richtung. Alle diese Lager bestehen aus zwei Laufringen, zwischen denen die Kugeln rollen und von denen der eine meist festgehalten ist, während der andere umläuft.

Bei der Durchbildung ist zur Erzielung geringer Laufwiderstände und Abnutzungen möglichst reines Rollen anzustreben. Eine Kugel  $K$ , die in einer Rinne  $I$ , Abb. 1595, läuft, dreht sich augenblicklich um die Verbindungslinie ihrer beiden Anlagepunkte  $ab$ . Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , mit der diese Drehung erfolgt und die durch die gleich großen Strecken  $aa'$  und  $bb'$  längs der Drehachse dargestellt sei, läßt sich in tangentielle und radiale Komponenten zur Kugeloberfläche zerlegen. Von diesen kennzeichnen die ersteren das Rollen längs der Rinnenwände, die anderen eine bohrende Bewegung, die die starken Abnutzungen an Kugellagern, bei denen die Kugeln nach Abb. 1596 in vier Punkten  $abcd$  an den Laufringen anliegen, erklärt. Theoretisch findet zwar in dem Falle, daß sich die Verbindungslinien der Anlagepunkte  $ab$  und  $cd$  auf der Lagerachse  $mm$  schneiden, reines Rollen statt. Denn bei der Annahme, daß der untere Ring stillsteht, der obere sich dagegen mit einer Winkelgeschwindigkeit  $\omega_1$  um  $mm$  dreht, würde die Geschwindigkeit der Punkte  $c$  und  $d$  bei reinem Rollen  $v_c = r_c \cdot \omega_1$  und  $v_d = r_d \cdot \omega_1$  sein. Faßt man andererseits die Bewegung der Kugel als Momentandrehung um die Achse  $ab$  auf, die mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_2$  erfolge, so wird:

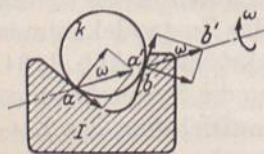


Abb. 1595. Kugel in einer Rinne.

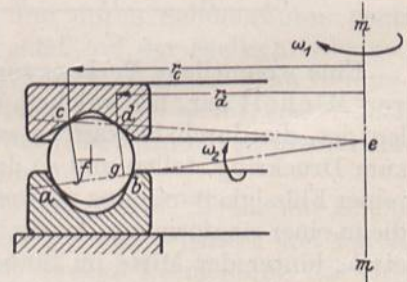


Abb. 1596. Kugellager mit Vierpunktberührung.

Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_2$  erfolge, so wird:

$$v_c = \overline{fc} \cdot \omega_2 \quad \text{und} \quad v_d = \overline{gd} \cdot \omega_2,$$

wenn  $\overline{fc}$  und  $\overline{gd}$  die Längen der von  $c$  und  $d$  auf die Drehachse  $ab$  gefällten Lote sind. Aus der Bedingung für die reine Rollbewegung, daß nämlich  $r_c \cdot \omega_1 = \overline{fc} \cdot \omega_2$  und



$r_a \cdot \omega_1 = \overline{gd} \cdot \omega_2$  sein muß, folgt durch Division:

$$\frac{r_c}{r_a} = \frac{\overline{fc}}{\overline{gd}},$$

eine Beziehung, die nur erfüllt werden kann, wenn die Dreiecke  $cfe$  und  $dge$  geometrisch ähnlich sind, also eine gemeinsame Spitze  $e$  auf der Achse  $mm$  haben. Praktisch sind aber derartige Lager unbrauchbar, weil sich die Kugeln durch die Belastung in die Laufbahnen eindrücken und nicht mehr in Punkten, sondern in Flächen anliegen, deren äußere Teile infolge der oben erwähnten bohrenden Bewegung gleiten müssen. Dadurch entstehen Beschädigungen an den Kugeln und an den Laufbahnen, die sich durch Streifen- und Riefenbildungen bemerkbar machen und die namentlich bei raschem Laufe durch die größere Erwärmung infolge der gleitenden Reibung sehr verstärkt werden. Die Übelstände lassen sich nur vermeiden, wenn die Kugeln in den Laufbahnen in einem einzigen Punkte nach Abb. 1597 anliegen, so daß die Momentanachse eine Tangente an der Kugel wird, die radiale Komponente der Winkelgeschwindigkeit aber verschwindet.



Abb. 1597.  
Kugel in  
einem Punkte  
anliegend.

## 2. Berechnung der Kugellager.

Der Berechnung der Kugellager legte man früher die Bruchlast, bei der die Kugeln zersprangen, zugrunde und glaubte, in ähnlicher Weise wie bei vielen Maschinenteilen  $\frac{1}{8}$  bis  $\frac{1}{10}$  der Bruchlast als zulässige Belastung annehmen zu dürfen. Die Lager führten zu Mißerfolgen; Zerstörungen und Brüche der Kugeln und Laufbahnen traten ein. Die richtigen Grundlagen schuf Stribeck [XXI, 20]. Er zeigte, daß nicht die Bruchbelastung, sondern die Sprunglast, bei welcher der erste Sprung, ein an der Druckfläche auftretender feiner Riß, entsteht, maßgebend ist und setzte danach die zulässige Belastung fest. Denn zur Zerstörung der Lager genügt schon das Abbröckeln kleiner Teile; es ist keineswegs der Bruch der Kugeln nötig.

Die Bruch- und Sprunglasten sind vom Kugeldurchmesser und von der Form der Auflageflächen abhängig. Wird eine Kraft nach Abb. 1598 durch drei gleich große Kugeln übertragen, eine Anordnung, die auf die Anregung von Stribeck hin zur Prüfung von Kugeln verwendet wird, weil sie von dem Werkstoff und der Form etwaiger Preßstempel unabhängig ist, so findet die Berührung längs erhabener Flächen, also unter sehr ungünstigen Umständen statt. Bruch- und Sprunglasten liegen niedrig. Je mehr sich die Auflageflächen den Kugeln anschmiegen, desto günstiger werden die Übertragungsverhältnisse. Daher die zunehmende Belastung bei ebenen und hohlen Druckflächen, Abb. 1599 und 1600.

Die mittlere Pressung  $p_m$  an der Berührungsstelle zweier Kugeln vom Durchmesser  $d_1$  und  $d_2$ , die mit  $P_0$  kg aufeinandergedrückt werden und deren Baustoff die Dehnungszahl  $\alpha$  hat, beträgt nach Hertz:

$$p_m = 0,411 \sqrt[3]{\frac{P_0}{\alpha^2} \left( \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)^2}. \quad (466)$$

Stribeck fand die Formel bei Versuchen innerhalb der Elastizitätsgrenze in sehr guter Übereinstimmung mit der Wirklichkeit. Für gleich große Kugeln wird mit  $d_1 = d_2 = d$ :

$$p_m = 0,652 \sqrt[3]{\frac{P_0}{\alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}}. \quad (467)$$

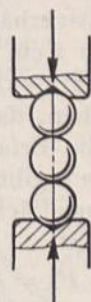


Abb. 1598.  
Kugel-  
prüfung nach  
Stribeck.



Abb. 1599.  
Kugel zwi-  
schen ebenen  
Flächen.



Abb. 1600.  
Kugel in  
Laufbahnen.



Bei der Berührung einer Kugel vom Durchmesser  $d_1 = d$  mit einer ebenen Platte ( $d_2 = \infty$ ) folgt:

$$p_m = 0,411 \sqrt[3]{\frac{P_0}{\alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}} = 0,652 \sqrt[3]{\frac{P}{4 \cdot \alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}}. \quad (468)$$

Liegt die Kugel vom Durchmesser  $d_1 = d$  in einer Hohlkugelfläche vom Durchmesser  $d_2 = -2d_1$ , so beträgt die mittlere Pressung:

$$p_m = 0,259 \sqrt[3]{\frac{P_0}{\alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}} = 0,652 \sqrt[3]{\frac{P}{16\alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}}. \quad (469)$$

Sollen an Kugeln vom gleichen Durchmesser in den drei Fällen gleich große Pressungen entstehen, so müssen sich die Belastungen wie 1:4:16 verhalten; mit anderen Worten, eine Kugel in einer Hohlfläche vom doppelten Halbmesser darf 16mal höher belastet werden als zwei gleich große, unmittelbar aufeinandergepreßte und 4 mal höher als eine Kugel auf einer ebenen Lauffläche.

Löst man die Gleichung (467) nach  $P_0$  auf:

$$P_0 = \frac{p_m^3}{0,652^3} \cdot \alpha^2 \cdot d^2, \quad (470)$$

so wird der Beiwert von  $d^2$  für eine bestimmte Höhe der Pressung unveränderlich, so daß die Gleichung die Form  $P_0 = \text{konst} \cdot d^2$  annimmt. Unter der Voraussetzung gleicher Beanspruchung der Kugeln darf also die Belastung verhältnismäßig dem Quadrat der Kugeldurchmesser steigen und daher auch die zulässige Belastung  $P_0$  einer einzelnen Kugel nach der Formel:

$$P_0 = k \cdot d^2 \quad (471)$$

gewählt werden.  $k$  ist eine vom Baustoffe, dem Härtezustande und der Laufrinnenform, aber auch von den Betriebsverhältnissen des Lagers abhängige Zahl, die die zulässige Belastung einer Kugel von 1 cm Durchmesser angibt, da für  $d = 1$  cm  $k = P_0$  folgt.  $k$  wird als zulässige spezifische Belastung bezeichnet.

Hierbei ist hervorzuheben, daß die Druckbeanspruchung an der Berührungsstelle bei den üblichen, durch die Erfahrung erprobten Zahlen für  $k$  die Elastizitätsgrenze überschreitet. Beispielweise ergibt Formel (471) für eine Stahlkugel von 20 mm Durchmesser, die in einer Hohlkugelfläche von 40 mm Durchmesser liegt, bei einer spezifischen Belastung mit  $k = 50$  oder

$$P_0 = k \cdot d^2 = 50 \cdot 2^2 = 200 \text{ kg Druck}$$

eine mittlere Pressung an der Berührungsstelle von:

$$p_m = 0,259 \sqrt[3]{\frac{P}{\alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}} = 0,259 \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 2100000^2}{1 \cdot 2^2}} = 15650 \text{ kg/cm}^2,$$

während nach Druckversuchen an gehärteten Stahlzylindern die Elastizitätsgrenze schon bei etwa 9000 kg/cm<sup>2</sup> liegt. Daß in dem Falle Belastungen über die Elastizitätsgrenze hinaus dauernd ohne Veränderung der Kugelform möglich sind, läßt sich dadurch erklären, daß die von den hohen Spannungen betroffenen Stellen als allseitig eingeschlossene Körper betrachtet werden müssen, die bei der Entspannung ihre ursprüngliche Form wieder annehmen.

Die Elastizitätslehre zeigt, daß neben der oben berechneten, senkrecht zur Oberfläche wirkenden Druckspannung  $p_m$  noch rechtwinklig dazu gerichtete Druckspannungen entstehen, die die volle Ausbildung der  $p_m$  entsprechenden Formänderungen verhindern. Nach Mohr kommt für die Beurteilung der Inanspruchnahme der Unterschied der größten und der kleinsten der drei Hauptspannungen, der im vorliegenden Falle etwa  $\frac{1}{6} p_m$  beträgt, in Frage.

Während nun die Beanspruchung der Kugeln um so günstiger wird, je mehr sich die Laufrinnen den Kugeloberflächen anschmiegen, werden die Reibungsverhältnisse



um so ungünstiger. Ein Lager mit einer die Kugeln nach Abb. 1601 umschließenden Lauffläche würde große Tragfähigkeit besitzen, aber wegen der starken gleitenden Reibung nicht betriebsbrauchbar sein. Mit steigender Anschmiegun g nimmt die Reibung zunächst langsam, die Belastungsfähigkeit dagegen rasch zu. Der richtige Mittelweg konnte nur durch Versuche gefunden werden, bei denen Stribeck als zweckmäßigsten Wert der Ausrundung der Laufri nnen  $r = \frac{2}{3} d$  feststellte. An Querlagern ist die Anschmiegun g in den beiden Ringen verschieden; während nach Abb. 1602 der äußere Ring sowohl in der Kugelebene wie in der senkrechten dazu vertieft ge krümmt ist, bietet der innere un günstigere Verhältnisse, da die Laufbahn in der Ringebene er haben ist. Abb. 1602 zeigt gleich zeitig stark vergrößert die ver schiedenen Druckflächen der Kugeln. Hierauf gründet sich der Vorschlag, am inneren Ring einen kleineren Krümmungshalb messer als am äußeren und zwar:

$$r_i = 0,52d, \quad r_a = 0,56d$$

zu wählen [XXI, 22].

Verteilung der Belastung auf die einzelnen Kugeln eines Lagers. Bei Längslagern, Abb. 1593, werden, genaue Herstellung, gleiche Größe der Kugeln und zentrische Kraftwirkung vorausgesetzt, alle Kugeln gleichmäßig belastet, so daß die Tragkraft  $P$  eines Stütz lagers durch die Zahl  $z$  der Kugeln und die Tragfähigkeit  $P_0$  einer einzelnen gegeben ist:

$$P = z \cdot P_0 = z \cdot k \cdot d^2. \tag{472}$$

Dagegen sind in einem mit  $P$  kg belasteten Querlager, Abb. 1603, nur die in der einen Hälfte befindlichen Kugeln und noch dazu verschieden hoch beansprucht. Mit

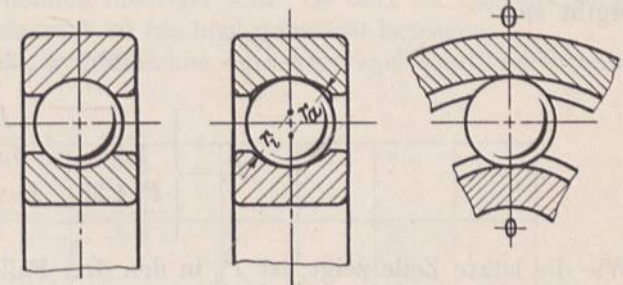


Abb. 1601. Kugel von Laufrinne umschlossen.

Abb. 1602. Kugellager.

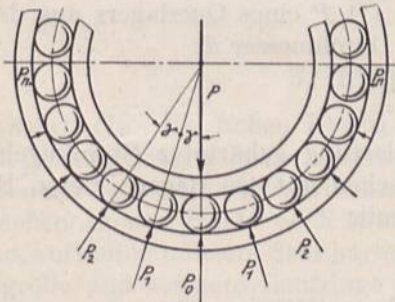


Abb. 1603. Verteilung der Drucke in einem Querlager.

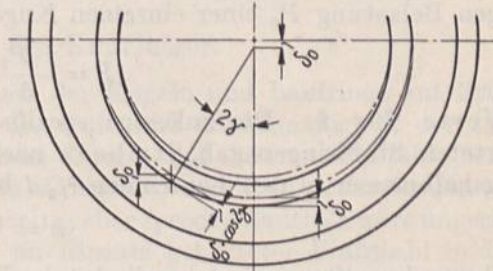


Abb. 1604. Zur Ermittlung der Druckverteilung in einem Querlager.

den Bezeichnungen der Abbildung verlangt die Gleichgewichtsbedingung in Richtung der Kraft  $P$ :

$$P = P_0 + 2P_1 \cos \gamma + 2P_2 \cos 2\gamma + \dots + 2P_n \cos n\gamma,$$

wobei  $n \cdot \gamma < 90^\circ$  sein muß. Durch die Belastung werden die Kugeln zusammengedrückt, dadurch aber die beiden Laufringe einander genähert. Beträgt die Annäherung nach Abb. 1604 in der Richtung der Kraft  $P_0$   $\delta_0$ , in Richtung von  $P_1$   $\delta_1$  cm usw., so muß unter der Voraussetzung, daß die Kreisform der Ringe erhalten bleibt,

$$\delta_1 = \delta_0 \cos \gamma, \quad \delta_2 = \delta_0 \cos 2\gamma \dots \quad \delta_n = \delta_0 \cos n \cdot \gamma \tag{473}$$

sein. Da weiterhin, wie Hertz gezeigt hat, zwischen den Kräften und Zusammen drückungen die Beziehung:

$$\frac{P_0^2}{P_1^2} = \frac{\delta_0^3}{\delta_1^3} \quad \text{oder} \quad P_1 = P_0 \left( \frac{\delta_1}{\delta_0} \right)^{2/3}$$



besteht, so folgt mit Hilfe der Gleichungen (473):

$$P_1 = P_0 \cdot \cos^{3/2} \gamma$$

und entsprechend:

$$P_2 = P_0 \cdot \cos^{3/2} 2\gamma \dots P_n = P_0 \cos^{3/2} n\gamma$$

oder

$$P = P_0 (1 + 2 \cos^{3/2} \gamma + 2 \cos^{3/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{3/2} n\gamma). \quad (474)$$

Für verschiedene Kugelzahlen  $z$ , und zwar:

$$z = \quad 10 \quad \quad 15 \quad \quad 20$$

ergibt sich:

$$\gamma = \frac{360^\circ}{z} = \quad 36^\circ \quad \quad 24^\circ \quad \quad 18^\circ$$

$$P_0 = \begin{cases} \frac{P}{2,28} & \frac{P}{3,44} & \frac{P}{4,58} \\ \frac{P \cdot 4,38}{z} & \frac{P \cdot 4,36}{z} & \frac{P \cdot 4,37}{z} \end{cases}$$

Wie die letzte Zeile zeigt, ist  $P_0$  in den drei Fällen, also für Kugelzahlen zwischen 10 und 20 rund  $\frac{P \cdot 4,37}{z}$ . Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß die Belastung der Scheitelkugel infolge des Spiels und der Formänderung der Ringe noch etwas größer wird, setzt Stribeck:

$$P_0 = \frac{5 \cdot P}{z}$$

Bei  
hat damit die Scheitelkugel:

$$z = 10 \quad 15 \quad 20$$

$$\frac{P}{2} \quad \frac{P}{3} \quad \frac{P}{4}$$

aufzunehmen. Umgekehrt erhält man die Tragkraft  $P$  eines Querlagers aus der zulässigen Belastung  $P_0$  einer einzelnen Kugel vom Durchmesser  $d$ :

$$P = \frac{z \cdot P_0}{5} = \frac{z \cdot k \cdot d^3}{5}. \quad (475)$$

Werte für  $k$ . Die zulässige spezifische Belastung gehärteter Stahlkugeln auf gehärteten Stahlringen gab Stribeck nach Versuchen mit Querlagern, deren Krümmungshalbmesser in den Laufrinnen  $\frac{2}{3}d$  betrug, mit:

$$k = 100,$$

für ebene, kegelförmige oder zylindrische Laufflächen mit:

$$k = 30 \dots 50$$

an. Neuerdings ist man auf das  $1\frac{1}{2}$ fache der Werte gegangen. Genauere, von den Umlaufzahlen  $n$  und Lagerabmessungen abhängige Zahlen gibt Ahrends [XXI, 23]. Rechnet man sie auf die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Kugeln um, die sich aus dem Durchmesser des Kugelmittlenkreises  $D_m$ , Abb. 1592, zu  $v = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{60}$  ergibt, so erhält man die in Abb. 1605 durch kleine Kreise hervorgehobenen Einzelwerte, die sich genügend genau nach der Kurve I zu einer einheitlichen Beziehung zwischen der Belastungszahl  $k$  und der mittleren Umfangsgeschwindigkeit  $v$  der Kugeln zusammenfassen lassen. Tatsächlich ist ja die letztere die gleiche wie die des umlaufenden Ringes und daher an ein und demselben Querlager bei der gleichen Drehzahl recht verschieden groß, je nachdem, ob der innere Ring umläuft und der äußere still steht oder ob der umgekehrte, ungünstigere Fall vorliegt. Der oben berechnete Wert für  $v$



ist der Mittelwert aus den beiden Fällen. Kurve *I* gilt für stoßfreien, Nebenbeanspruchungen nicht ausgesetzten Betrieb und für Rillenhalmesser  $r_i = 0,6d$  am inneren Laufringe.

Für Längslager, bei denen der Unterschied, ob der eine oder der andere Ring umläuft, wegfällt, ist Kurve *II* mit ihren schon bei geringen Geschwindigkeiten rasch sinkenden, durchweg beträchtlich niedrigeren Belastungszahlen maßgebend.

Kranhakenlager und ähnliche, selten oder ganz langsam laufende Lager können mit  $k = 220$  bis  $250$  berechnet werden.

Für stoßweisen Betrieb muß  $k$  erheblich niedriger sein. So darf für Gleisfahrzeuge bei sehr beschränkten Raumverhältnissen  $k$  80 bis höchstens 120 betragen.

An gußeisernen Kugeln auf ebenen, zylindrischen oder kegeligen Laufflächen kann  $k = 2,5$  gesetzt werden.

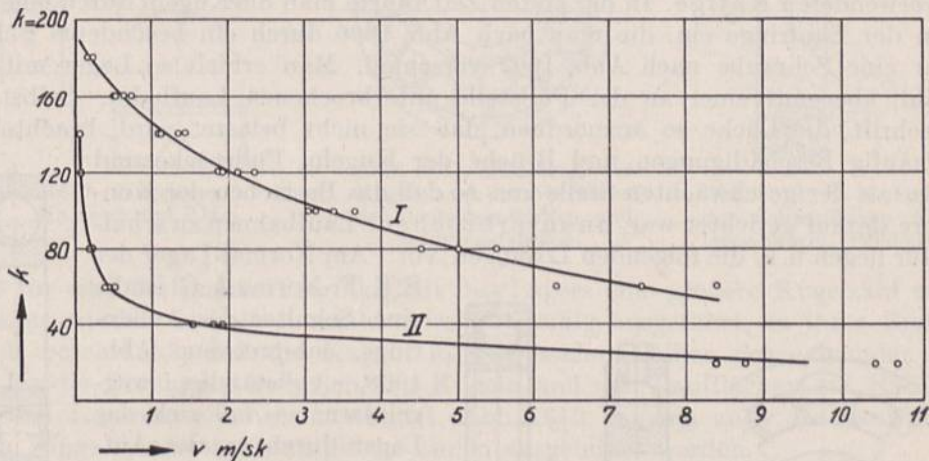


Abb. 1605. Zulässige Belastung  $k$  von Kugellagern in Abhängigkeit von der Umlaufgeschwindigkeit  $v$ . *I* für Querlager, *II* für Längslager.

### 3. Herstellung der Kugellager.

**Baustoffe.** Die hohen Beanspruchungen der Kugeln und Laufringe auf Flächen- und Volumen-Druck bedingen auch hohe Ansprüche an die Güte und Gleichmäßigkeit der zu verwendenden Baustoffe. Es werden insbesondere Chrom- und Chromnickelstähle benutzt, die neben großer Härte noch hinreichende Zähigkeit, der etwa auftretenden Stöße wegen, aufweisen müssen. Sehr harter, gleichzeitig aber spröder Baustoff wäre ungeeignet. Für große und schwere Laufringe kommt im Einsatz gehärteter Flußstahl in Frage, der billiger ist und infolge des weichen Kerns hohe Zähigkeit besitzt, der aber wegen der Spannungen und Verziehungen beim Härten leichter Ausschuß gibt und bedeutendere Nacharbeiten beim Fertigschleifen verlangt.

**Herstellung der Kugeln und Ringe.** Die Stücke für die einzelnen Kugeln werden aus Rundstahl abgeschnitten, kleinere kalt, größere warm in Gesenken zu Kugeln gepreßt oder geschmiedet und zur Beseitigung der Spannungen ausgeglüht. Dann schleift man die rohen Kugeln zwischen zwei mit konzentrischen Rillen versehenen Scheiben mit Öl und Schmirgel unter  $0,01$  bis  $0,02$  mm Zugabe auf den gewünschten Durchmesser vor. Die Scheiben laufen in entgegengesetztem Sinne um, während die Kugeln ständig von einer Rille zur anderen wandern. Hierauf werden sie sorgfältig gehärtet, fertiggeschliffen und poliert, auf Härte und Fehler nachgeprüft und äußerst genau der Größe nach getrennt, da die Verwendung nur gleicher Kugeln in ein und demselben Lager wegen der richtigen Verteilung der Kräfte und der gleichmäßigen Beanspruchung der Teile von größter Wichtigkeit ist. Fertige Kugeln werden z. B. von der Gußstahlkugelfabrik Fischer in Schweinfurt von  $1,5$  mm bis  $6'' = 152,4$  mm



Durchmesser mit 0,0025 mm Genauigkeit in bezug auf Größe und Rundung, von anderen Firmen zwischen 0,8 und 208 mm Durchmesser, geliefert.

Die Laufringe stanzt man aus Platten aus oder sticht sie von gezogenen Rohren ab oder schmiedet sie bei größeren Abmessungen vor, dreht und härtet sie dann. Die genaue Form wird wiederum durch Schleifen hergestellt, wobei besondere Sorgfalt auf konzentrische Lage der Lauf- und Mantelflächen und auf Parallelität der Rillen und Stirnflächen gelegt wird. Mantel- und Stirnfläche müssen genau senkrecht zueinander stehen, weil sonst Unregelmäßigkeiten beim Laufen unvermeidlich sind.

#### 4. Konstruktive Durchbildung der Kugellager.

Querlager. Die verschiedenen Ausführungen unterscheiden sich voneinander durch die Art des Einbringens der Kugeln und durch die Bauart der in den meisten Fällen verwendeten Käfige. In der ersten Zeit führte man die Kugeln durch eine Lücke in einem der Laufringe ein, die man nach Abb. 1606 durch ein besonderes Füllstück oder nur eine Schraube nach Abb. 1607 verschloß. Man erhielt so Lager mit voller Kugelzahl, aber mit einer an der Füllstelle unterbrochenen Laufbahn. Selbst wenn die Vorschrift, die Lücke so anzuordnen, daß sie nicht belastet wird, beachtet war, kamen häufig Beschädigungen und Brüche der Kugeln, Füllstücke und Laufringe an der geschwächten Stelle vor, so daß das Bestreben der Konstrukteure darauf gerichtet war, ununterbrochene Laufbahnen zu schaffen. Dafür liegen u. a. die folgenden Lösungen vor. Am Normal-Lager der S. K. F.-Norma A. G. ist die

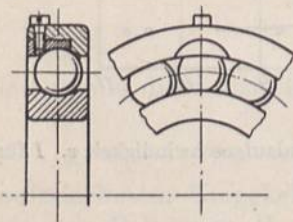


Abb. 1606. Kugellager mit Füllstück.



Abb. 1607. Kugellager mit Schlußschraube.

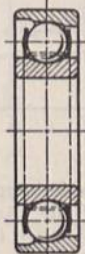


Abb. 1608. Normalkugellager. (Schulterlager).

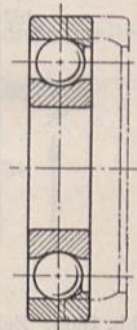


Abb. 1609. Schluß eines Kugellagers durch elastische Erweiterung oder Anwärmen des Außenrings.

eine Schulter des Außenrings, entsprechend Abb. 1608, vollständig weggelassen, so daß sich das Lager durch axiales Aufschieben des Außenrings über die im Innenring sitzenden Kugeln zusammensetzen läßt. Axialdrucke können dann nur in einer Richtung oder durch symmetrische Anordnung zweier Lager aufgenommen werden. Auch ist die Tragkraft des Lagers vermindert, da die äußere Laufbahn auf der einen Seite zylindrisch ist. Nach Patent Nr. 148486 wird die eine Schulter eines Laufringes so weit erniedrigt, daß der Ring sich in axialer Richtung über die in den andern Laufring gelegte Kugelreihe unter elastischer Erweiterung oder durch Erwärmung bringen läßt, Abb. 1609. Malicet und Blin beschränkten sich nach Patent Nr. 155661 auf je eine Aussparung in den beiden Ringen, welche nicht ganz bis zur Tiefe der Laufrinne reichen, die aber das Eindringen der letzten zur Füllung nötigen Kugeln gestatten, wenn die Lücken nach Abb. 1610 einander gegenüberstehen, ein Verfahren, das auch mehrere deutsche Firmen benutzen. Die Laufbahn selbst bleibt völlig unverletzt. Die Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken (D. W. F.) legen die Ringe nach Abb. 1611 exzentrisch ineinander und füllen den Zwischenraum mit Kugeln aus. Ein bis zwei weitere Kugeln können durch Erwärmen des äußeren oder durch Einpressen unter elastischer Formänderung beider Ringe eingebracht werden (Patent Nr. 184024/25). Dadurch wird jede Schwächung der Laufringe vermieden; weil aber je nach der Schulterhöhe nur  $\frac{2}{3}$  bis  $\frac{3}{4}$  des Umfanges mit Kugeln besetzt werden können, ist die Tragfähigkeit der Lager kleiner. Außerdem muß zur Erhaltung des richtigen und gleichen Kugelabstandes ein Käfig verwendet werden. Die Schwedische Kugellager Fabrik, jetzt S. K. F.-Norma Ges., hat die äußere Laufbahn als



Hohlkugelfläche ausgebildet, Abb. 1612 und füllt die Kugeln dadurch ein, daß der innere, mit zwei Rinnen versehene Lauftring mit dem Käfig durch den äußeren durchgesteckt und, soweit möglich, mit Kugeln gefüllt wird. Dreht man dann den Käfig, so lassen sich die noch fehlenden Kugeln einsetzen und durch Einschwenken in die Laufbahn bringen. Die Lager haben den Vorteil, daß Schwankungen und Durchbiegungen der Welle unschädlich sind, weil sich der Innenring und die Kugeln in der Kugelfläche von selbst einstellen. Sie bieten aber den Kugeln ungünstigere Auflageflächen, da der Krümmungshalbmesser des Außenrings im Verhältnis zum Kugeldurchmesser recht groß ist,

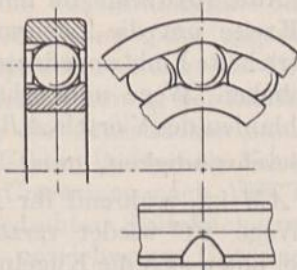


Abb. 1610. Kugellager nach Malicet und Blin.

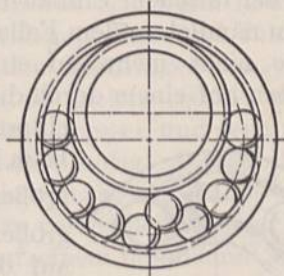


Abb. 1611. Einfüllen der Kugeln nach dem Verfahren der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken.

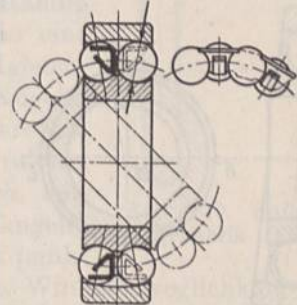


Abb. 1612. S. K. F.-Lager der Schwedischen Kugellager-Fabrik. (Pendellager).

so daß für eine bestimmte Tragfähigkeit des Lagers eine größere Kugelzahl nötig ist. Die Lager werden deshalb normalerweise zweireihig ausgeführt, in ihrer Breite aber dadurch beschränkt, daß die Kugeln in den beiden Reihen gegeneinander versetzt sind. Da die Berührung zwischen den Kugeln und den Laufflächen auf Halbmessern durch den Lagermittelpunkt stattfindet, Abb. 1612, müssen auch die Lauffrinnen am inneren Ringe symmetrisch zu diesen Linien ausgebildet werden.

Die Selbsteinstellung von Querlagern läßt sich auch durch kugelige Form des Außenringes erreichen. Bei geringen Belastungen genügt es, solche Lager in eine zylindrische Fläche einzupassen, wie es Abb. 1613 an einem Triebwerk-

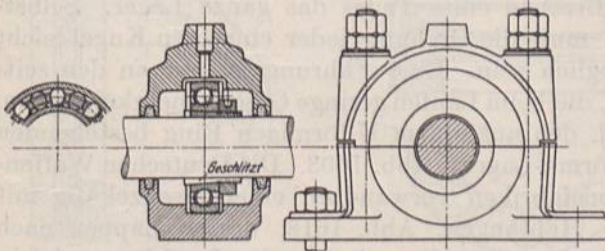


Abb. 1613. Triebwerk-Kugellager von Fichtel und Sachs, Schweinfurt.

lager von Fichtel und Sachs zeigt. Für größere Belastungen liefern die Fabriken genau passende, kugelig ausgedrehte Außenringe, Abb. 1614, an denen aber bei Schwankungen der Welle die gleitende Reibung zwischen den Kugelflächen überwunden werden muß, so daß wesent-

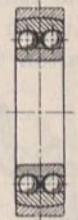


Abb. 1614. Querlager mit kugeligem Einstellring und zwei Kugelnreihen.

lich größere Kräfte zur Einstellung nötig sind, die noch dazu ungünstigerweise durch die Laufkugeln vom Innenring auf den Außenring übertragen werden müssen. Durch solche Lager können wohl Aufstellungsfehler oder dauernde Durchbiegungen der Welle unschädlich gemacht werden; dagegen sind die S. K. F.-Lager für schwankende oder verschiedenen Durchbiegungen ausgesetzte Wellen geeigneter. Die Abb. 1614 zeigt gleichzeitig ein neuerdings von mehreren Firmen ausgeführtes zweireihiges Kugellager, eine Bauart, die die Tragkraft zu erhöhen gestattet, aber auch sehr hohe Anforderungen an die Genauigkeit stellt, wenn auf gleichmäßige Belastung und Beanspruchung der Kugeln gerechnet werden soll.



Abb. 1615.

Der mehrfach erwähnte Käfig ist auch aus Betriebsrücksichten zweckmäßig, bei schnellaufenden Lagern sogar notwendig. Zwei benachbarte Kugeln drehen sich nach



Abb. 1615 im Sinne der eingezeichneten Pfeile. Treffen sie zusammen, so haben die Oberflächenteile im Berührungspunkte entgegengesetzte Geschwindigkeiten. Da also die Kugeln mit doppelter Umlaufgeschwindigkeit aneinander gleiten, ist es erklärlich, daß häufig Zerstörungen der Oberflächen eintreten, die sich an etwas weicheren Kugeln durch oft tiefe Rillen kenntlich machen, in welche die benachbarten Kugeln passen. Das Zusammenprallen wird durch die Be- und Entlastungen, die die Kugeln bei jedem Umlauf erfahren, herbeigeführt und namentlich durch das Schiefstellen des inneren

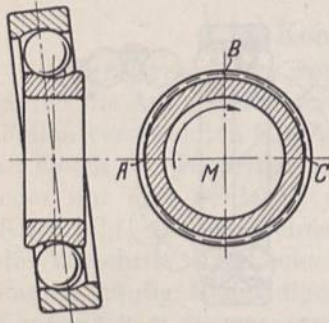


Abb. 1616. Laufbahn der Kugeln bei schiefer Lage der Welle.

Ringes gegenüber dem äußeren bei Durchbiegungen der Welle oder bei falschem Einbau erheblich verstärkt. Die Kugeln laufen nämlich in dem Falle, wie Abb. 1616 zeigt, im inneren Ringe nicht mehr auf einem Kreise um die Lagermitte, sondern auf einem durch die gestrichelte Linie angedeuteten, ellipsenähnlichen Wege und erhalten beim Durchlaufen des Viertels  $AB$  eine größere Geschwindigkeit, weil  $BM$  größer als  $AM$  ist, während ihr Lauf auf dem Wege  $BC$  wieder verzögert wird. Dabei holen sich die Kugeln ein, treffen heftig aufeinander und rufen die oft starken Geräusche schnellaufender Kugellager hervor. Anfangs suchte man die Übelstände durch federnde

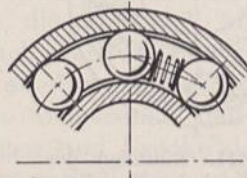


Abb. 1617. Lager mit federnden Zwischenlagen (veraltet).

Zwischenlagen nach Abb. 1617 zu beseitigen, die eine geringe Bewegung der Kugeln gegeneinander gestatten, die unmittelbare Berührung aber verhindern sollten. Jetzt ist man durchweg zu festen Käfigen übergegangen, weil die Zwischenlagen leicht zerstört wurden und Beschädigungen veranlaßten, wenn sie in die Lauffläche gelangten. Die Käfige sollen leicht sein, steife und widerstandsfähige Formen haben, die sich den Kugeln anschmiegen, um die Flächenpressungen bei Berührungen mit ihnen klein zu halten und durch einfache mechanische Vorgänge ohne Nacharbeit herzustellen sein.

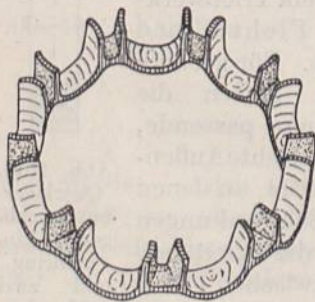


Abb. 1618. Käfig der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken (ältere Ausführung).

bar aufzunehmen und um keine Biegemomente entstehen zu lassen, die den Ring stark beanspruchen würden. Die Wahl des richtigen Werkstoffs, der das Abbiegen der Lappen verträgt, ist naturgemäß sehr wichtig.

Die Kugelfabrik Fischer nietet Zwischenstücke, die die Kugeln halten, zwischen zwei seitliche Blechscheiben, Abb. 1619. Die S. K. F. Kugellagergesellschaft stanzt und preßt den einteiligen Käfig, Abb. 1612, aus Stahlblech. Die Käfigtaschen werden durch den wellenförmig gebogenen Steg und durch Umbiegen der äußeren Lappen gebildet, während die schmalen inneren Zacken die Aufgabe haben, die Kugeln voneinander getrennt zu halten. Lager für besonders schwere Belastungen haben Käfige aus Bronze mit eingearbeiteten Kugelhöhlen. Fichtel und Sachs, Schweinfurt, verwenden den federnden Wellenkorb, Abb. 1613, einen aus profiliertem Blech wellenförmig gepreßten Käfig.



Längslager. Längslager werden meist als Rillenkugellager mit Ausrundungen von etwa  $r = \frac{2}{3} d$ , Abb. 1593, ausgeführt. Nur in den Fällen, wo seitliche Verschiebungen der Achse nicht zu umgehen sind, finden sich Scheibendrucklager mit ebenen Laufflächen, die aber nach den früheren Betrachtungen geringere Tragfähigkeit haben. Abb. 1620 gibt eine solche Ausführung der Kugelfabrik Fischer wieder, bei der die Kugeln in drei konzentrischen Kreisen angeordnet sind. Gleitende Reibung läßt sich bei Längslagern nicht völlig vermeiden, weil sich die Tangenten an den Auflagepunkten der Kugeln nicht in ein und demselben Punkte der Welle schneiden. Die Kugeln drehen sich beim Laufen ständig um die Verbindungslinie ihrer Anlagepunkte und führen so eine bohrende Bewegung gegenüber den Laufringen aus. Zur gleichmäßigen Verteilung des Druckes ist gleiche Größe der Kugeln, Übereinstimmung der Laufrillendurchmesser und genau senkrechte Lage der Stützflächen zur Drehachse nötig. Bietet die Erfüllung der letzten Bedingung Schwierigkeiten, so empfiehlt es sich, ballige Unterringe nach Abb. 1621 zu verwenden, die in einer kugelig ausgedrehten Stützfläche oder auf einem besonderen, strichpunktiert gezeichneten Unterlagerringe mit ebener Grundfläche Winkelbeweglichkeit und Selbsteinstellung des Lagers ermöglichen. Der von der Welle mitzunehmende Ring wird fest aufgetrieben und erhält zu dem Zwecke einen etwas kleineren Durchmesser als der ruhende Gegenring und der Käfig.

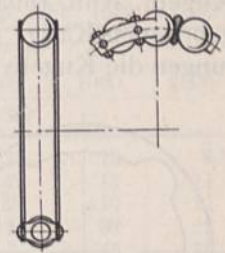


Abb. 1619. Käfig der Kugelfabrik Fischer.

Häufig sind, z. B. an Schneckentrieben, der Richtung nach wechselnde Drucke aufzufangen. Entweder verwendet man dann zwei einfache Längslager, Abb. 1992, oder besser, weil billiger und weniger Raum beanspruchend, als Ganzes durchgebildete Wechsel- oder Doppellängslager. Abb. 1622 zeigt beispielweise eine Ausführung der S. K. F.-Norma-Gesellschaft für schwere Belastung mit dem zugehörigen normalen Gehäuse. Der mittlere Ring ist auf der zu stützenden Welle festgeklemmt und überträgt die

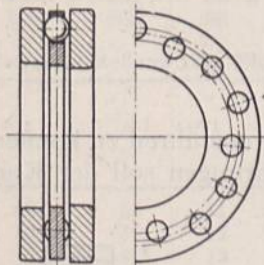


Abb. 1620. Längslager mit ebenen Laufflächen. Kugelfabrik Fischer.

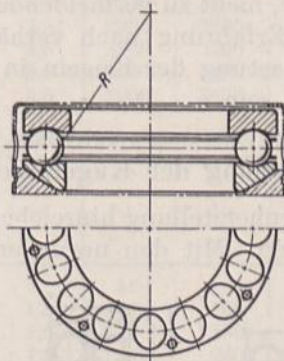


Abb. 1621. Längslager mit balligem Unterring und Kappe.

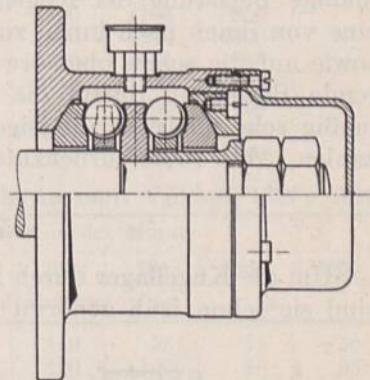


Abb. 1622. Wechsel- oder Doppellängslager mit normalem Gehäuse für schwere Belastung. S. K. F.-Norma.

Kraft je nach ihrer Richtung auf die eine oder andere Kugelreihe. Die Außenringe sind der Selbsteinstellung wegen kugelig abgedreht. Die gleiche Firma stellt auch Lager nach Abb. 1623 mit kugelig ausgeschliffenem Gehäuse her, in das die einzelnen Teile durch zwei seitliche Aussparungen eingeführt werden. Doppeldrucklager mit nur einer Kugelreihe, Abb. 1624, liefert die Maschinenfabrik Rheinland, Düsseldorf, als geschlossenes Ganzes. Die beiden Ringe sitzen mit wenig axialem und radialem Spiel lose auf der Achse. Bei einem Druck von rechts her legt sich die Schulter der Welle gegen den rechten Laufring und nimmt diesen mit, während der andere durch die Reibung am Gehäuse festgehalten, zur Stützung dient. Bei Druck von links nimmt die Mutter den linken Ring mit, während der rechte ruht. Wichtig ist, daß die Anlageflächen, namentlich der Mutter, genügend groß sind und nicht schlagen, sowie, daß das Gewinde



kurz gehalten wird, damit der Ring unter der Mutter Führung findet. Die Kugellagerkappe ist gegenüber dem Gehäuse durch einen Kupferring mit Asbesteinlage abgedichtet.

Auch an Längslagern werden Käfige verwendet, um die Kugeln bequem und gleichzeitig einlegen zu können und um Beschädigungen durch gegenseitiges Anlaufen zu vermeiden. Abb. 1621 zeigt zwei durch einige vernietete Stifte verbundene Blechscheiben mit länglichen Löchern für die Kugeln, Abb. 1593 einen aus einem Blechstreifen zusammengebogenen Käfig. Auch bearbeitete Metallringe, in deren Höhlungen die Kugeln nach dem Einfüllen durch Zusammendrücken der Kanten gehalten werden, Abb. 1622, finden sich namentlich bei schweren Lagern.

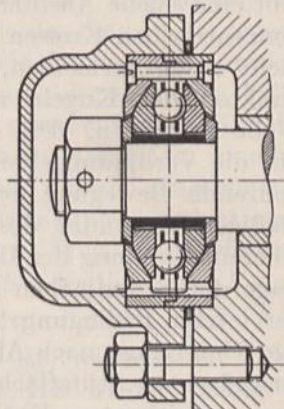


Abb. 1624. Einreihiges Doppeldrucklager. Maschinenfabrik Rheinland, Düsseldorf.

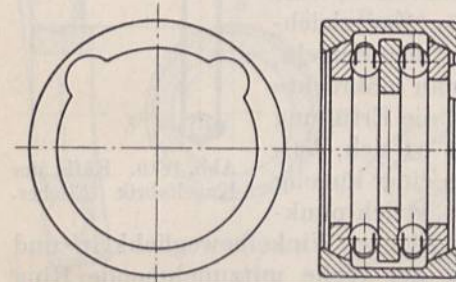


Abb. 1623. Doppellängslager mit kugelig ausgeschliffenem Gehäuse. S.K.F.-Norma.

Betriebsschwierigkeiten verursacht bei hohen Umlaufzahlen die Fliehkraft, die die Kugeln nach außen drängt und die Ringe auseinanderzudrücken sucht, Abb. 1625. Die Kugeln liegen nicht mehr in den tiefsten

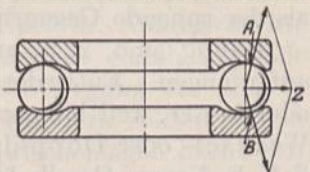


Abb. 1625. Wirkung der Fliehkraft der Kugeln an Längslagern.

Punkten der Rinnen, sondern in den durch das Parallelogramm der Kräfte gegebenen Punkten A und B an. Dadurch wird die gleitende Reibung beträchtlich vermehrt und die gleichmäßige Belastung der Kugeln in Frage gestellt, sobald etwa eine von ihnen nach innen zurückfällt. Auf diese Erscheinung sowie auf die schon oben erwähnte, nicht zu vermeidende bohrende Bewegung dürfte die der Erfahrung nach verhältnismäßig sehr niedrige zulässige Belastung der Kugeln in Längslagern bei hohen Drehzahlen, Abb. 1605, zurückzuführen sein.

### 5. Normung der Kugellager.

Um die Kugellager durch Massenherstellung hinreichend billig ausführen zu können, sind sie schon früh genormt worden. Mit den normalen Ausführungen soll der Kon-

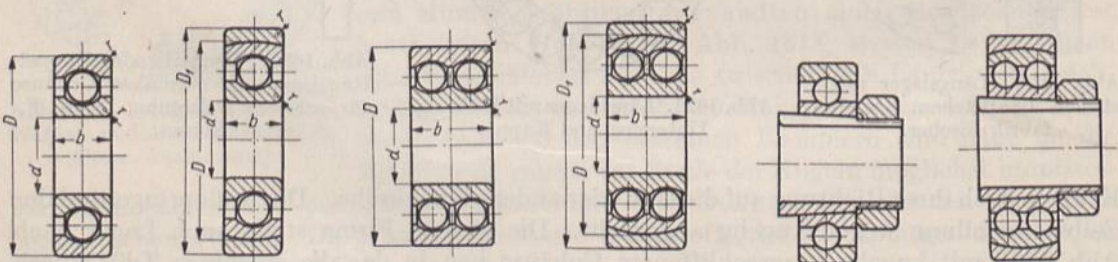


Abb. 1626. Einreihiges Querlager nach DIN 612.

Abb. 1627. Einreihiges Querlager mit Einstellring nach DIN 612.

Abb. 1628. Zweireihiges Querlager.

Abb. 1629. Zweireihiges Querlager mit Einstellring.

Abb. 1630. Einreihiges Spannhülsenlager.

Abb. 1631. Zweireihiges Spannhülsenlager.

strukteur unbedingt auszukommen suchen; Sonderausführungen erfordern lange Lieferzeiten und werden sehr teuer.

Anfangs arbeiteten die einzelnen Firmen mehr oder weniger unabhängig voneinander Normalien aus, die neuerdings in den Dinormen vereinheitlicht werden sollen. Zunächst



ist in dem Übersichtsblatt DIN 619 eine Einteilung der Lager und eine Zusammenstellung der Bezeichnungen gegeben. Nach demselben werden bei den Querlagern:  
 a) einreihige, Abb. 1626 und 1627, d) zweireihige Spannhülsenlager, Abb. 1631,  
 b) zweireihige Querlager, Abb. 1628 e) Pendellager, Abb. 1612 und  
 und 1629, f) Schulterlager, Abb. 1608  
 c) einreihige, Abb. 1630 und

Zusammenstellung 136. Einreihige leichte Querlager, DIN 612 (Auszug). Vgl. Abb. 1626 u. 1627.

d	D	b	D <sub>1</sub>	r	Drehzahlen in der Minute						
					1	10	50	200	500	1000	2000
					Höchstbelastung in kg						
4	16	5	—	0,5	26	24	22	19	16	13	8,5
5	19	6	—	0,5	35	32	30	25	21	17	11
7	22	7	—	1	35	32	30	25	21	17	11
9	26	8	—	1	70	65	60	50	40	32	22
10	30	9	35	1	100	90	85	60	55	45	35
12	32	10	37	1	110	100	95	80	65	50	40
15	35	11	40	1	130	120	110	90	75	60	45
17	40	12	47	1,5	170	160	150	110	100	80	55
20	47	14	52	1,5	220	210	190	140	120	100	65
25	52	15	58	2	270	250	240	190	150	120	85
30	62	16	70	2	350	340	320	250	200	160	110
35	72	17	80	2	450	430	400	300	250	190	140
40	80	18	90	2	550	530	490	380	310	240	160
45	85	19	95	2	650	630	580	450	370	290	200
50	90	20	100	2	750	730	680	540	450	360	240
55	100	21	110	2,5	900	880	820	660	530	410	270
60	110	22	120	2,5	1100	1050	970	780	620	490	310
65	120	23	130	2,5	1300	1200	1100	880	720	550	350
70	125	24	135	2,5	1500	1400	1300	1000	820	630	400
75	130	25	140	2,5	1750	1600	1500	1200	940	720	460
80	140	26	150	3	2000	1800	1700	1400	1100	850	
85	150	28	160	3	2300	2100	2000	1600	1250	1000	
90	160	30	170	3	2600	2400	2300	1800	1450	1150	
95	170	32	180	3,5	2900	2800	2600	2100	1700	1300	
100	180	34	190	3,5	3200	3100	2900	2300	1900	1500	
105	190	36	210	3,5	3500	3400	3200	2600	2000	1600	
110	200	38	220	3,5	3900	3600	3400	2800	2200	1700	

Zusammenstellung 137. Einreihige mittelschwere Querlager, DIN 613 (Auszug). Vgl. Abb. 1626 u. 1627.

d	D	b	D <sub>1</sub>	r	Drehzahlen in der Minute						
					1	10	50	200	500	1000	2000
					Höchstbelastung in kg						
10	35	11	40	1	160	150	130	110	95	75	50
12	37	12	42	1,5	170	160	150	120	100	80	55
15	42	13	47	1,5	190	180	170	130	110	90	60
17	47	14	52	1,5	270	260	240	190	160	130	90
20	52	15	58	2	360	340	310	250	220	170	110
25	62	17	70	2	450	430	420	340	280	230	150
30	72	19	80	2	650	600	560	450	380	300	200
35	80	21	90	2,5	850	800	720	600	500	400	260
40	90	23	100	2,5	1100	1000	930	750	640	500	320
45	100	25	110	2,5	1300	1200	1100	920	760	600	380
50	110	27	120	3	1550	1500	1400	1100	880	690	440
55	120	29	130	3	1850	1800	1700	1300	1050	820	500
60	130	31	140	3,5	2300	2100	2000	1500	1250	960	580
65	140	33	150	3,5	2700	2500	2300	1800	1500	1150	680
70	150	35	160	3,5	3200	2900	2700	2200	1800	1350	780
75	160	37	170	3,5	3500	3400	3100	2500	2000	1500	900
80	170	39	180	3,5	3900	3800	3500	2700	2200		
85	180	41	190	4	4500	4200	3900	3000	2400		
90	190	43	210	4	5000	4700	4300	3300	2600		
95	200	45	220	4	5500	5200	4700	3700	2900		

Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der Dinblätter, die durch den Beuth-Verlag GmbH., Berlin S 14, Dresdener Str. 97, zu beziehen sind.



unterschieden. Genormt sind bisher die Gruppen a) bis d) mit und ohne Einstellring und zwar a) und b) in leichter Ausführung, DIN 612 und 622, mittelschwerer, DIN 613 und 623 und schwerer Ausführung, DIN 614 und 624, c) in leichter, DIN 632 und mittelschwerer Bauart, DIN 633 und d) in leichter Ausführung, DIN 642.

Als Kurzbezeichnung dient die Bohrung des Lagers in Millimetern, zu welcher ein *Z* gesetzt wird, wenn es sich um Lager ohne Einstellringe, ein *R*, wenn es sich um solche mit Einstellring handelt. Ein einreihiges leichtes Querlager mit 30 mm Bohrung und Einstellring ist demnach durch „Kugellager *R* 30 DIN 612“ gekennzeichnet.

Einen Auszug aus den Dinormen 612 bis 614 und 622 bis 624 bieten die Zusammenstellungen 136 bis 141, wobei die angegebenen Höchstbelastungen nur als Anhalt dienen sollen. Je nach den besonderen Umständen und Betriebsverhältnissen wird man häufig davon abweichen müssen.

Zusammenstellung 138. Einreihige schwere Querlager, DIN 614 (Auszug). Vgl. Abb. 1626 u. 1627.

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>r</i>	Drehzahlen in der Minute						
					1	10	50	200	500	1000	2000
					Höchstbelastung in kg						
17	62	17	70	2	550	500	450	380	320	250	160
20	72	19	80	2	750	690	650	530	440	330	220
25	80	21	90	2,5	970	900	870	690	560	440	290
30	90	23	100	2,5	1200	1100	1050	900	700	550	360
35	100	25	110	2,5	1500	1350	1300	1100	860	670	430
40	110	27	120	3	1750	1650	1600	1200	1000	800	510
45	120	29	130	3	2000	1950	1900	1500	1200	930	600
50	130	31	140	3,5	2400	2300	2200	1750	1400	1100	700
55	140	33	150	3,5	2900	2800	2600	2000	1700	1300	
60	150	35	160	3,5	3400	3300	3000	2400	2000	1500	
65	160	37	170	3,5	3900	3800	3400	2700	2200	1600	
70	180	42	190	4	4400	4300	4000	3100	2500	1900	
75	190	45	210	4	5000	4800	4500	3500	2800	2100	
80	200	48	220	4	5600	5400	5000	4100	3300		
85	210	52	230	5	6300	6000	5300	4200	3500		

Zusammenstellung 139. Zweireihige leichte Querlager, DIN 622 (Auszug). Vgl. Abb. 1628 u. 1629.

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>r</i>	Drehzahlen in der Minute						
					1	10	50	200	500	1000	2000
					Höchstbelastung in kg						
10	30	14	35	1	160	140	130	100	90	70	50
12	32	14	37	1	180	160	150	130	100	80	65
15	35	14	40	1	210	190	180	140	120	100	70
17	40	16	47	1,5	270	260	240	180	160	130	90
20	47	18	52	1,5	350	340	300	220	190	160	100
25	52	18	58	2	430	400	380	300	240	190	140
30	62	20	70	2	560	540	510	400	320	260	180
35	72	23	80	2	720	690	640	480	400	320	220
40	80	23	90	2	880	850	780	610	500	380	260
45	85	23	95	2	1050	1000	920	720	590	460	320
50	90	23	100	2	1200	1150	1100	860	720	580	380
55	100	25	110	2,5	1450	1400	1300	1050	850	660	430
60	110	28	120	2,5	1800	1700	1550	1250	990	780	500
65	120	31	130	2,5	2100	1900	1800	1400	1150	880	560
70	125	31	135	2,5	2400	2200	2100	1600	1300	1000	640
75	130	31	140	2,5	2800	2600	2400	1900	1500	1150	740
80	140	33	150	3	3200	2900	2700	2200	1800	1350	
85	150	36	160	3	3700	3400	3200	2600	2000	1600	
90	160	40	170	3	4200	3800	3700	2900	2300	1850	
95	170	43	180	3,5	4600	4500	4200	3400	2700	2100	
100	180	46	190	3,5	5100	5000	4600	3700	3000	2400	
105	190	50	210	3,5	5600	5400	5100	4200	3200	2600	
110	200	53	220	3,5	6200	5800	5400	4500	3500	2700	



Zusammenstellung 140. Zweireihige mittelschwere Querlager, DIN 623 (Auszug). Vgl. Abb. 1628 u. 1629.

d	D	b	D <sub>1</sub>	r	Drehzahlen in der Minute						
					1	10	50	200	500	1000	2000
					Höchstbelastung in kg						
10	35	17	40	1	260	240	210	180	150	120	80
12	37	17	42	1,5	270	260	240	190	160	130	90
15	42	17	47	1,5	300	290	270	210	180	140	95
17	47	19	52	1,5	430	420	380	300	260	210	140
20	52	21	58	2	580	540	500	400	350	270	180
25	62	24	70	2	720	690	670	540	450	370	240
30	72	27	80	2	1050	960	900	720	610	480	320
35	80	31	90	2,5	1400	1300	1150	960	800	640	420
40	90	33	100	2,5	1750	1600	1500	1200	1000	800	510
45	100	36	110	2,5	2100	1900	1800	1500	1200	960	610
50	110	40	120	3	2500	2400	2200	1750	1400	1100	700
55	120	43	130	3	3000	2900	2700	2100	1700	1300	800
60	130	46	140	3,5	3700	3400	3200	2400	2000	1500	930
65	140	48	150	3,5	4300	4000	3700	2900	2400	1850	1100
70	150	51	160	3,5	5000	4800	4300	3400	2700	2200	1250
75	160	55	170	3,5	5600	5400	5000	4000	3200	2400	1450
80	170	58	180	3,5	6200	6100	5600	4300	3500		
85	180	60	190	4	7200	6700	6200	4800	3800		
90	190	64	210	4	8000	7500	6900	5300	4200		
95	200	67	220	4	8800	8300	7500	5900	4600		

Zusammenstellung 141. Zweireihige schwere Querlager, DIN 624 (Auszug). Vgl. Abb. 1628 u. 1629.

d	D	b	D <sub>1</sub>	r	Drehzahlen in der Minute						
					1	10	50	200	500	1000	2000
					Höchstbelastung in kg						
17	62	29	70	2	880	800	720	610	510	400	260
20	72	33	80	2	1200	1100	1050	850	700	530	350
25	80	36	90	2,5	1550	1450	1400	1100	900	700	460
30	90	40	100	2,5	1900	1800	1700	1450	1100	880	580
35	100	43	110	2,5	2400	2200	2100	1800	1400	1100	690
40	110	46	120	3	2800	2600	2500	1900	1600	1300	800
45	120	50	130	3	3200	3100	3000	2400	1900	1500	960
50	130	53	140	3,5	3800	3700	3500	2800	2200	1800	1100
55	140	57	150	3,5	4600	4500	4200	3200	2700	2100	
60	150	60	160	3,5	5400	5300	4800	3800	3200	2400	
65	160	64	170	3,5	6200	6100	5400	4300	3500	2600	
70	180	74	190	4	7000	6900	6400	5000	4000	3000	
75	190	77	210	4	8000	7700	7200	5600	4500	3400	
80	200	80	220	4	9000	8600	8000	6500	5300		
85	210	86	230	5	10100	9600	8500	6700	5600		

Da die allgemeine Normung der Längslager noch aussteht, sind in den Zusammenstellungen 142 bis 144a die Längslager nach den Listen der Berlin-Karlsruher Industrie-Werke A.G., früher Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin-Wittenau, wiedergegeben. Sie werden der Belastungsfähigkeit nach in vier Reihen, als: ganz leichte, leichte, mittelschwere und schwere Längslager und Wechsellager mit zwei Kugelnreihen und der Form nach mit zwei flachen Scheiben, mit einer flachen und einer balligen Scheibe und mit Einstellscheibe und Kappe, ähnlich Abb. 1621, geliefert.

Flache Längslager, vgl. Abb. 1593, bestehen aus zwei Scheiben, die auf ihrer Innenseite Kugelaufrollen tragen zur Aufnahme der im Käfig geführten Kugeln. Die enge (obere, umlaufende) Scheibe wird durch die Welle geführt, während die weite (untere, stillstehende) Scheibe zur genauen Zentrierung bestimmt ist. Solche flachen Längslager sind nur dort brauchbar, wo unbedingte Gewähr dafür besteht, daß die Auflageflächen im Gehäuse genau rechtwinklig zur Lagermitte hergestellt werden können und letztere während des Betriebes in einer Flucht mit der Wellenmitte bleibt. Sonst ist mit Überlastung einzelner Kugeln und Herabsetzung der Lebensdauer des Lagers zu rechnen.

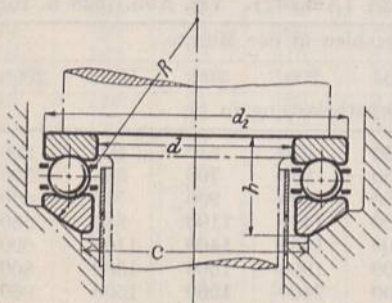


Bei den balligen Längslagern, vgl. die Abbildung zu Zusammenstellung 142, stützt sich die weite (untere) Scheibe mit ihrem kugelballigen Sitz auf eine entsprechende Hohlfläche des Gehäuses, wodurch eine gewisse Einstellmöglichkeit gegeben ist und etwaige Ungenauigkeiten in der Bearbeitung der Auflageflächen im Gehäuse ausgeglichen werden.

Längslager mit Einstellscheibe, Abb. 1621, werden angewendet, wenn die Herstellung des balligen Sitzes im Gehäuse Schwierigkeiten bereitet. Durch die Kappe werden die einzelnen Lagerteile zu einem Ganzen verbunden. Das erleichtert den Einbau, ohne die Einstellbarkeit zu beeinträchtigen.

Bei der Normung der Stehlager in DIN 118 und der Hängelager in DIN 119 sind die Formen und Abmessungen so gewählt worden, daß sich auch Wälzlager verwenden, also normale Gleitlager gegen Kugel- oder Rollenlager austauschen lassen. Dabei können einreihige leichte Spannhülse-Kugellager nach DIN 632 oder mittelschwere nach DIN 633 oder zweireihige leichte nach DIN 642 benutzt werden. Um die konstruktive Entwicklung der Lager nicht zu hemmen, ist die Länge  $L$  des Wälzlagereinsatzes nur als Größtmaß festgelegt worden. Vgl. Spalte „Form C“ in Zusammenstellung 133, S. 864.

Abb. 1613 zeigt ein normales Stehlager für Triebwerkwellen von Fichtel und Sachs. Selbstverständlich haben die Firmen in Ergänzung zu den allgemein gültigen Dinormen zahlreiche Werknormen für Gehäuse und Kappen zu den Lagern oder ganze Stützlager für Schneckentriebe usw. geschaffen. Beispiele dafür bieten die Abb. 1622 und 1624.



Zusammenstellung 142. Ganz leichte Längslager.

Nr.	$d$	$d_2$	$h$	$c$	$R$	$r$	Drehzahlen in der Minute							
							1	10	50	200	500	1000	1500	3000
							Höchstbelastung in kg							
1600	10	26	12	18	20	0,5	490	345	195	125	100	80	70	42
1601	12	28	13	20	20	0,5	550	380	215	140	110	90	75	47
1602	15	31	13	23	25	0,5	620	420	235	150	125	100	82	52
1603	18	35	13	26	25	0,5	680	465	260	165	135	105	88	55
1604	20	37	13	28	30	0,5	740	500	280	180	145	115	95	60
1605	25	45	15	35	35	0,5	970	700	395	255	185	145	130	83
1606	30	50	15	40	40	1	1120	800	450	285	210	160	145	90
1607	35	55	17	45	45	1	1430	1020	575	355	265	205	175	115
1608	40	60	17	50	50	1	1630	1150	640	400	310	225	200	130
1609	45	68	17	56	55	1	1840	1350	750	475	335	250	225	140
1610	50	74	19	62	60	1	2000	1550	870	480	360	270	260	155
1611	55	78	19	66	65	1	2260	1650	910	570	400	300	270	175
1612	60	82	19	71	70	1	2500	1800	1000	620	440	330	290	185
1613	65	90	22	77	75	1,5	3050	2150	1200	750	535	400	320	215
1614	70	95	22	82	80	1,5	3200	2250	1250	770	560	410	350	225
1615	75	100	22	87	85	1,5	3350	2350	1300	800	575	420	365	235
1616	80	110	24	95	95	2	4000	2750	1500	940	685	500	410	260
1617	85	115	24	100	100	2	4350	3000	1650	1020	740	535	420	280
1618	90	120	24	105	105	2	4700	3200	1700	1060	785	570	440	
1619	95	130	27	112	110	2,5	5700	3800	2100	1320	950	685	550	
1620	100	135	27	117	115	2,5	5930	4000	2200	1370	980	710	575	
1621	105	140	27	122	120	2,5	6200	4150	2250	1420	1010	725	600	
1622	110	145	27	127	125	2,5	6420	4300	2350	1470	1050	750	625	

Ausführung ballig



Zusammenstellung 143. Leichte Längslager.

Nr.	$d$	$d_2$	$h$	$c$	$R$	$r$	Drehzahlen in der Minute							
							1	10	50	200	500	1000	1500	3000
							Höchstbelastung in kg							
1102	10	30	14	14	25	1	640	450	240	145	110	85	65	45
1103	15	35	15	19,33	30	1	800	650	340	205	135	115	95	65
1104	20	42	16	25,47	35	1	1000	775	425	250	175	140	120	75
1105	25	47	17	28,35	35	1	1300	950	525	305	215	180	145	95
1106	30	53	18	35,68	40	1	1400	1100	575	350	250	200	165	105
1107	35	62	21	44,4	50	1,5	2000	1500	785	430	300	250	200	150
1108	40	64	21	49,66	50	1,5	2500	1600	865	515	350	300	250	160
1109	45	73	25	54,32	60	1,5	3500	2100	1180	670	400	350	300	210
1110	50	78	25	59,47	65	1,5	4000	2300	1310	770	500	400	350	230
1111	55	88	28	66,5	70	1,5	4500	2900	1480	920	600	500	400	290
1112	60	90	28	71,24	75	1,5	5000	3100	1560	1020	700	550	450	300
1113	65	100	32	75,99	80	2	6000	3800	1930	1130	800	650	550	380
1114	70	103	32	80,74	85	2	7000	4000	1970	1200	900	700	600	400
1115	75	110	32	86,23	90	2	7400	4200	2070	1350	950	750	650	410
1116	80	115	35	90,98	95	2	8000	5000	2500	1500	1100	800	700	490
1117	85	125	38	97,49	105	2	10000	6000	3000	1800	1300	950	850	580
1118	90	135	38	103,75	110	2,5	10500	6300	3200	1900	1400	1000	900	600
1119	95	140	41	109,98	115	2,5	12000	7000	3600	2200	1600	1150	1000	690
1120	100	150	41	114,96	125	2,5	13200	7400	3970	2300	1700	1200	1100	730
1121	105	155	46	119,33	130	2,5	15000	8000	4470	2500	1800	1400	1200	.
1123	115	165	49	129,98	140	3	18000	10000	5270	3000	2200	1600	1300	.
1125	125	175	52	140,62	150	3	21000	11000	6350	3400	2400	1900	1400	.
1128	140	200	58	156,19	170	3	26500	12500	8280	4400	3000	2200	1700	.
1130	150	220	60	171,22	185	3	27500	13750	9300	5000	3300	2500	.	.

Zusammenstellung 144. Mittelschwere Längslager.

1202	10	45	25	23	35	1	1700	1100	660	350	240	200	170	115
1203	15	50	27	28	40	1	2200	1430	840	450	315	260	210	150
1204	20	60	27	38	45	1	2700	1760	1030	560	380	315	260	180
1205	25	65	30	39	50	1,5	3200	2100	1090	670	450	375	300	200
1206	30	70	32	45	55	1,5	3800	2500	1300	790	540	450	370	250
1207	35	75	34	50	60	1,5	4400	2900	1520	880	620	500	420	280
1208	40	80	36	52	65	1,5	4900	3100	1650	990	675	540	460	310
1209	45	90	38	63	70	2	6000	3750	2040	1170	810	600	530	360
1210	50	95	38	68	75	2	6500	4000	2210	1260	875	650	575	390
1211	55	105	42	76	80	2	7800	4900	2680	1520	1060	790	700	470
1212	60	110	43	76,5	85	2	8500	5300	2880	1640	1150	850	750	510
1213	65	115	45	78,5	90	2,5	10000	6000	3430	1960	1330	1000	880	575
1214	70	125	48	87,5	100	2,5	10800	6500	3680	2040	1420	1080	930	620
1215	75	130	50	92	105	2,5	11800	7000	4030	2200	1560	1180	1000	665
1216	80	140	52	100	110	2,5	13700	7800	4670	2600	1750	1300	1170	750
1217	85	150	56	107	120	3	16000	9000	5350	2800	2000	1500	1300	830
1218	90	155	57	118	125	3	18000	9300	6100	3300	2300	1700	1500	900
1219	95	165	62	123,5	130	3	20000	10000	6880	3700	2430	1800	1620	1000
1220	100	170	62	128	135	3	21700	10800	7370	4000	2600	1950	1730	1100
1222	110	190	67	141	150	3,5	25000	12600	8600	4600	3000	2270	2020	.
1224	120	205	72	149	165	3,5	30000	15000	10050	5300	3600	2700	2400	.
1226	130	220	75	160	175	3,5	35000	17500	11470	6300	4200	3150	2800	.
1228	140	230	80	172	185	3,5	40000	20000	12900	7000	4500	3500	3170	.

## 6. Gesichtspunkte bei der Wahl der Kugellager.

Die in den Listen angegebenen Tragfähigkeiten gelten nur für völlig stoßfreien Betrieb. Maßgebend ist stets die höchste, überhaupt vorkommende Belastung der betreffenden Lagerstelle. Zur Aufnahme von Stößen sind die Kugellager bei der fast punktförmigen Berührung zwischen den Kugeln und Laufflächen wenig geeignet.



Zusammenstellung 144a. Schwere Längslager.

Nr.	d	d <sub>2</sub>	h	c	R	r	Drehzahlen in der Minute							
							1	10	50	200	500	1000	1500	3000
							Höchstbelastung in kg							
1308	40	90	38	65	65	1,5	7150	4800	2350	1430	1150	800	595	420
1309	45	100	42	75	75	2	9000	5500	3000	1770	1300	975	700	490
1310	50	110	47	80	80	2	11000	7300	3700	2100	1580	1190	880	620
1311	55	120	52	90	90	2	13000	8900	4450	2600	1900	1420	1040	730
1312	60	130	56	95	95	2	14000	9500	4650	2750	2000	1500	1100	770
1313	65	140	61	105	105	2,5	18000	12000	6150	3600	2600	1900	1350	950
1314	70	150	65	110	110	2,5	20000	13500	6770	4000	2850	2100	1510	1050
1315	75	160	70	120	120	2,5	24500	16000	7700	4700	3350	2450	1750	1200
1316	80	170	74	125	125	2,5	26500	17500	8800	5100	3650	2650	1880	1300
1317	85	180	78	135	135	3	29000	18800	9800	5600	3900	2800	2000	1400
1318	90	190	83	140	140	3	33500	21500	11000	6400	4300	3000	2200	
1319	95	195	86	145	145	3	36500	23500	11900	7000	4800	3300	2400	
1320	100	215	90	155	155	3	37000	24000	12500	7200	5000	3500		
1322	110	225	95	160	175	3	43000	27000	14900	8200	5500	3900		
1324	120	235	105	162	205	3	48000	30000	15400	9000	6050	4200		
1326	130	250	105	178	220	3	53000	32500	16600	9500	6600			
1328	140	265	105	190	245	3	57000	35000	18000	10300	7100			
1330	150	280	115	192	270	4	61000	38000	19500	11100	7600			
1332	160	300	120	208	285	4	73000	43000	22500	12800	8700			
1334	170	320	125	226	300	4	82000	48000	25000	14000	9500			
1336	180	340	130	245	315	4	91000	53000	27000	14600	11500			
1340	200	360	135	266	340	4	104000	59000	30500	17000	12500			

Ausführung ballig

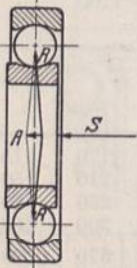


Abb.1632. Wirkung axialer Belastung auf Querlager.

Sollen sie trotzdem zur Anwendung kommen, so ist den Stößen durch Wahl großer Lager Rechnung zu tragen. So pflegt man an Fahrzeugen zur rechnermäßigen Belastung bei harten Reifen 100% Zuschlag zu geben, bei Vollgummireifen 75%, bei Luftreifen 50 bis 60%. An Stirn- und Kegelradtrieben mit bearbeiteten Zähnen legt man den dreifachen, bei unbearbeiteten den fünffachen Zahndruck für die Bestimmung der Lagerbelastung zugrunde, an Riementrieben das Fünffache der Zugkraft des Riemens. In schwierigen Sonderfällen ist Rückfrage bei den Kugellagerfabriken, die meist über Erfahrungen in ähnlichen Fällen verfügen, zu empfehlen. Zu hohe Belastung macht sich durch Abblättern und Abbröckeln der Laufringe und Kugeln und schließlich durch Brüche derselben geltend.

Ungeeignet sind Querlager zur Aufnahme größerer Axialdrucke. Bei einem gesamten Axialdruck von  $S$  kg entfallen auf die beiden in Abb. 1632 sichtbaren Kugeln  $\frac{2S}{z} = A$  kg, wenn  $z$  die Gesamtzahl der Kugeln im Ringe ist.  $A$  erzeugt aber nach dem Parallelogramm der Kräfte infolge der ungünstigen Anlage sehr bedeutende Belastungen  $R$  der Kugeln, die zu denjenigen in radialer Richtung hinzukommen. Fichtel und Sachs geben als Mittelwert  $R = 7A$  an und empfehlen deshalb bei Querlagern, die gleichzeitig durch Längskräfte in Anspruch genommen sind, die siebenfache axiale zur radialen Belastung hinzuzuzählen und dementsprechend das Lager zu wählen. Größere Axialkräfte müssen unbedingt durch besondere Längslager aufgenommen werden; vgl. die Konstruktionsbeispiele, Abb. 1634 und 2004.

Neuerdings ist man bestrebt, die axiale Belastungsfähigkeit durch hochschultrige Lager, die bei Versuchen tatsächlich erheblich höhere Tragfähigkeit zeigten, zu vergrößern.

Beim Einbau der Lager sind folgende Gesichtspunkte zu beachten. Sitzt der Ring auf der treibenden Welle lose, Abb. 1633, so wälzt er sich bei der Drehung auf der Welle ab, greift diese infolge des hohen Flächendrucks an und erzeugt bald tiefe,



der Ringbreite entsprechende Rinnen in der Welle, die nicht selten zu Brüchen führen. Der Ring muß also ohne jedes Spiel, im Falle schwerer Belastung mit Festsitz, bei mittlerer und leichter Belastung mit Haftsitz zweckmäßig nach Anwärmen in 40 bis 50° warmem Öl durch leichte Schläge gegen ein aufgesetztes Rohrstück aufgetrieben werden; lediglich ein Festklemmen in axialer Richtung, etwa durch eine Mutter, Abb. 1635, genügt nicht. Bei Anwendung des Passungssystems der Einheitswelle ergeben sich, da die Kugellager mit Untermaßbohrungen von im Mittel  $\frac{3}{4}$  Paßeinheiten versehen sind, stets Haftsitze. Der stillstehende Ring wird mit Schiebeseitz eingepaßt, damit er Längskräften nachgeben kann. Eine Ausnahme bilden nur die Norma-Lager, Abb. 1608,

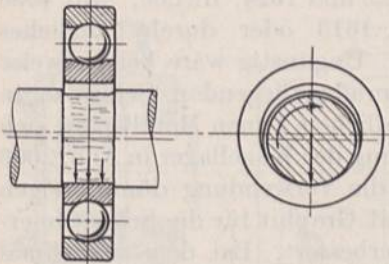


Abb. 1633. Rillenbildung bei losem Sitz des laufenden Ringes.

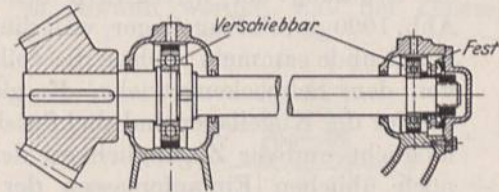


Abb. 1634. Einbau von Kugellagern.

deren Außenring wegen der zylindrischen Lauffläche, selbst wenn er an der Drehung nicht teilnimmt, festgespannt sein muß. In der Regel ist der getriebene, also fest aufzusetzende Ring der innere, z. B. an allen Wellenlagern. Ausnahmen kommen aber unter anderem an Leerlaufscheiben und manchen Kupplungen vor, in welchen der äußere Lauf ring ohne Spiel eingepreßt werden muß. Auf langen zylindrischen Wellen wird das Aufsetzen durch Spannhülsen nach Abb. 1613 und 1635 ermöglicht. Die schwach kegelige Hülse ist geschlitzt und wird durch die Mutter fest zwischen die Welle und den Innenring gezogen. Hervorgehoben werde noch, daß auch die Gehäuse, in denen die Kugellager sitzen, genügend widerstandsfähig gehalten werden müssen. So schlägt sich z. B. Aluminiumguß leicht aus und läßt die Lager manchmal locker werden.

Besondere Sorgfalt ist auf die Ausdehnungsmöglichkeit der Wellen bei Temperaturänderungen zu verwenden. An einer Welle ohne wesentliche Axialbelastung, Abb. 1635, darf nur eines der Querlager in der Längsrichtung festgehalten sein; die anderen müssen wegen der großen Empfindlichkeit gegenüber axialen Drucken in der Längsrichtung nachgeben können. Auch jenes erhält zweckmäßigerweise etwa  $\frac{1}{2}$  mm Spiel, um die Verschiebbarkeit der Welle prüfen zu können. Ist ein besonderes Längslager zur Aufnahme der Axialdrucke vorgesehen, Abb. 1634, so müssen alle übrigen Längsspiel erhalten, das ihm nächstliegende jedoch nur so viel, daß ein Herausfallen der Käfige oder Kugeln des Stütz lagers ausgeschlossen ist. Etwaiges schiefes Aufsetzen der Lager bei schlecht gearbeiteten Flächen oder Durchbiegungen der Welle sind durch Verwendung kugelig er Stützflächen, Abb. 1621 und 1614 oder durch Lager mit kugeligen Laufflächen der S. K. F.-Norma G.m.b.H. unschädlich zu machen. Unrichtiger oder mangelhafter Einbau von Kugellagern kann ähnliche Beschädigungen hervorrufen, wie sie durch Überlastungen entstehen.

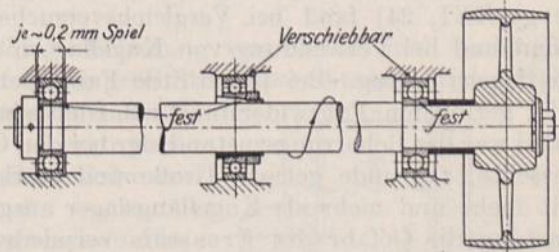


Abb. 1635. Einbau von Kugellagern.

Notwendig ist für alle Kugellager gute Schmierung durch säurefreie Schmiermittel, einerseits um die Reibung zu vermindern, andererseits um die polierten Laufflächen sauber, glatt und rostfrei zu halten und das Geräusch, das bei höheren Geschwindigkeiten entstehen kann, zu dämpfen. Raschlaufende Lager sollen mit dünnem Mineralöl geschmiert werden, in das die Kugeln, die die Verteilung des Öls selbst besorgen, nur

Notwendig ist für alle Kugellager gute Schmierung durch säurefreie Schmiermittel, einerseits um die Reibung zu vermindern, andererseits um die polierten Laufflächen sauber, glatt und rostfrei zu halten und das Geräusch, das bei höheren Geschwindigkeiten entstehen kann, zu dämpfen. Raschlaufende Lager sollen mit dünnem Mineralöl geschmiert werden, in das die Kugeln, die die Verteilung des Öls selbst besorgen, nur



einzutauschen brauchen. An langsam laufenden können auch Fette, Vaseline, Teeröle und andere dicke Schmiermittel Verwendung finden. Für Lager im Freien wird mit feinstem Flockengraphit gemischtes Öl empfohlen. Der Schmiermittelverbrauch ist sehr gering.

Die größten Feinde der Kugellager sind Rost, Staub und Metallspäne. Rost erzeugt örtliche Vertiefungen in den Laufrillen und an den Kugeln, Staub und Metallspäne schleifen die laufenden Flächen rasch ab und lassen sie zunächst matt, bald aber auch deutlich rau werden. Dagegen schützt man die Lager durch möglichst völligen Ab-

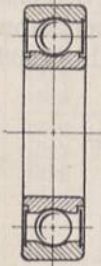


Abb. 1636.  
Kugellager  
mit Ab-  
schluß-  
blechen.

schluß nach außen hin durch Kappen, Abb. 1622 und 1624, Bleche, Abb. 1636 oder mit Talg getränkte Filzscheiben, Abb. 1613 oder durch gänzlich Füllen der Lager mit dicken Schmiermitteln. Ungünstig wäre beispielweise die Stützung der unterhalb des Schneckenrades liegenden Schnecke in Abb. 1990 durch Kugellager, weil die unvermeidlichen, feinen Metallspäne sich am Grunde sammeln; richtig die völlige Trennung der Kugellager in Abb. 2003 von dem Schneckengetriebe, die gleichzeitig die Verwendung dünnflüssigen Öls für die Kugellager und dickflüssigen Öls mit Graphit für die Schnecke ermöglicht und die Zugänglichkeit der Lager verbessert. Bei dem manchmal noch üblichen Einlaufenlassen der Zahnradgetriebe der Kraftwagen mit Schmirgel wird zweckmäßigerweise der Einbau der endgültigen Lager zunächst unterlassen, weil dieselben durch den Schmirgel völlig verdorben würden.

Erst wenn die eben behandelten Punkte sorgfältig beachtet werden, kommen die Vorteile der Kugellager zur Geltung. Gegenüber Gleitlagern zeigen sie wesentlich geringere Reibungszahlen von etwa 0,0011 . . . 0,0018 gegenüber 0,03 . . . 0,06. Die Reibung hängt nur in geringem Maße von der Belastung ab und steigt auf etwa das Doppelte bei abnehmendem Druck. Fast unabhängig ist sie von der Temperatur und Laufgeschwindigkeit, so daß selbst während des Anlaufens äußerst geringe Widerstände vorhanden sind, die das Ingangsetzen mit Kugellagern versehener Maschinen wesentlich erleichtern. Das ist u. a. wichtig an Schiebebühnen, an welchen schwächere Motoren verwendet werden können, wenn die Gleitlager durch Kugellager ersetzt werden. Rydberg [XXI, 24] fand bei Vergleichsversuchen an Eisenbahnzügen, daß der Anfahrwiderstand bei Verwendung von Kugellagern nur 10 bis 15% desjenigen der Züge mit Gleitlagern betrug. Bei 40 km/Stde Fahrgeschwindigkeit ergaben Kugellager einen um 38% geringeren Fahrwiderstand als Gleitlager, Luft- und Radreibung eingeschlossen. Dabei war der Beharrungszustand, der bei den Gleitlagern sich erst nach längerem Laufen einstellte, zugrunde gelegt. Große und stark belastete Spurlager werden in neuerer Zeit mehr und mehr als Kugellängslager ausgeführt, weil bei richtiger Bemessung und Wartung die Gefahr des Fressens vermieden ist. In ausgedehntestem Maße werden Kugellager an Kraftwagen verwendet, da die Verminderung der Reibung bei der großen Zahl von Lagerstellen eine wesentliche Rolle spielt. Abnutzung, Wartung und Schmiermittelverbrauch sind gering. Konstruktiv ist die kurze Baulänge häufig von besonderem Wert; zudem brauchen die Lager für hohe Geschwindigkeiten nicht länger bemessen zu werden als für niedrige, während an Gleitlagern größere Reibungsarbeit nur durch größere Lagerlänge beherrscht werden kann.

Die Anschaffungskosten der Kugellager sind in der Regel höher als diejenigen der Gleitlager, trotzdem können in vielen Fällen die niedrigeren Betriebskosten, manchmal auch schon die Möglichkeit, kleinere Antriebmotoren zu verwenden, den Einbau von Kugellagern vorteilhaft machen.

Ungeeignet sind Kugellager in Fällen, wo die Führung der Welle spielfrei sein muß wie an Drehbankspindeln, und dort, wo starke Stöße auftreten. Selbst eine kurze Überlastung durch Stöße kann die Ursache der völligen Zerstörung von Kugellagern werden, indem die örtlichen Formänderungen und Eindrücke bald zu Beschädigungen aller Kugeln führen. Ein weiterer Nachteil ist, daß die Laufflächen der Kugellager einteilig sein müssen, so daß ihr Einbau oder ihre Auswechslung an langen Wellen mit zahlreichen darauf sitzenden Teilen umständlich und schwierig wird.



## 7. Anwendungsbeispiele.

Abb. 1637 zeigt ein Lager der S. K. F.-Norma-Gesellschaft für Kippwagen, bei dem auf einfache Durchbildung Wert gelegt ist. Der ungeteilte Lagerkörper gleitet in Führungsschienen am Wagengestell und ist durch eine Spiralfeder gestützt. Das Kugellager ist auf der Achse aufgepreßt und durch eine Mutter gesichert, im Gehäuse aber durch die beiden Deckel mittels Durchsteckschrauben gehalten. Am inneren Deckel sind Nuten für zwei Filzringe zum Schutz gegen Staub und Schmutz vorgesehen.

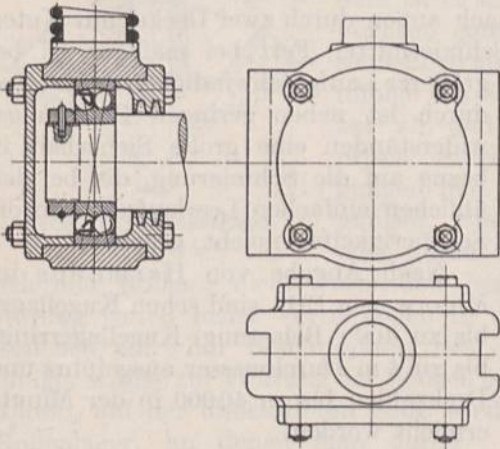


Abb. 1637. Kugellager für Kippwagen. S. K. F.-Norma G. m. b. H., Berlin.

Abb. 1638 stammt von einem Kraftwagenmotor. Die Form der Kurbelwelle und die Bohrung des Schubstangenlagers mußten so gewählt werden, daß der Zusammenbau

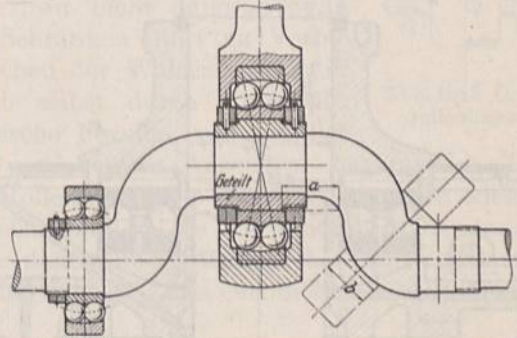


Abb. 1638. Kugellager an einer gekröpften Welle. S. K. F.-Norma G. m. b. H., Berlin.

möglich war. Auf den Kurbelzapfen ist ein geteiltes Paßstück aufgesetzt, auf dem der innere Lauftring durch zwei Muttern gehalten wird. Das Lager wird über den Kurbelarm hinweg in axialer Richtung auf das Paßstück geschoben, wobei das Maß  $a$  größer als die Lagerbreite  $b$  sein muß.

Ein normales Triebwerklager für mäßige Belastung von Fichtel und Sachs gibt Abb. 1613 wieder. Das Kugellager wird durch eine geschlitzte Spannbüchse auf der Welle gehalten und kann sich infolge der kugeligen Außenfläche in der zylindrischen Ausdehnung des Lagerkörpers selbst einstellen. Der Lagerkörper ist geteilt und durch Filzringe nach außen abgedichtet.

Ein Kugellager an einem schweren Kranhaken für 20 t zeigt Abb. 1639. Die 17 Kugeln von  $7/8''$  Durchmesser sind mit:

$$k = \frac{P}{z \cdot d^2} = \frac{20000}{17 \cdot 2,22^2} = 239$$

beansprucht, eine Belastung, die wegen der seltenen und langsamen Drehung noch zulässig ist. Die Kugeln laufen in Fett, das durch zwei Ringe auf dem Querstück zusammengehalten wird.

Abb. 1640 zeigt ein von den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken geliefertes Längslager der 2500 PS-Turbinen der Usines d'Oelberg in Freiburg. Die Belastung beträgt 45 t und wird bei 187 Umläufen in der Minute von zwei Reihen  $2\frac{1}{2}$ zölligen Kugeln aufgenommen. Die innere Reihe enthält 17, die äußere 25 Kugeln; die spezifische Belastung ist:

$$k = \frac{P}{z \cdot d^2} = \frac{45000}{42 \cdot 6,35^2} = 26,6.$$

Um die Last möglichst gleichmäßig zu verteilen, sind zwischen dem Kupferring  $K$  und den obern Lauftringen 16 trapezförmige Druckstücke angeordnet, die die Kräfte durch

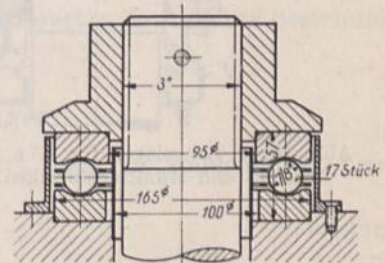


Abb. 1639. Kugellager an einem Kranhaken für 20t Belastung. M. 1:5.



schmale Wulste übertragen. Dabei sind die Wulste so gegeneinander versetzt, daß der äußere Ring der größeren Kugelzahl entsprechend stärker belastet wird. Die beiden unteren Laufringe ruhen auf einem kugelig abgedrehten Grundring. Das gesamte Kugellager läuft in einem großen Ölbad. Dem unmittelbar darunter angebrachten Halslager wird Öl durch das Rohr *R* zugeführt, das abfließende wird durch den Ring *S* abgeschleudert, in dem Ölfänger *F* aufgefangen und abgeführt.

Eine Leerlaufriemenscheibe gibt Abb. 1641 wieder. Sie stützt sich auf zwei Querlager, die auf der glatten durchlaufenden Welle durch kegelige Spannhülsen gehalten, in der Scheibennabe laufen. Die letztere ist nach außen durch zwei Deckel mit Nuten für Filzringe abgeschlossen und nimmt das Schmiermittel, Fett bei mäßiger, Öl bei

größerer Laufgeschwindigkeit, auf. Dadurch ist neben geringen Bewegungswiderständen eine große Sicherheit in bezug auf die Schmierung, die bei den üblichen einfachen Leerlaufscheiben oft Schwierigkeiten macht, gegeben.

Nach Angabe von Hermanns im Motorwagen 1914 sind schon Kugellager bis zu 400 t Belastung, Kugellageringe bis zu 4 m Durchmesser ausgeführt und Drehzahlen bis zu 40000 in der Minute erreicht worden.

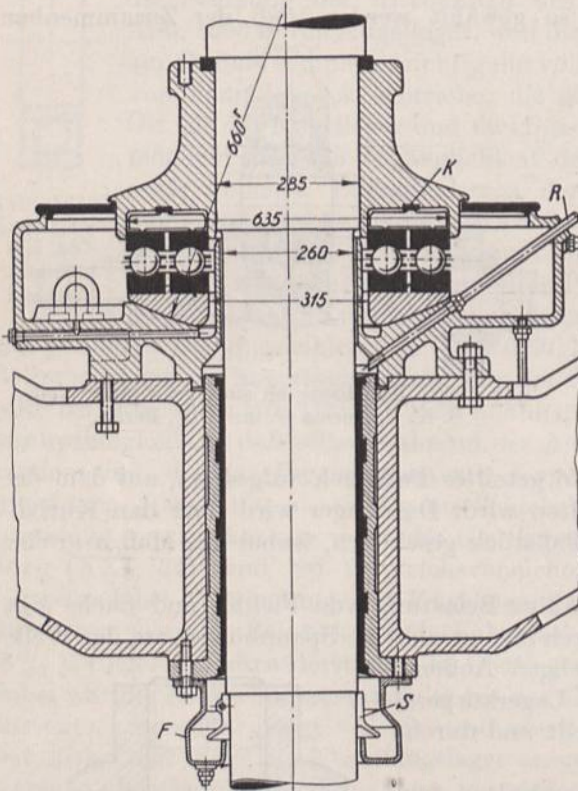


Abb. 1640. Längslager für 45 t Belastung. Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin. M. 1:15.

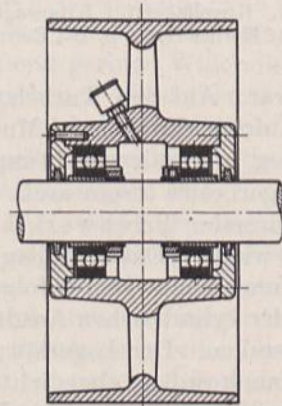


Abb. 1641. Leerlaufriemenscheibe mit Kugellagern.

## B. Rollenlager.

### 1. Grundlagen.

Rollenlager benutzen Rollen oder Walzen als reibungsminderndes Mittel und bieten gegenüber den Kugellagern den Vorteil, daß die Rollkörper in Linien statt in Punkten anliegen und deshalb Stößen gegenüber weniger empfindlich sind. Reines Rollen tritt, ganz allgemein betrachtet, ein, wenn sich die Berührungslinien nach Abb. 1642 in der Drehachse schneiden. Stützlager verlangen also kegelige Rollen, deren Zusammenhalt und richtige Führung freilich große Schwierigkeiten bereitet. Im Falle eines Traglagers für eine zylindrische Welle, Abb. 1643, müssen auch die Rollen zylindrische Form bekommen und bieten dadurch scheinbar die Möglichkeit, einfache Lager von hoher Tragfähigkeit auszubilden. Praktisch steht dem aber das Schränken der Walzen entgegen. Schon geringe Ungenauigkeiten der Welle oder der Walzen, ungleichmäßige Belastungen, Formänderungen usw. lassen die Walzen an einem Ende voreilen und



bringen sie in eine schräge Lage. Dadurch treten nicht allein hohe Beanspruchungen in den Rollen auf, die zwischen der Welle und der Lauffläche verbogen werden, sondern oft recht beträchtliche Axialdrucke und eine starke Neigung zum Wandern der Rollen gegenüber der Welle. Z. B. betrug der Schub an dem Lager der Abb. 1644 bei 970 kg Querbelastung und 350 Umdrehungen in der Minute bis zu 68 kg. Beim Öffnen des Lagers nach dem Stillsetzen zeigten die Rollen etwa 2% Neigung gegenüber der Wellenachse. Das Schränken läßt sich nicht völlig vermeiden und tritt um so stärker und stö-

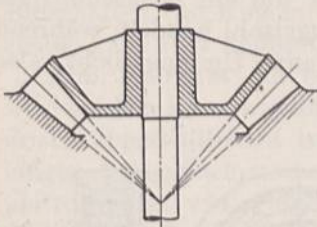


Abb. 1642. Rollenlager.

render auf, je länger die Rollen sind. Zudem ist es schwierig, lange Walzen und Laufbüchsen genau zylindrisch herzustellen und schließlich nutzen sich die Rollen beim Laufen infolge des Schiefstellens an den Enden stärker ab und bleiben nicht dauernd zylindrisch. Starkes Schränken führt zu Verbiegungen und Brüchen der Walzen, Beschädigungen, die sich selbst durch Unterteilen oder durch elastische Formen, wie spiralige,

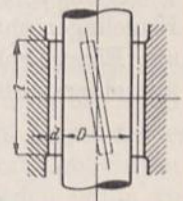


Abb. 1643. Querrollenlager.

federnde Rollen, nicht vermeiden lassen. Als erstes Anzeichen beginnender Zerstörung treten meist Vertiefungen in der Rollenoberfläche durch Abbröckeln kleiner Teilchen auf. Zur Beschränkung des Schiefstellens ist die Verwendung widerstandsfähiger Käfige zur Führung der Walzen gegeneinander nötig, die aber den Rollen gestatten sollten, auf der unbelasteten Seite wieder die richtige Lage einzunehmen. Die älteren Rollenlager, an denen man durch lange Walzen glaubte, die Tragfähigkeit steigern zu können, ergaben aus all den Gründen bei Versuchen und bei ihrer sonstigen Anwendung niedrige Belastungszahlen, die den Walzenlagern kaum Aussicht boten, mit den Kugellagern in Wettbewerb zu treten. Dagegen sind in den neueren Ausführungen, bei denen kurze Rollen von einer Länge etwa gleich dem Durchmesser benutzt werden, Lager gefunden, die den Kugellagern gleichwertig, in mancher Beziehung sogar überlegen sind.

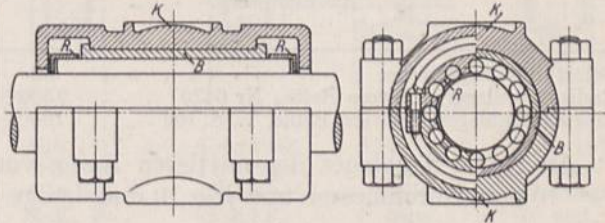


Abb. 1644. Rollenlager älterer Bauart. M. 1 : 5.

## 2. Berechnung der Rollenlager.

Die Tragfähigkeit  $P_0$  einer einzelnen Walze setzt man in sinngemäßer Umformung der Formel (471) für Kugeln:

$$P_0 = k \cdot d \cdot l. \tag{476}$$

$k$  ist eine vom Werkstoff und Härtezustand sowie den Betriebsverhältnissen des Lagers abhängige Zahl,  $d$  der Durchmesser,  $l$  die Länge der Walzen. Die Tragfähigkeit  $P$  eines ganzen Querlagers mit  $z$  Rollen darf dementsprechend zu:

$$P = \frac{z}{5} \cdot k \cdot d \cdot l \tag{477}$$

angenommen werden.

Für langsame oder nur kippende Bewegungen, wie sie an den Rollenlagern der Brücken und Eisenbauwerke, Abb. 1645, vorkommen, kann für Gußeisen auf gußeisernen ebenen Platten  $k = 25$ , für Stahl auf Stahlguß oder Stahl (ungehärtet)  $k = 60$  gesetzt werden. Dabei ist sorgfältige Bearbeitung der Rollen und der Laufflächen vorausgesetzt, so daß sich die Kraft auf der ganzen Walzenlänge möglichst gleichmäßig verteilt. Bei mehreren Rollen und sehr großer Länge ist eine Verminderung der Werte zu empfehlen. An sehr langsam laufenden Lagern, an Kransäulen u. dgl. darf für gehärteten Stahl



auf gehärtetem Stahl  $k = 150$  genommen werden. Für raschlaufende Lager mit langen Walzen gibt die Moffet Railway Bearing Co in Chicago  $k = 20$  an. Stribeck ermittelte bei Versuchen an Lagern mit langen Rollen von verschiedener, teilweise aber minderwertiger Bauart  $k = 6 \dots 11$ . Die neueren Lager mit kurzen Rollen ( $l \approx d$ ) zeigen wesentlich größere Belastungsfähigkeiten, wie der Vergleich mit einreihigen Kugellagern derselben Bohrung und gleicher Außenabmessung ergibt. Beispielweise sind die folgenden Zahlen den Listen der S. K. F.-Norma-Gesellschaft entnommen, wobei hervorgehoben sei, daß es sich bei dem Radiax-Lager um ein hochschultriges Kugellager ohne Einfüllöffnung und demnach mit geringer Kugelzahl handelt, während am Einstellrollenlager mit Innenbord nach Abb. 1646 der ganze Umfang dicht, also mit einer verhältnismäßig großen Zahl von Rollen besetzt ist.

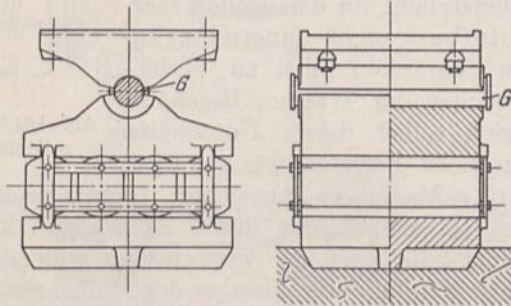


Abb. 1645. Rollenlager für eine Brücke oder ein Eisenbauwerk.

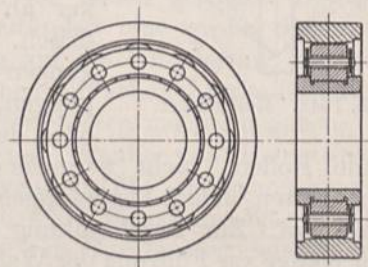


Abb. 1646. S. K. F.-Norma Einstellrollenlager mit Innenbord.

Belastungsfähigkeit bei . . . . .	$n = 10$	100	300	500	1000	Umdr. i. d. Min.
Radiaxkugellager, schwere Reihe, Nr 6420 . . . . .	9500	8000	6800	6000	5000	kg
Einstellrollenlager, schwere Reihe, N. S. 100 . . . . .	17000	15300	13500	12200	9000	kg

An einem Traglager der mittleren Reihe von 25 mm Bohrung mit 12 Rollen von  $d = 10$  mm Durchmesser und  $l = 10$  mm Länge ergaben sich aus der Formel:

$$k = \frac{5P}{z \cdot l \cdot d} = \frac{5 \cdot P}{12 \cdot 1 \cdot 1},$$

die folgenden, von der mittleren Laufgeschwindigkeit abhängigen Belastungszahlen.

Drehzahl in der Minute . . . . .	$n = 10$	100	200	300	500	1000	2000	3000	5000
Mittlere Laufgeschwindigkeit der Rollen $v =$	0,02	0,22	0,44	0,66	1,1	2,2	4,4	6,6	11,0 m/sek
Tragfähigkeit nach der Liste . . . . .	750	690	600	540	420	350	330	300	250 kg
Spezifische Belastung . . . . .	$k = 313$	288	250	225	175	146	137	125	104

Sie liegen nicht unbeträchtlich höher als die für Kugeln zulässigen Werte nach Abb. 1605.

### 3. Konstruktive Durchbildung der Rollenlager und Beispiele.

Ähnlich wie die Kugellager wurden auch die Rollenlager von den Firmen in Rücksicht auf die Massenherstellung genormt. Sie werden nur in den normalen Abmessungen geliefert. Dabei bieten die kurzen Rollen die Möglichkeit, mit den durch die Dinormen festgelegten Ringmaßen auszukommen, die die Kugellager gleichen Wellendurchmessers haben, so daß dadurch die Austauschfähigkeit der beiden Lagerarten gegeneinander gegeben ist.

Für Sonderausführungen werden die Walzendurchmesser zu etwa  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{6}$  desjenigen der Welle gewählt.

Ein älteres Lager mit langen, ungehärteten Rollen zeigt Abb. 1644. Die Rollen laufen in einer Stahlbüchse  $B$ , sind an den Enden in den Bohrungen zweier voneinander ganz unabhängiger Ringe  $R$  in bestimmten Abständen voneinander gehalten, unterliegen aber beim Laufen ziemlich starken Schränkungen. Das Lagergehäuse besteht aus Gußeisen und ist nach der Sellersschen Art durch Kugelflächen  $K$  gehalten, um



Durchbiegungen der Welle unschädlich zu machen. Die Führungsringe genügend sicher und steif miteinander zu verbinden, ist bei der großen Rollenlänge schwierig, da die Verbindungsmittel beim Schiefstellen der Rollen beträchtlichen Biegemomenten ausgesetzt sind und um so mehr Platz wegnehmen und die Zahl der Walzen beschränken, je kräftiger und breiter sie ausgeführt werden. Durch das Schränken läuft ferner einer der Ringe *R* an der Gehäuseinnenfläche an und verstärkt durch die dort entstehende gleitende Reibung die Neigung zum Schränken. Diese gleitende Reibung hat man durch Einschalten von Kugeln, auf denen die Käfige laufen, vgl. Abb. 1653, zu vermindern gesucht, kam aber dadurch zu verwickelten und teuren Bauarten.

Abb. 1646 gibt ein normales Einstellrollenlager der S. K. F.-Norma-Gesellschaft wieder. Die kurzen zylindrischen Rollen laufen zwischen hohen Spurkränzen des zylindrisch abgeschliffenen Innenringes, werden durch die im Verhältnis zum Durchmesser langen Anlageflächen am Bord sicher geführt und sitzen auf Bolzen, die mit zwei Seitenplatten einen widerstandsfähigen Käfig bilden. Der Außenring ist schwach ballig geschliffen, wodurch der Druck sicher auf den mittleren Teil der Rollen unter Vermeidung gefährlicher Kantenpressungen übertragen wird. Durch geringes Spiel der Walzen in den Laufbahnen ist eine gewisse Schrägstellung der Welle möglich. Dagegen kann das Rollenlager keinen Axialdruck aufnehmen. Neuerdings werden aber die Außenringe mit Borden, an dem Schulterrollenlager, Abb. 1647, mit einem einfachen, an dem Führungsrollenlager 1648 mit doppeltem Bord versehen und so zur Aufnahme von

größeren Axialdrücken geeignet gemacht, die nach Abb. 1647 nicht ungünstig, jedenfalls in vorteilhafterer Weise als durch Kugeln, die sich zwischen den Laufringen mehr oder weniger klemmen, übertragen werden. In vielen Fällen wird man dadurch besondere Drucklager entbehren können. Nach Versuchen steigt die axiale Tragfähigkeit mit zunehmender Querbelastung. Auch werden bei diesen Lagern die Lauf-

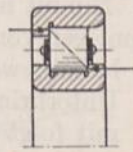


Abb. 1647.  
Schulterrollenlager.  
S. K. F.-  
Norma  
G. m. b. H.,  
Berlin.



Abb. 1648.  
Führungsrollenlager.  
S. K. F.-  
Norma  
G. m. b. H.,  
Berlin.

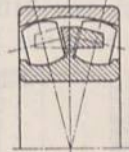


Abb. 1649.  
S. K. F.-  
Rollenlager.

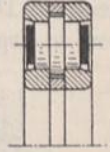


Abb. 1650.  
Bundrollenlager,  
G. und J.  
Jaeger  
A. G.,  
Elberfeld.

flächen im Außenring genau zylindrisch geschliffen, eine Maßnahme, die die Neigung der Rollen zum Kanten und Kippen infolge der seitlichen Kräfte vermindert.

Die Lager werden in drei Reihen für leichte, mittlere und schwere Belastung und, wie oben erwähnt, in Übereinstimmung mit den Dinormen geliefert.

Daneben führt die S. K. F.-Norma-Gesellschaft Lager nach der Abb. 1649 mit tonnenförmigen Rollen aus, die nach Art ihrer doppelreihigen Kugellager einerseits in zwei Rillen des Innenrings, andererseits im kugelig ausgedrehten Außenring anliegen. Der Wölbungshalbmesser der Walzen ist etwas kleiner als der Halbmesser der Kugel genommen. Selbst unter den sehr ungünstigen Verhältnissen an Walzwerken haben sich derartige Rollenlager bewährt.

Die Kugelfabrik Fischer, Schweinfurt, benutzt kurze, gewölbte Rollen, die, durch hohe Schultern des Innenrings und einen Käfig gehalten, in einem kugelig abgeschliffenen Außenring laufen. Auch bei ihnen ist der Wölbungshalbmesser der Rollen etwas kleiner als derjenige der Kugelfläche, deren Mittelpunkt in der Wellenmitte liegt, damit die Lager Durchbiegungen oder Schiefstellungen der Welle leicht folgen können.

G. und J. Jaeger, Elberfeld, versehen die Rollen zwecks gleichzeitiger Belastung in radialer und axialer Richtung mit Bunden mitten auf den Walzen, Abb. 1650, sind dadurch freilich zur Teilung der eigentlichen Laufringe gezwungen.

In Abb. 1651, der Ankerlagerung eines Bahnmotors, ist das linke Lager als Führungsrollenlager ausgebildet und dient zum Festhalten der Motorwelle der Seite nach, während das rechte die Ausdehnung und Durchbiegung der Welle zuläßt; die letztere besonders



leicht dadurch, daß die gewölbte Lauffläche im Gegensatz zu Abb. 1646 innen angeordnet ist. Große Sorgfalt ist auf die Fernhaltung von Staub und Schmutz durch die mit Rillen versehenen Scheiben  $S$  und  $S_1$  und durch die Filzringe  $F$  verwandt.

Eine andere Lösung der Aufnahme von Axialdrucken ist durch den Zusammenbau von Rollen- mit Kugellagern nach Abb. 1652 gegeben, bei dem ein einziger Ring die Stützflächen der Walzen für die radiale wie die der Kugeln für die axiale Belastung abgibt.

Durch die vom Innenring gebildete lange Nabe wird der gute Sitz auf der Welle erleichtert; doch werden die Lager auch mit einem kurzen Innenring und einem besonderen Druckstück hergestellt. Welle und Gehäuse bekommen einfache, zylindrische Flächen ohne Absätze.

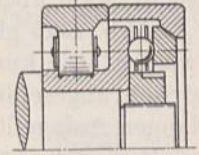


Abb. 1652. Kombiniertes Rollen- und Längskugellager, S. K. F.-Norma G. m. b. H., Berlin.

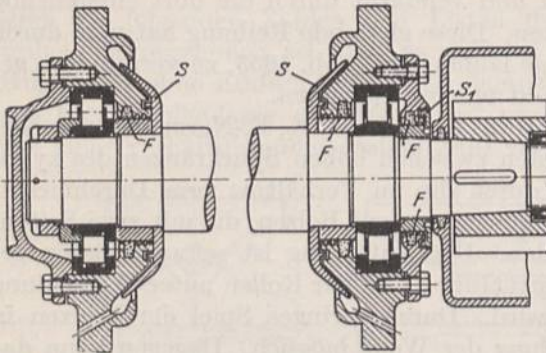


Abb. 1651. Ankerlagerung eines Bahnmotors. S. K. F.-Norma G. m. b. H., Berlin.

In Abb. 1653 ist das Halslager eines Drehkranes für einen Zapfen von 90 mm Durchmesser und einen wagrechten Druck von 3100 kg dargestellt. Nimmt man den Walzendurchmesser zu 25 mm an, so ergibt sich ein Rollenkreisdurchmesser von 115 mm, auf dem neun Rollen Platz haben, wenn man genügend Zwischenraum zur Unterbringung der Käfigstangen vorsieht.

Damit folgt die Länge  $l$  der Rollen bei  $k = 60$  für Stahlwalzen, die in einer Stahlbüchse und auf einem Stahlgußzapfen laufen, aus Formel (477):

$$l = \frac{5P}{z \cdot k \cdot d} = \frac{5 \cdot 3100}{9 \cdot 60 \cdot 2,5} = 11,5 \text{ cm.}$$

Der Käfig besteht aus zwei kräftigen, durch neun Längsstangen miteinander verbundenen

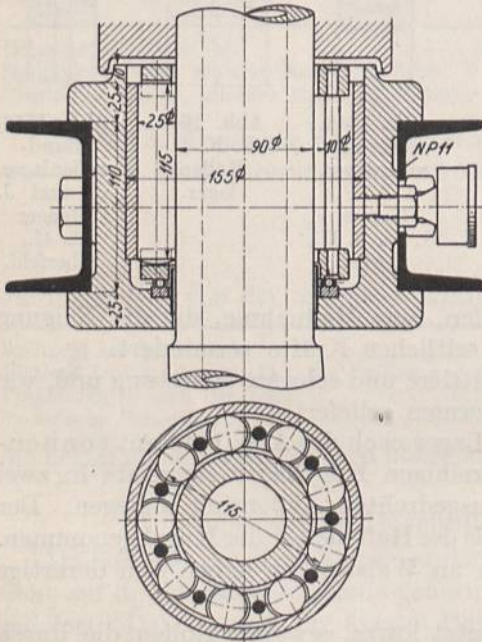


Abb. 1653. Stützung eines Drehkranzapfens. M. 1:5.

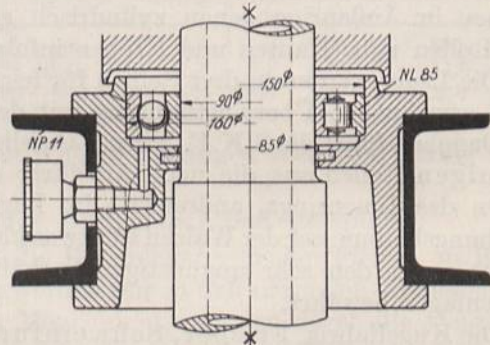


Abb. 1654. Drehkranzapfen mit Kugel- und Rollenlager. M. 1:5.

Ringen mit Vertiefungen, in welchen die Rollen mit Spiel liegen. Der untere Ring läuft auf Kugeln, um durch Verminderung der Reibung die Neigung zum Schränken herabzusetzen. Zur Schmierung ist eine Staufferbüchse vorgesehen. Vergleichsweise ist in der linken Hälfte der Abb. 1654 das Kugellager Z 90 DIN 612 mit erhöhter Kugelzahl der Zusammenstellung 136, Seite 903 dargestellt. Es besitzt 18 Kugeln von 19,9 mm Durchmesser, die nach Formel (472) mit:

$$k = \frac{5 \cdot P}{z \cdot d^2} = \frac{5 \cdot 3100}{18 \cdot 1,99^2} = 218$$







### III. Schneidenlager.

Schneidenlager ermöglichen kippende Bewegungen, erhalten bei geringen Kräften scharfe Schneiden von etwa  $45^\circ$  Neigung, die in vertieften Pfannen, Abb. 1655, schwingen, bei größeren Belastungen stumpfe Schneiden, die auf einer Ebene aufliegen, Abb. 1656. Als Baustoff wird gehärteter, gelb oder gar nicht angelassener Stahl verwendet. Die Schneide wird nach dem Härten, wenn möglich nach dem Einbau in den Schneidenträger selbst, genau gerade geschliffen und in diesem entweder durch Eintreiben und Verstemmen in einer schwalbenschwanzförmigen Nut oder durch Verspannen mittels einer Beilage, Abb. 1656, befestigt.

Bei der Berechnung empfiehlt Bach 1000 bis 2000 kg auf 1 cm Schneidenlänge zugrunde zu legen. An Festigkeitsprüfmaschinen finden sich aber Werte von 3000 bis 3500 kg/cm auf die Höchstlast bezogen, wobei freilich Spuren von Eindrücken auftreten, ohne aber die Leistungsfähigkeit der Maschine zu beeinträchtigen. Je schärfer die Schneide ist, um so geringer wird man die spezifische Belastung wählen.

Abb. 1657 zeigt die Formgebung und Lagerung des Haupthebels einer Festigkeitsprüfmaschine von 50 t Höchstbelastung der Firma Schenck, Darmstadt. Die vier Schneiden *I* bis *IV* liegen auf einer Geraden, damit das Hebelverhältnis, das  $\frac{a}{b} = \frac{1}{100}$  beträgt, auch bei Schwankungen unverändert bleibt. Sie sind wie folgt beansprucht:

Hauptschneide *II*. Auf sie wirken bei der Höchstbelastung der Maschine  $P_0 = 50000$  kg, ferner das Eigengewicht des Hebels, einschließlich des Gegengewichts,  $G_1 = 615$  kg, das Gewicht des auf den Schneiden *I* und *III* ruhenden Gehänges  $G_2 = 60$  kg und der Gehängezug an Schneide *IV*  $P' = 830$  kg, insgesamt  $P = 51505$  kg. Somit ist die spezifische Belastung bei der Schneidenlänge  $l_2 = 2 \cdot 16$  cm:

$$p = \frac{P}{l_2} = \frac{51505}{32} = 1610 \text{ kg/cm.}$$

Schneide *I* und *III*:

$$p = \frac{P_0 + G_2}{2 \cdot l_2} = \frac{50000 + 60}{2 \cdot 14,5} = 1730 \text{ kg/cm.}$$

Schneide *IV*:

$$p = \frac{P'}{l_4} = \frac{830}{5} = 166 \text{ kg/cm.}$$

Biegebeanspruchung des Hebels an der Schneide *III* im Querschnitt  $xx$ , unter Vernachlässigung des Eigengewichts des Hebelendes:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6(830 \cdot 87 + 25030 \cdot 3)}{5 \cdot 11,5^2} = 1340 \text{ kg/cm}^2.$$

Biegespannung im Querschnitt  $yy$  der Hauptschneide:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6 \cdot 25750 \cdot 9,25}{5 \cdot 16^2} = 1120 \text{ kg/cm}^2.$$

Zweiundzwanzigster Abschnitt.

## Führungen, Maschinenrahmen und -gestelle.

### A. Führungen.

Gleitende Teile, wie die Schlitten und Tische der Werkzeugmaschinen und die Kreuzköpfe der Kurbeltriebe können in offenen Führungen, Abb. 1658 bis 1661, laufen, wenn die Kräfte, die auf die Gleitflächen wirken, dauernd ein und dieselbe Richtung haben, müssen aber in doppelten, Abb. 1662 bis 1664 und 1667 oder in geschlossenen, Abb. 1669, geführt werden, wenn die Kraftrichtung wechselt.



Die ebene Führung, in Abb. 1658 im Querschnitt dargestellt, genügt für Tragschlitten, die lediglich Gewichtswirkungen aufzunehmen haben. Gegenüber senkrechten Kräften, gleichzeitig aber auch gegenüber mäßigen seitlichen, sind offene Prismenführungen, wie in Abb. 1659, geeignet. In Abb. 1660, dem Reitstock einer Drehbank entnommen, ist die seitliche Führung durch das Prisma *P* gesichert. Die Gleitfläche *G* dient lediglich zur Stützung und gestattet die freie Ausdehnung durch die Wärme. Abb. 1662 bis 1664 geben Schlittenführungen an Werkzeugmaschinen wieder, bei denen Schwalbenschwänze das Abheben der Schlitten verhüten; die zweite Form besitzt Nachstellmöglichkeit.

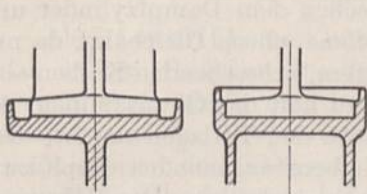


Abb. 1658 und 1659. Offene, ebene Führungen.

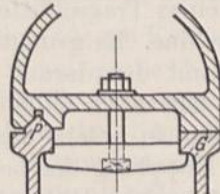


Abb. 1660. Reitstockführung.

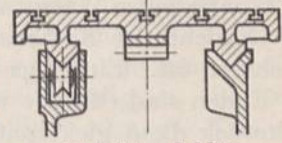


Abb. 1661. Schlittenführung an Werkzeugmaschinen.

Eine geschlossene Prismenführung zeigt Abb. 1665, eine Rundführung mit Sicherung gegen Drehen durch eine Feder Abb. 1666. Kreuzkopfbahnen, wegen der Möglichkeit des Wechsels der Kräfte an den Gleitflächen fast immer doppelt ausgebildet, sind in den Abb. 1667 bis 1669 dargestellt; in Abb. 1667 eine eingleisige, in Abb. 1668 eine zweigleisige Führung mit gehobelten oder gefrästen Laufflächen, in Abb. 1669 eine durch Ausbohren bearbeitete Rundführung.

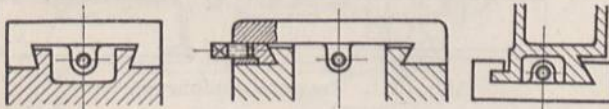


Abb. 1662 bis 1664. Schlittenführungen an Werkzeugmaschinen.



Abb. 1665. Geschlossene Prismenführung.

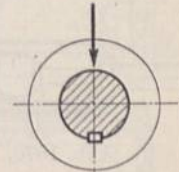


Abb. 1666. Rundführung.

Bei der Wahl und Durchbildung der Führung ist vor allem auf die richtige Aufnahme der Kräfte zu achten. Eintretende Abnutzung darf keinesfalls schädlich wirken. Am einfachsten ist es, sie durch niedrige Flächendrucke gering zu halten; an gußeisernen Kreuzkopfbahnen tritt beispielweise, gute Bearbeitung und Schmierung der Gleitflächen vorausgesetzt, bei 2 bis 3 kg/cm<sup>2</sup> Auflagedruck selbst nach jahrelangem Betrieb keine merkbare Abnutzung ein. Nachstellvorrichtungen sind meist umständlich und teuer, verlangen auch sachverständige Behandlung.

Auch elastische Formänderungen sind sorgfältig zu beachten und durch geeignete Form und genügend kräftige Ausbildung der Führungsteile möglichst zu beschränken. Um bei dauerndem Lauf Gratbildungen zu vermeiden, läßt man die Gleitstücke über die Gleitbahnen hinwegschleifen, vgl. Abb. 1194.

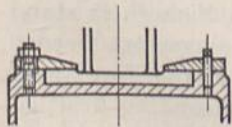


Abb. 1667. Eingleisige Kreuzkopfführung.

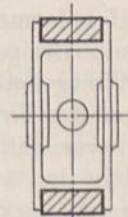


Abb. 1668. Zweigleisige Kreuzkopfführung.

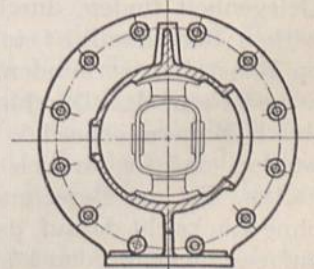


Abb. 1669. Kreuzkopfrundführung.

Eine einfache Geradföhrung, für Schieberstangen und ähnliche Teile geeignet, war schon in Abb. 1158 dargestellt. In der schwingenden Stange auftretende Zugkräfte werden durch den Bolzen *Z*, Druckkräfte dagegen durch den genau zylindrisch gefrästen Kopf auf die eine größere Auflagefläche bietende Bronzeschale *B* übertragen, so daß



die Ausführung für den Fall besonders geeignet erscheint, daß die Druckkräfte größer als die Zugkräfte sind. Abnutzung kann durch Unterlegen von Blechen oder auch durch Einschalten eines Keiles unter der Schale *B* ausgeglichen werden. Die gerade geführte Stange ist auf Biegung beansprucht und muß dementsprechend kräftig — die Führungsbüchse, um seitliche Abnutzungen zu vermeiden, genügend lang gehalten werden.

Die Biegemomente in der Stange können durch eine Führung an beiden Enden, Abb. 1670, herabgesetzt werden; freilich ist dann eine Gabelung oder Kröpfung der anschließenden Stange nötig.

Abb. 1671 zeigt die Führung eines Tragschlittens zwischen dem Dampfzylinder und der Pumpe einer Wasserwerkmaschine. Es genügt eine offene, ebene Gleitbahn, da nur das Gewicht der Kolbenstange samt den darauf befestigten, schwebenden Kolben aufzunehmen ist. Ein rings um die Gleitbahn laufender Rand hält das Öl zusammen. An den Enden sind Ölnäpfe vorgesehen, in welche der Schuh in den Totlagen taucht. Das Gleitstück dient gleichzeitig zur Kupplung der beiden Kolbenstangenenden durch zwei Querkeile; durch einen Flachkeil ist es der Höhe nach genau einstellbar. Der Führungsbock, auf den Grundrahmen der Maschine verschraubt, ist in seiner Lage durch zwei Paßstifte gesichert.

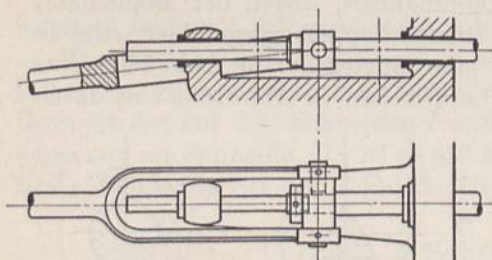


Abb. 1670. Stangenführung.

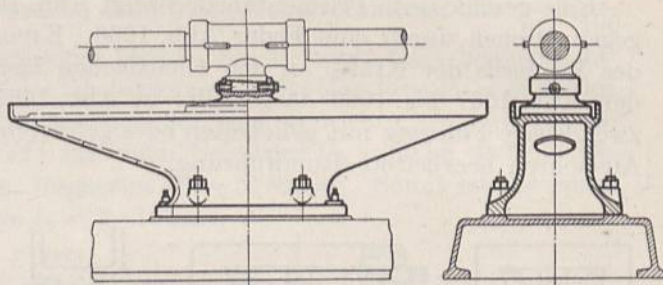


Abb. 1671. Tragschlittenführung.

## B. Maschinenrahmen und -gestelle.

### 1. Allgemeine Gesichtspunkte.

Rahmen und Gestelle haben zur Aufgabe, die einzelnen Teile einer Maschine zu verbinden und die zwischen denselben auftretenden Kräfte zu übertragen. Je nach deren Wirkung und der Größe sowie nach der Art der Maschine erfahren die Rahmen die verschiedenartigste konstruktive Durchbildung. Grundsätzlich ist zu beachten, daß die Kräfte möglichst unmittelbar aufgenommen, dort, wo sie auftreten, beherrscht und auf dem nächsten und einfachsten Wege weiter geleitet werden. Dieselben sollen keine Gelegenheit finden, durch Hebelarme als Momente oder auf Umwegen ungünstig zu wirken; denn damit ist stets eine Steigerung der Beanspruchungen oder ein Mehrverbrauch an Baustoffen verbunden. Weitgehendst ist der Kräfteschluß in der Maschine selbst anzustreben, das Durchleiten der Kräfte durch fremde Teile, durch das Fundament, durch Mauern oder dgl. zu vermeiden. Stets sollen die Rahmen so stark gehalten werden, daß sie für sich allein den äußeren Kräften mit der nötigen Sicherheit standhalten. Bei der Berechnung müssen diese also in ihrer vollen Größe eingesetzt werden, ohne Rücksicht darauf, daß sie etwa teilweise von anderen Stücken oder vom Fundament aufgenommen werden könnten. Möglichst sollen die Rahmen verhältnismäßig kräftiger und sicherer ausgeführt werden, als die mit ihnen verbundenen, leichter ersetzbaren Teile, wie etwa die Schrauben eines Lagerdeckels, damit diese bei außergewöhnlichen Belastungen eher nachgeben und brechen als der betreffende Rahmen.

Häufig sind Formänderungen für die Wahl der Abmessungen, Formen und Wandstärken der Rahmen maßgebend. So müssen die Gestelle der Werkzeugmaschinen im Verhältnis zu den auftretenden Belastungen sehr steif und kräftig durchgebildet werden, um zur Erzielung genauer Bearbeitung keine Erschütterungen oder Schwingungen auf-



kommen zu lassen. Durch breite Auflageflächen, starke Anker und im Falle dauernder Aufstellung der Maschine durch sorgfältiges Untergießen mit Zementmörtel ist für eine gute Auflage und eine feste Verbindung der Gestelle oder Grundplatten mit dem Fundament Sorge zu tragen, namentlich wenn dessen Masse zur Dämpfung von Bewegungen oder Schwingungen dienen soll. Die Rahmen schwerer Maschinen wird man auf ihrer ganzen Länge aufliegen lassen; leichte Gestelle kann man mit Tragfüßen oder Stützen versehen.

## 2. Baustoffe und zulässige Beanspruchungen.

Als Baustoff kommt in erster Linie für die Kraft-, Arbeits- und Werkzeugmaschinen das billige Gußeisen in Frage. Wenn große Kräfte aufzunehmen oder zu übertragen sind, greift man zum Stahlguß oder zum Walzeisen, zu diesem aber auch dann, wenn die Beschränkung der Gewichte oder der Massen wichtig ist. So hat das Schmiedeeisen das Gußeisen an den Hebmachines fast völlig verdrängt. Das zeigen sowohl die Handwinden, bei denen es gilt, das Gewicht niedrig zu halten, um das Fortschaffen zu erleichtern, wie alle neueren Laufkrane, an denen die Einschränkung der Massen mit zunehmender Fahr- und Arbeitsgeschwindigkeit immer wichtiger wurde.

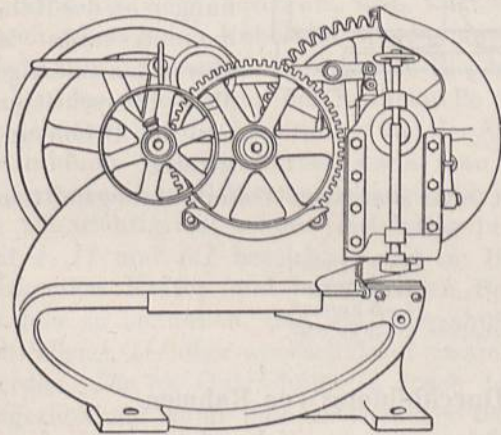


Abb. 1672. Bleischere mit Stahlgußrahmen.

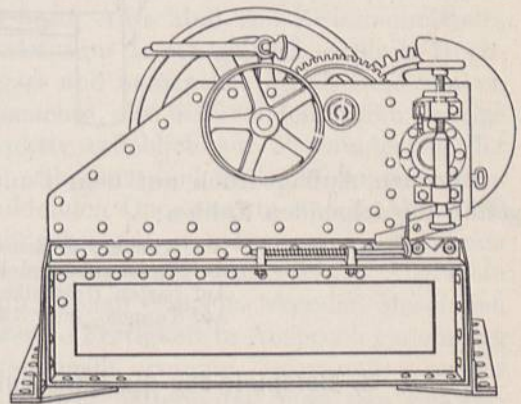


Abb. 1673. Bleischere mit Walzeisenrahmen.

Die Rahmen der Fahr- und Flugzeugmotoren bestehen aus Leichtmetallen, insbesondere aus Aluminiumguß. Ausnahmsweise findet man Bronze, z. B. bei den Gestellen sehr leichter Bootsmaschinen angewendet. Wegen ihrer großen Festigkeit und leichten Gießbarkeit gestattet sie sehr geringe Wandstärken unter bedeutenden Gewichtsersparnissen zu wählen.

Welchen Einfluß die Eigenart des Baustoffes auf die Gestaltung und Durchbildung der Rahmen hat, zeigen deutlich die Abb. 1672 und 1673. Die erste gibt eine größere Schere mit einem einteiligen Stahlgußrahmen in Rippenguß mit gut abgerundeten Formen wieder. Demgegenüber besitzt der Walzeisenständer, Abb. 1673, einer gleichen Maschine geradlinige, eckige Umrisse, entsprechend der Bearbeitung der Bleche und Formeisen durch Abschneiden auf der Schere und durch Hobeln. Der Rahmen mußte aus mehreren Teilen zusammengenietet werden.

Die zulässigen Beanspruchungen werden wegen der Formänderungen und wegen der Schwierigkeit des Ersatzes der schweren Teile bei einem etwaigen Bruch meist niedrig gehalten. Beispielweise pflegt man an Kraftmaschinen mittlerer Größe bei gutem Gußeisen Zugspannungen von 150 bis höchstens 200 kg/cm<sup>2</sup>, Biege- oder Gesamtspannungen von 250 bis 350 kg/cm<sup>2</sup> zuzulassen. Daß an Stellen mit plötzlichen und scharfen Übergängen, wo Kerbwirkung eintritt, besonders niedrige und vorsichtige Wahl der rechnermäßigen Spannungen geboten ist, war an Hand des Bachschen Versuchsstückes, Abb. 1538, und an dem Lager, Abb. 1537, schon auf Seite 869 gezeigt worden. Zur Kraftebene



unsymmetrische Querschnittformen besitzen geringere Widerstandsfähigkeit, als die Rechnung erwarten läßt. Die Grundplatte eines Kraftwagenmotors, Abb. 1674, aus Aluminiumguß brach bei der Belastung auf Biegung durch eine Einzelkraft in der Mitte bei einer rechnermäßigen Zugspannung von  $1020 \text{ kg/cm}^2$  im Punkte *A*, während Zugproben, die aus den Wandungen des Rahmens herausgeschnitten wurden, im Mittel aus drei Versuchen  $1540 \text{ kg/cm}^2$  Zugfestigkeit des Baustoffes ergaben. Das ist darauf zurückzuführen, daß die Durchbiegung der schrägen Seitenwand etwa dreimal größer als diejenige der senkrechten war, so daß die Dehnungen an der Rahmenunterkante *A* zuerst das zulässige Maß überschritten und den Bruch einleiteten.

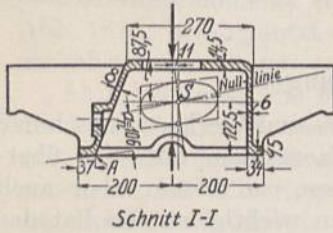
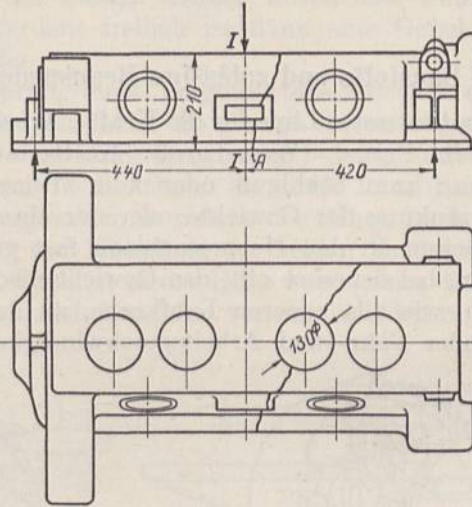


Abb. 1674. Motorrahmen.  
M. 1 : 16.



Das ist darauf zurückzuführen, daß die Durchbiegung der schrägen Seitenwand etwa dreimal größer als diejenige der senkrechten war, so daß die Dehnungen an der Rahmenunterkante *A* zuerst das zulässige Maß überschritten und den Bruch einleiteten.

Für den Auflagedruck auf dem Fundament oder sonstigen Unterstützungsmitteln gelten die folgenden Zahlen:

- Auf Klinkern in Zement . . . . . 4—5  $\text{kg/cm}^2$ ,
- Auf Bauziegeln und Beton . . . . . 3—4  $\text{kg/cm}^2$ ,
- Auf harten Holzbalken . . . . . 4—5  $\text{kg/cm}^2$ ,
- Auf Tannen- und Kiefernholzbalken 2—3  $\text{kg/cm}^2$ .

### 3. Beispiele für die konstruktive Durchbildung von Rahmen.

Die im Absatz 1, S. 920, erwähnten Grundsätze seien im folgenden an einzelnen Beispielen älterer und neuerer Bauweise erläutert, um die Vor- und Nachteile der einzelnen Ausführungen und die Fortschritte in der Gestaltung der Rahmen zu zeigen. An den alten

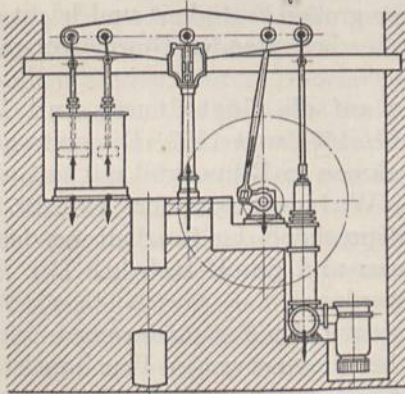


Abb. 1675. Alte Schwinghebelmaschine.

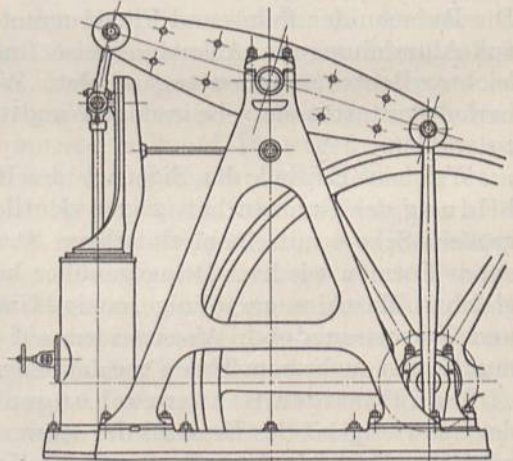


Abb. 1676. A-Rahmen einer Schwinghebelmaschine.

Schwinghebel-(Balancier)dampfmaschinen, Abb. 1675, wurde der Kraftschluß zwischen dem Dampfzylinder, dem Hebellager, dem Kurbellager und der angetriebenen Pumpe durch das Fundament vermittelt, in welchem sowohl Zug- und Druckkräfte, wie



auch Biegemomente wirken. Gegenüber Zugspannungen besitzt aber Mauerwerk sehr geringe Widerstandsfähigkeit; Risse im Fundament und Verschiebungen einzelner Teile gegeneinander, Klemmungen und Brüche in der Maschine selbst waren die Folge. Fundamente sollen lediglich dazu dienen, die Gewichte auf den Untergrund zu verteilen und die Schwingungen, die die freien Kräfte hervorrufen, durch ihre Masse zu dämpfen, sollen aber nicht zur Übertragung von Kräften herangezogen werden. Kraftschluß läßt sich bei Schwinghebelmaschinen durch *A*-Rahmen, Abb. 1676, erreichen, der das Hebellager mit dem Zylinderfuß und dem Kurbelwellenlager verbindet.

Liegende Kraftmaschinen hatten früher durchlaufende Grundrahmen, Abb. 149, auf denen die Zylinder, die Gleitbahnen für die Querhäupter und die Kurbellager aufgesetzt und befestigt waren. In solchen Rahmen entstehen nun durch den Hebelarm *h*, an dem der auf den Zylinderdeckel wirkende Dampfdruck und die Gegenkraft im Lager angreifen, bedeutende Biegemomente. Ferner ist das Zusammenpassen der einzelnen Teile umständlich und schwierig. Durch die zahlreichen Schrauben und Stellkeile, welche die Kräfte übertragen müssen, bilden sich unvermeidlich größere Formänderungen aus; gleichzeitig nimmt die Sicherheit insofern ab, als das Lösen eines Teiles die Maschine gefährden kann.

Vom Bajonettrahmen, Abb. 150, werden die im Zylinder wirkenden Kräfte zentrisch, ohne jeden Hebelarm aufgenommen und unter Ausschluß von Zwischenmitteln, sowie unter wesentlich geringeren Biegemomenten zum Lager geleitet. Durch Hochziehen des Armes *A* an der Ansatzstelle des Lagers und namentlich durch Beschränken des Abstandes *b* der Lagermitte von der Maschinenachse, also insbesondere durch richtige Ausbildung der Stirnkurbel, kann man konstruktiv erheblich zur Verminderung der Biegemomente und Beanspruchungen im Rahmen, übrigens auch in der Welle, beitragen.

Die wichtigsten, bei der Gestaltung durchzubildenden Querschnitte sind in Abb. 1699 mit *I*, *II* und *III* bezeichnet und im Berechnungsbeispiel in bezug auf die an ihnen wirkenden Kräfte und entstehenden Spannungen eingehend untersucht. Allgemein ist hier zu bemerken, daß die Querschnitte *I* und *II* an doppelwirkenden Maschinen schwellend, *III* aber wechselnd auf zusammengesetzte Festigkeit in Anspruch genommen werden. Die im Querschnitt *II* durch das Biegemoment erzeugte Zugspannung an der Lagerhöhle kann man konstruktiv dadurch niedrig halten, daß man den Schwerpunkt *S*, Abb. 1700, durch Wahl geeigneter Formen und Wandstärken hoch legt. Bei großen Kräften läßt man die Wangen oft tief in das Fundament hineingreifen, vgl. Abb. 1522, wenn die Rahmenhöhe zugunsten geringeren Werkstoffverbrauchs nicht zu groß werden soll. Den Bajonettarm setzt man möglichst hoch am Lagerkörper an, gibt ihm nach der Ansatzstelle an der Gleitführung zu wachsendes Widerstandsmoment und läßt ihn allmählich in die Führungswände übergehen. Die Flansche zum Ansetzen der Zylinder sind steif und kräftig zu halten, namentlich wenn man mit wenig Verbindungsschrauben auskommen will.

Bei kleineren Maschinen genügt die Unterstützung eines solchen Rahmens durch gute Auflageflächen unter dem Lager und durch einen Fuß am Flanschende, Abb. 1695, bei mittleren bringt man eine weitere Stütze am vorderen Gleitbahnende an, bei großen läßt man den Vorderteil, Abb. 1698 oder schließlich den gesamten Rahmen in seiner ganzen Länge auf dem Fundamente, Abb. 1677, aufliegen.

Das am Bajonettrahmen, Abb. 1699, wirksame freie Moment  $P_0 \cdot b$  aus dem Kurbelzapfendruck  $P_0$  und dem Abstand *b* der Lager- und Zylindermitten, das durch die Reibung an der Rahmenunterfläche auf das Fundament übertragen werden muß, wird am Gabelrahmen, Abb. 1677, ganz vermieden. Die Kolbenkraft zerfällt in die beiden Lagerdrücke, verteilt sich auf die Rahmenwangen und wirkt wesentlich günstiger, so daß die Wellen- und Lagerabmessungen bedeutend geringer werden können. Andererseits ist die Ausführung der notwendigerweise gekröpften Welle und zweier Hauptlager, an Stelle eines einzigen, aber größeren, schwieriger und teurer und die Zugänglichkeit des Kurbeltriebs geringer. Gabelrahmen finden sich vorzugsweise an einachsigen und großen Maschinen.



Die Ausführungskosten, die statische Unbestimmtheit und die größere Empfindlichkeit der Welle bei Fehlern im Zusammenbau zweiachsiger Maschinen, veranlassen aber die Amerikaner, Bajonett-rahmen selbst für Gasmaschinen größter Abmessungen anzuwenden.

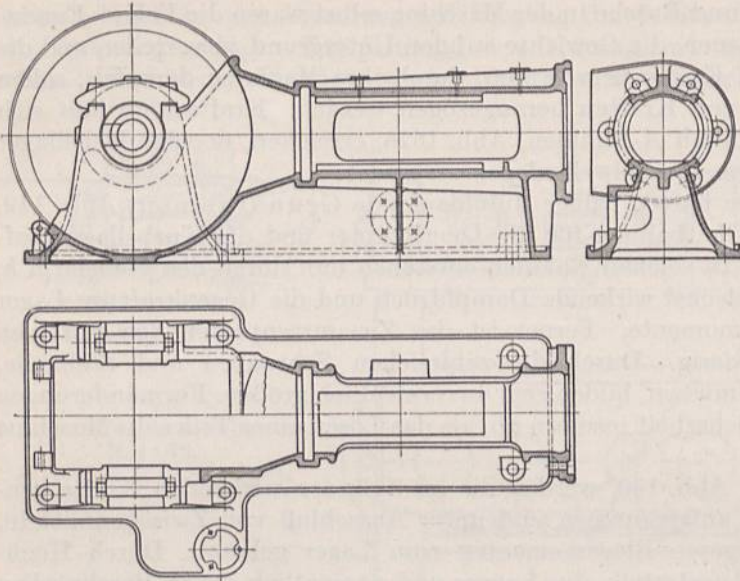


Abb. 1677. Gabelrahmen.

Beispiele für Rahmen stehender Kraftmaschinen zeigen die Abb. 1678 bis 1684. Durchweg werden heutzutage die Zylinder oben, die Lager unten angeordnet, weil dadurch die seitlichen Kräfte, die durch den Druck des Kreuzkopfes auf die Gleitbahn gegeben sind, besser und sicherer beherrscht werden. In erster Linie gilt es, das Moment, das dieser Druck an der Grundplatte oder am Fundament erzeugt, klein zu

halten. Die wichtigsten Mittel hierzu sind: eine im Verhältnis zum Kurbelhalbmesser  $R$  geringe Schubstangenlänge  $L$  ( $R:L = 1:4,5$  bis  $1:4$ ) und das Hochziehen der Stützflächen des Rahmens auf dem Fundament. Zur Beschränkung der Gesamthöhe stehender Maschinen — wichtig sowohl wegen der Kosten, als auch wegen der Schwingungen, die durch die taktmäßige Wirkung des Kreuzkopfdruckes hervorgerufen werden können — dienen ferner: die gedrängte Durchbildung des Kreuzkopfes und die Verwendung kegeliger Kolben oder bei einfachwirkenden Maschinen das Weglassen des Kreuzkopfes unter Einbau des Zapfens im Kolben. Wichtig ist eine sichere Verbindung der Ständer oder Säulen mit der Grundplatte. So empfiehlt es sich, im Falle der Abb. 1678 Schrauben an der Kante  $a$  anzubringen, weil der Kreuzkopfdruck den Ständer nach außen abzubiegen und Klaffen bei  $a$  hervorzurufen sucht. Zur Aufnahme der Kippmomente müssen die Grundplatten genügende Breite haben und die Ankerschrauben in großem Abstände voneinander, senkrecht zur Maschinenachse gemessen, angeordnet werden.

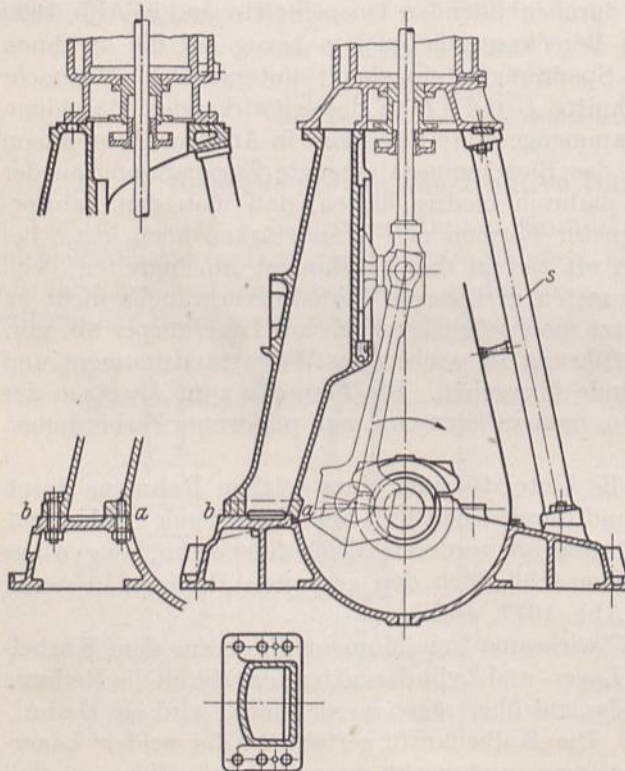


Abb. 1678. Rahmen einer stehenden Dampfmaschine.

In Abb. 1679 ist der A-Rahmen einer stehenden Verbrennungsmaschine mit dem Kühlmantel für den Zylinder zusammengegossen. Er gewährleistet die zentrische Aufnahme, die symmetrische und gleichmäßige Übertragung der Kräfte vom Zylinder auf



die Grundplatte, ist durch Ausbohren längs der Hauptmittellinie und durch gleichzeitiges Abdrehen der Füße und des oberen Flansches leicht bearbeitbar und besitzt große Standfestigkeit. Die Rahmenschenkel werden durch Längskräfte beansprucht, wenn die Verbindung mit

der Grundplatte derart ausgebildet ist, daß die Mittelkräfte in die Schwerlinien der Schenkel fallen und wenn die wagerechte Seitenkraft an der Trennfläche sicher durch die Reibung, die die

Verbindungs-schrauben erzeugen oder durch Paßstifte oder Keile aufgenommen wird. Ferner muß die Grundplatte genügende Steifigkeit haben;

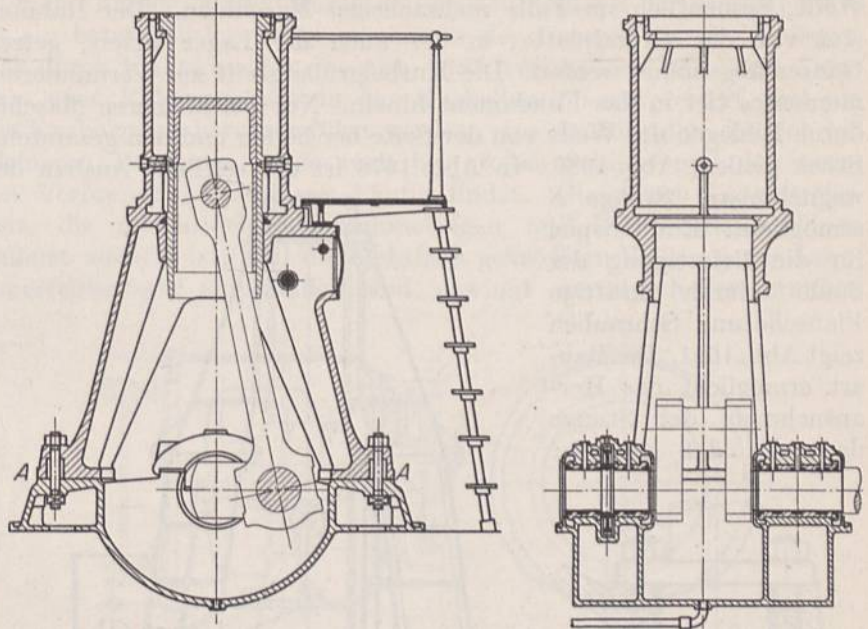


Abb. 1679. A-Rahmen einer stehenden Verbrennungsmaschine.

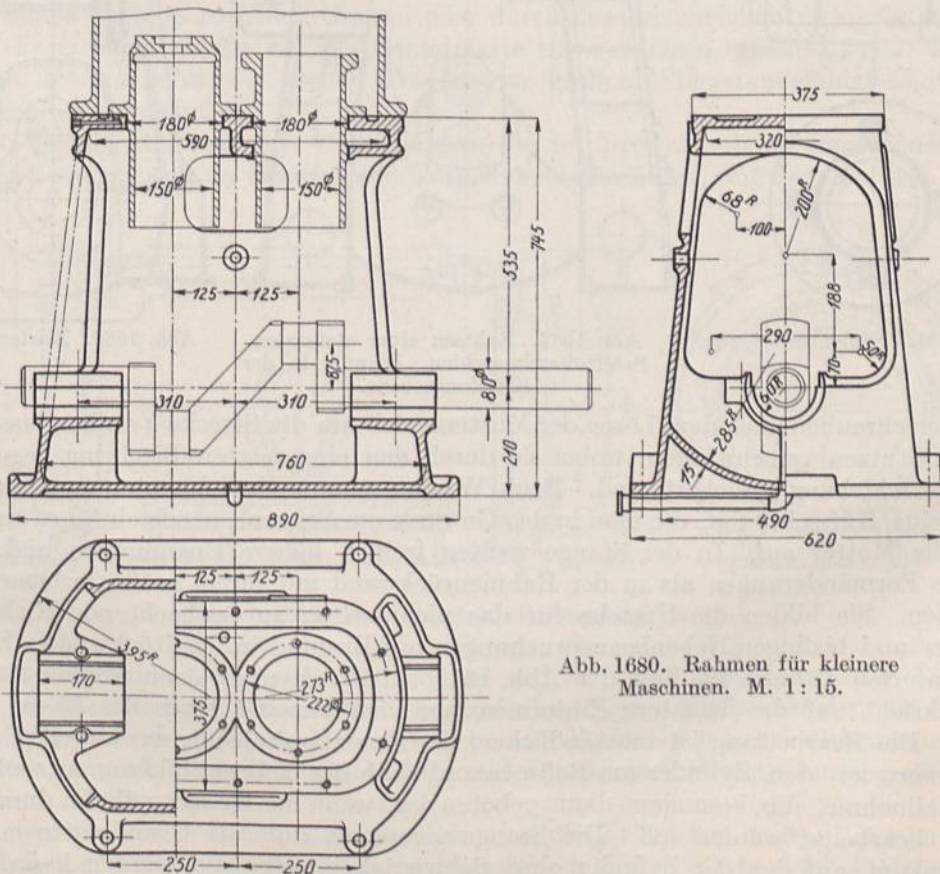


Abb. 1680. Rahmen für kleinere Maschinen. M. 1: 15.



biegt sie sich durch die Wirkung der Lagerkräfte durch, so können erhebliche Biegemomente auch in den Rahmenschenkeln entstehen. Nachteilig ist die verminderte Zugänglichkeit des Kurbeltriebes und der Lager, sowie der schwierige Ausbau der Welle, namentlich im Falle mehrachsiger Maschinen. Der Rahmen ist in der Ebene *AA* von der Grundplatte, in der auch die Lager sitzen, getrennt und kann als Ganzes abgehoben werden. Die Kurbelgrube greift zur Verminderung des Seitendruckmomentes tief in das Fundament hinein. Nur bei kleineren Maschinen kann man sich durch Einlegen der Welle von der Seite her helfen und den gesamten Rahmen aus einem Stück gießen, Abb. 1680. In Abb. 1678 ist der seitliche Ausbau der Welle durch eine wegnehmbare Stange *S* ermöglicht. Ein Beispiel für die Befestigung der Säule durch kräftige Flansche und Schrauben zeigt Abb. 1681. Die Bauart ermöglicht das Herausnehmen der Stange dadurch, daß die vier

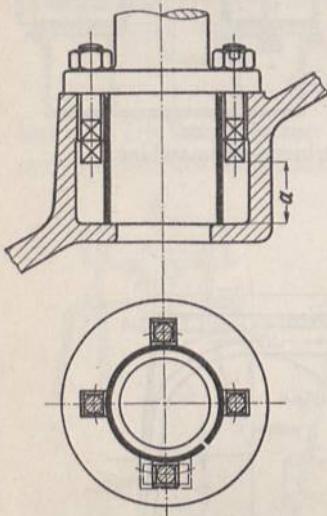


Abb. 1681. Säulenbefestigung.

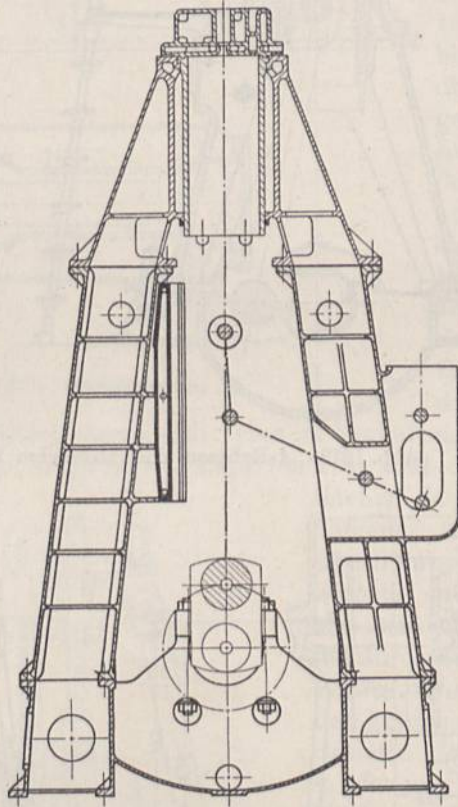


Abb. 1682. Rahmen einer stehenden Schiffsdieselmachine. Ständer in der Kröpfungsebene.

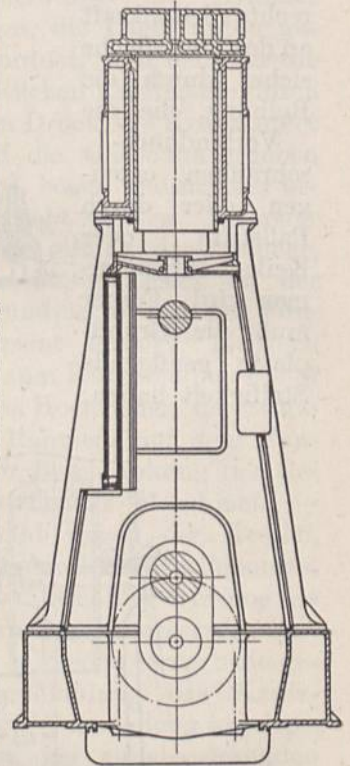


Abb. 1683. Kastenrahmen.

Hammerschrauben nach dem Lösen der Mutter sich um die Strecke *a* senken lassen und in dem Stutzen verschwinden, wobei sie durch den eingesetzten Blechring gegen seitliche Verschiebung gesichert sind. Beim Wiederausammenbau benutzt man zum Anheben eine Hilfsschraube, die man in das Gewinde am Schraubenende einführt und setzt dann die Mutter auf. In der Stange werden freilich höhere Spannungen und damit größere Formänderungen als in der Rahmenrückwand mit ihrem größeren Querschnitt entstehen. Sie bilden die Ursache für das nicht selten zu beobachtende Nicken der Zylinder und bedingen Nebenbeanspruchungen auf Biegung in der Rückwand. Ständer und Unterteil können im Fall der Abb. 1678 ein Stück sein; doch werden sie meist in Rücksicht auf das leichtere Einförmigen und den Versand längs der Ebene *ab* getrennt. Die Bearbeitung ist umständlicher; die Kreuzkopfführung nur einseitig. Empfehlenswert ist, den Zylinder am Rahmenkopf nach der Nebenabbildung zu zentrieren, eine Maßnahme, die besonders dann geboten ist, wenn die Kreuzkopfbahn durch Ausbohren bearbeitet werden soll. Die Stange verspannt dort die Grundplatte mit dem Rahmenkopf, auf den der Zylinder ohne Schwierigkeit aufgesetzt werden kann.



Die Lage der Rahmenfüße in der Ebene des Kurbeltriebes, Abb. 1682, führt zu einer breiten Grundplatte und einem oft unbequem großen Raumbedarf der Maschine, weil zwischen den Ständern Platz für die Kurbelkröpfung und den unteren Schubstangenkopf vorhanden sein muß. Ferner entsteht durch den großen Abstand der Angriffspunkte der Rahmenwangen ein beträchtliches Biegemoment in der Lagerebene. Beide lassen sich durch Kastenrahmen, Abb. 1683, vermindern, indem die Ständer- oder Rahmenwände in die Kurbellagerebenen verlegt und um die Kurbelgrube herum geführt werden, eine Ausführung, die sich bei kleineren Maschinen, aber auch bei großen Schiffs- und den neueren Verbrennungsmaschinen häufig findet. Die nötige Längssteifigkeit, die namentlich bei mehrachsigen und bei Schiffsmaschinen äußerst wichtig ist, weil die mehrfach gekröpften Wellen gegen Lagerungsfehler sehr empfindlich sind, gewinnt man durch Verschrauben

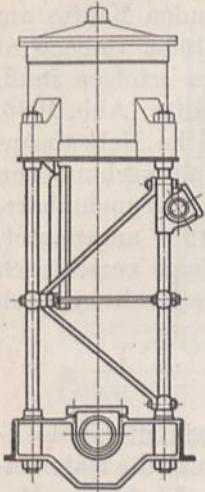


Abb. 1684. Rahmen für leichte Schiffsmaschinen.

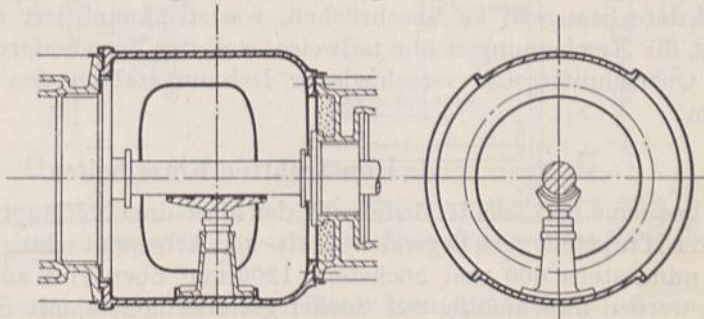


Abb. 1685. Zwischenstück mit seitlichen Ausschnitten.

der einzelnen Gestelle zu einem Ganzen oder durch Zusammengießen mehrerer in einem Block. Es entsteht so ein mit der Grundplatte einen einzigen, geschlossenen, kastenförmigen Körper bildender steifer Träger von großer Widerstandsfähigkeit, in den die Maschine eingebaut ist.

Ganz leichte Rahmen, aus Stahlstangen, die im Dreieckverband angeordnet sind, Abb. 1684, finden sich an Schiffs- und Torpedobootmaschinen, auf Jachten usw. Auch

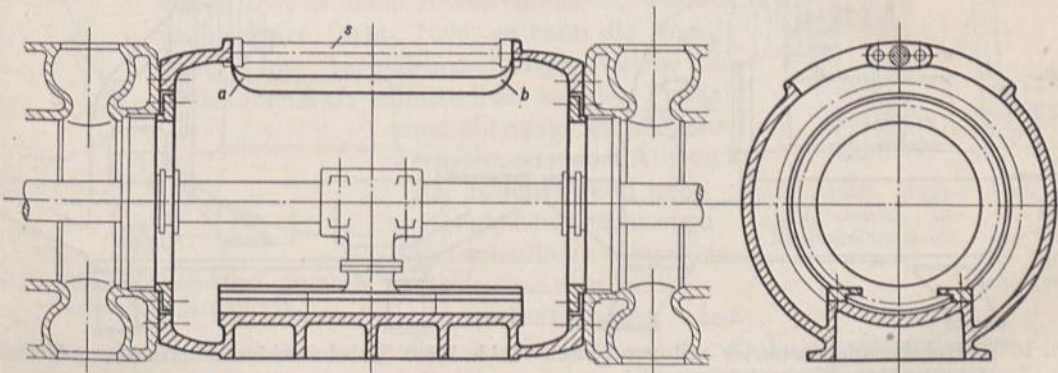


Abb. 1686. Zwischenstück mit Ausschnitt oben.

die Stangenverbindung zwischen der Pumpe und der Dampfmaschine, Abb. 151 und Tafel I, bietet ein Beispiel für unmittelbare Kraftübertragung. Sie ersetzt den teuren, vielfach üblichen Grundrahmen und gestattet, die auf die Pumpendeckel wirkenden Kräfte ohne Hebelarm, also lediglich durch Zug- und Druck- bzw. Knickspannungen in den Stangen zu übertragen.

Bei den neueren Schiffsölmotoren hat man die Zylinder mit den Rahmen durch Schrauben verbunden, die vom Rahmegrunde bis zur oberen Fläche des Zylindermantels



hindurchreichen, also die auf diese wirkenden Kräfte unmittelbar aufnehmen, die Zylinderwandungen aber entlasten.

Zwischenstücke oder Laternen zur Verbindung der Zylinder von Reihenmaschinen oder zum Anschluß von Gebläse- oder anderen Arbeitszylindern an die Kraftmaschinen sollen die Kräfte möglichst zentrisch übertragen, oft aber auch das Nachsehen und Ausbauen der Kolben und Stopfbüchsen oder ihrer Liderungen ermöglichen. Zu dem Zwecke erhalten sie Ausschnitte, die in Rücksicht auf die wirkenden Kräfte am besten beiderseits und symmetrisch zueinander angeordnet werden, Abb. 1685. Dabei wird freilich das Herausnehmen der erwähnten Teile, das von der Seite her erfolgen muß, nicht unerheblich erschwert. Ein weiter Ausschnitt in der oberen Hälfte, Abb. 1686, verbessert die Zugänglichkeit, bedingt aber Biegespannungen, sowie hohe Nebenbeanspruchungen in den Kehlen *a* und *b* und nicht selten infolge der damit verbundenen Formänderungen Klemmungen beim Betrieb. Die Öffnung durch eine wegnehmbare, geschmiedete Stange *S* zu überbrücken, wie strichpunktiert in Abb. 1686 angedeutet, beseitigt die Erscheinungen nur teilweise, weil die Formänderungen infolge verschieden großer Querschnitte und verschiedener Dehnungszahlen der Baustoffe doch ungleich ausfallen.

#### 4. Konstruktive Einzelheiten.

Die bequeme und leichte Bedienung der Maschinen verlangt eine bestimmte Höhenlage ihrer Hauptteile. An liegenden Kraft- und Arbeitsmaschinen pflegt man die Rahmencentren mindestens 600 und höchstens 1200 mm über Flur zu legen. Niedrigere Maschinen werden zweckmäßig auf Sockel gestellt, höhere mit Stufen oder Treppen versehen. Große stehende erhalten je nach ihren Abmessungen und ihrer Bauart eine oder mehrere Plattformen oder Umgänge, welche die Triebwerk- und Steuerteile zugänglich machen. Die Spindelhöhe gewöhnlicher Drehbänke, Fräsmaschinen und ähnlicher Werkzeugmaschinen beträgt 1000 bis 1200, die Tischhöhe von Hobelmaschinen 500 bis 700 mm. Handkurbeln zum Antriebe von Hebe- und Hebemaschinen usw. sollen im Mittel 1000 mm über Flur liegen.

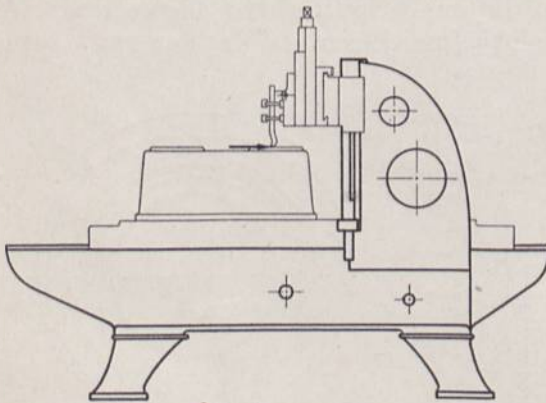


Abb. 1687. Hobelmaschinenständer mit parabolisch begrenztem Werkzeugträger.

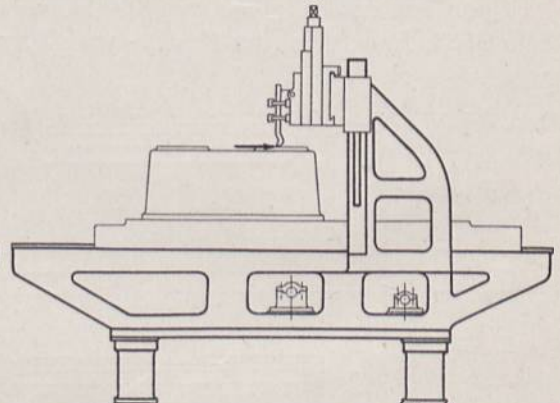


Abb. 1688. Hobelmaschinenrahmen älterer Form.

Im allgemeinen sind kastenförmige Körper verrippten vorzuziehen, nicht allein des glatteren Aussehens wegen, sondern auch größerer Widerstandsfähigkeit gegenüber Biegemomenten und geringerer Formänderungen halber. Beispielsweise findet man an Werkzeugmaschinen mit geradlinigen Bewegungen der Tische und Werkzeugschlitten häufig kastenförmige Gestelle, die, oft ohne Füße unmittelbar auf das Fundament gesetzt, einen sehr steifen und widerstandsfähigen Grundkörper bilden.

Vielfach kann man von den Formen gleicher Festigkeit Gebrauch machen, die die günstigste Ausnutzung der Baustoffe bei geringstem Gewicht gestatten. So benutzt



man an Hobelmaschinen, Abb. 1687, zur Aufnahme des wagrecht wirkenden Spandruckes am Werkzeug heutzutage vorwiegend den Parabelständer an Stelle der älteren Form, Abb. 1688, an senkrechten Stoßmaschinen die Hakenform, Abb. 1689, mit runden Übergängen, statt der aus Bett, Säule und Tragarm zusammengestückten früheren Form, Abb. 1690, mit unvermittelten Vorsprüngen und scharfen Kehlen bei *a* und *b*. Die Übergänge werden gewöhnlich durch Kreisbogen, gelegentlich aber auch durch

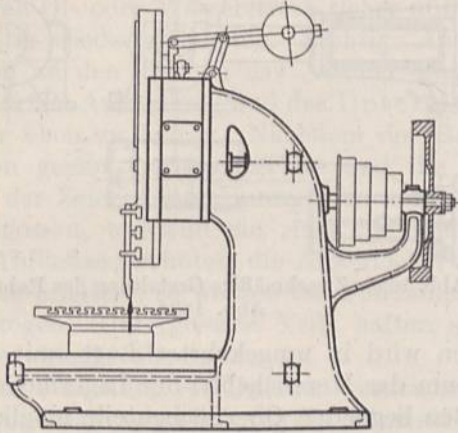


Abb. 1689. Ständer einer Stoßmaschine neuerer Form.

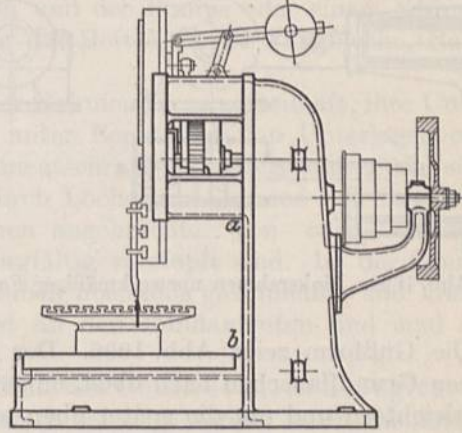


Abb. 1690. Stoßmaschine älterer Form.

Parabeln nach Abb. 1691 vermittelt. Die beiden Tangenten *AB* und *BC* an den Ansatzstellen *A* und *C* der Kurve teilt man in eine gleiche Zahl unter sich gleicher Teile, verbindet entsprechende Punkte und schmiegt die Linie den so erhaltenen Tangenten an.

Fundamentanker sollen möglichst nahe den Stützpunkten und den Stellen, wo die Hauptkräfte oder die auf das Fundament zu übertragenden freien Kräfte wirken, so z. B. dicht am Hauptlager, Abb. 1699 bei 1 und 2, angeordnet werden und an hohen Ansätzen, Abb. 1692, angreifen, nicht aber an niedrigen

Flanschen, Abb. 1693, die nachgiebig sind und leicht abbrechen. Läßt man die Schrauben durch den Rahmen hindurchreichen, wie am Bajonettarm, Abb. 1698, so kann die Anordnung einer besonderen Stütze, welche die Schraubenkraft unmittelbar auf das Fundament überträgt, empfehlenswert sein, wenn der Abstand der Rahmenwand hohe Nebenbeanspruchungen oder schädliche Durchbiegungen erwarten läßt.

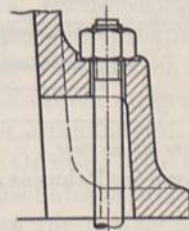


Abb. 1692. Auge am Rahmen für Fundamentanker.

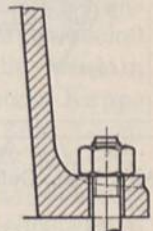


Abb. 1693. Zu niedriges Auge für Fundamentanker.

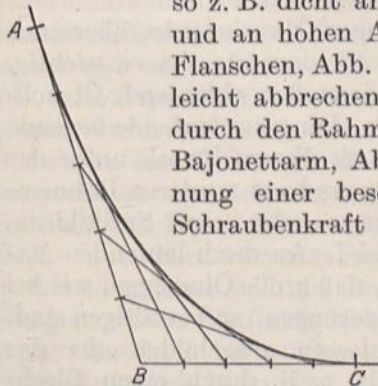


Abb. 1691. Konstruktion parabolischer Übergangskurven.

Arbeitsflächen zur

Befestigung von Nebenteilen sollen unter Rücksicht auf die unvermeidlichen Ungenauigkeiten beim Eiformen und Gießen genügend hoch und groß ausgebildet und leicht und bequem bearbeitbar angeordnet werden. Ein und dieselbe Höhenlage, Abb. 217, ist wegen des gemeinsamen Bearbeitens sehr vorteilhaft. Schiefe Flächen sind tunlichst zu vermeiden.

Besonders sorgfältig ist die Gestalt der Rahmen und Gestelle in bezug auf leichtes Eiformen und Gießen durchzubilden. Einfache Herstellung der Modelle und Kernkästen, unter möglichst vielseitiger Verwendung derselben, bequemes Eiformen und Herausheben der Modellteile, sichere und zuverlässige Stützung und Entlüftung der Kerne sind anzustreben. Beispielweise wird die Verwendung der Teile des Linksrahmens, Abb. 1694, zu einem Rechtsrahmen erschwert: durch die nach den Ebenen *AB* und



*CD* unsymmetrische Ausbildung des Hauptlagers, durch den einseitigen Anschluß des Bajonetts an der Gleitführung und durch die verschiedene Ausbildung der Versteifungsrippen der Kreuzkopfführung. Eine zweckmäßigere Formgebung zeigt in der Beziehung Abb. 1695, welche die Modelle für Rechts- und Linksrahmen durch Umstecken des Lagers, des Fußes *F* und des Butzens *E* herzustellen gestattet.

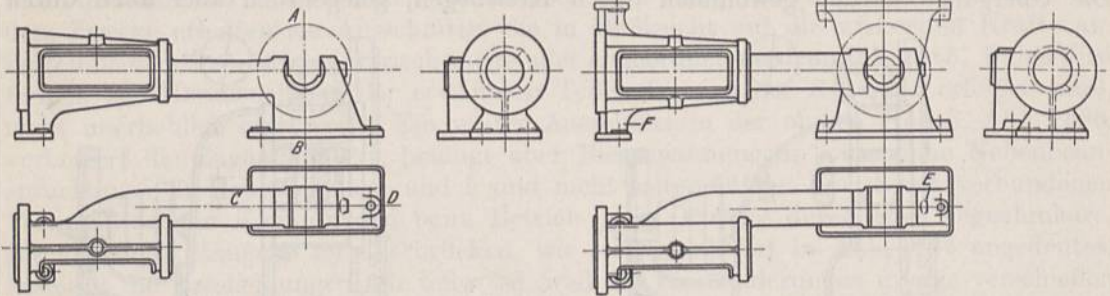


Abb. 1694. Linksrahmen unzuweckmäßiger Form.

Abb. 1695. Zweckmäßige Gestaltung des Rahmens Abb. 1694.

Die Gußform zeigt Abb. 1696. Der Rahmen wird in umgekehrter Lage, mit den breiten Grundflanschen nach oben, eingeformt, um das Herausheben des Lagermodelles zu erleichtern und um die später oben und außen liegenden Oberflächenteile möglichst dicht und glatt zu bekommen. Die Form ist längs der wagrechten Hauptebene und längs der Rahmengrundfläche geteilt; die Kerne sind zum Teil durch eiserne Kernstützen gehalten, zum Teil am oberen Deckkasten aufgehängt.

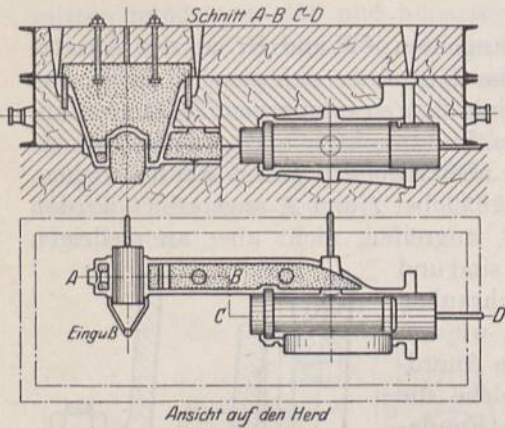


Abb. 1696. Gußform des Rahmens Abb. 1695.

Einmalige Ausführungen von Rahmen wird man durch Verwendung von Schablonen möglichst zu verbilligen suchen.

Zugunsten geringen Ölverbrauchs, aber auch zur Schonung der Fundamente, ist es wichtig, das von den Schmierstellen ablaufende Öl vollständig aufzufangen. Langsam laufende liegende Maschinen erhalten zu diesem Zweck unter der Kurbel einen Öltrog und am vorderen Rahmenende einen Ölfänger oder ein Spritzblech, Abb. 1677 und Tafel I. An rasch laufenden Maschinen und in dem Falle, daß große Ölmengen, wie bei den Spül- und Druckschmierungen, zu bewältigen sind, wird der Rahmen geschlossen ausgebildet oder das Triebwerk ganz eingehüllt, z. B. durch einen Blechmantel an liegenden, durch Deckel oder Blechwände an stehenden Maschinen. Wichtig ist, an den Anschlußstellen der Teile für die sichere Überleitung des Öles über die Fugen hinweg zu sorgen. Völlige Dichtheit läßt sich durch Bearbeiten der Fugenflächen und durch

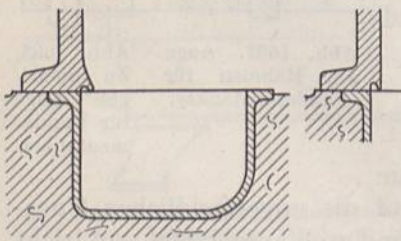


Abb. 1697. Tropfleisten.

Einlegen von Dichtungen erzielen. In vielen Fällen reichen aber auch richtig angeordnete Tropfleisten aus, um das Öl von der Fuge und vom Fundament fernzuhalten, Abb. 1697. Häufig wird das an der Außenseite des Hauptlagers herabrinne Öl durch eine Ölschale aufgefangen und durch ein in den Rahmen eingegossenes oder eingeschraubtes Gasrohr in den Öltrog auf der Gegenseite geleitet. Das Öl sammelt sich in den tiefsten Punkten des Troges oder Rahmens und soll von dort durch eine Rohrleitung, Abb. 1679, abgelassen oder einem Öltreiner oder -behälter zugeführt werden, von wo es wieder in den Kreislauf gebracht wird.



Bei kleineren, rasch laufenden Maschinen wird der Unterteil des ganz geschlossenen Rahmens häufig zur Bildung eines Ölbadcs, Abb. 991, benutzt, aus dem das Öl durch die Schubstangenköpfe wieder erfaßt, im Gehäuse umhergespritzt und allen Teilen zugeführt wird. Dabei ist auf gute Abdichtung sämtlicher Deckel und Fugen besonderer Wert zu legen.

Auch an Werkzeugmaschinen liegt häufig die Aufgabe vor, den bei der Bearbeitung nötigen Öl- oder Wasserstrom sicher aufzufangen und der Pumpe oder einem Sammelbehälter wieder zuzuleiten. Richtige Ausbildung des Bettes, ferner Fangbleche, Randleisten an den Tischen usw. dienen dazu.

Für die Aufstellung und das Untergießen der Rahmen ist es vorteilhaft, ihre Unterfläche eben zu halten. Nachdem der Rahmen unter Benutzung von Unterlagen oder Keilen genau ausgerichtet ist und die Fundamentschrauben mäßig angezogen sind, wird der Zement zum Untergießen am besten durch Löcher im Rahmen von innen her eingegossen, während ein rings um den Rahmen angebrachter Ton- oder Lehmrand das Abfließen verhütet, die Ankerlöcher aber sorgfältig verstopft sind. Ist der Zement nahezu erhärtet, so werden die Fundamentschrauben nochmals gleichmäßig und kräftig angezogen. Untergossene Teile haften sehr fest an den Fundamenten und sind nur schwer wieder abzulösen.

Zur Verhütung von Unfällen werden bewegte Teile mit Geländern, Schutzgittern, Hauben usw. umgeben, für die, wenn sie am Rahmen befestigt werden sollen, die nötigen Augen, Warzen und Arbeitsflächen vorzusehen sind.

### 5. Konstruktions- und Berechnungsbeispiel.

Der Bajonettrahmen, Abb. 1698, zur liegenden Wasserwerkmaschine, Tafel I, zeigt die gebräuchliche Rundführung des Kreuzkopfes und liegt vorn ganz, am Zylinderende aber mit einem Fuß auf dem Fundament auf. Sechs Anker, die am vorderen Teil an hohen Augen oder zwischen den Rahmenwänden angreifen und nur am Fuß wegen der Zylinderflanschschrauben auf niedrigen Butzen sitzen müssen, halten ihn darauf fest. Die Lage der Maschinenmitte über Flur wurde, um auf eine bequeme Bedienungshöhe zu kommen, zu 650 mm angenommen. Das ist auch die Höhe des Fußes, während das Lager, das mit dem Bajonett 100 mm niedriger gehalten werden konnte, auf einen Mauersockel gesetzt wurde. Das Öl, das der untere Kreuzkopfschuh vor sich herschiebt, wird in Rinnen an den Enden der Gleitbahn, außerdem durch die besonders aufgesetzte Kappe am vorderen und eine angegossene Rippe am hinteren Ende aufgefangen. Zum Lösen des Keils und Herausnehmen des Kreuzkopfbolzens dient eine Öffnung *A* in der Führung. Hoch- und Niederdruckzylinder haben verschiedene Flanschabmessungen; dementsprechend müssen auch die Rahmenanschlüsse und die Augen für die schmiedeeisernen Stangen, welche die freien Kräfte vom Pumpenkörper übertragen und den Kräfteschluß in der Maschine herbeiführen, an den beiden Rahmen verschieden gestaltet werden. Beim Einformen kann man sie als auswechselbare Modellteile an die Kreuzkopfführung anstecken. In ähnlicher Weise muß zur Ausführung des Linksrahmens auf der Hochdruckseite ein besonderes Modell für den Bajonettarm, soweit er im Grundriß durch Randstrichelung hervorgehoben ist, hergestellt werden. Am Kurbellagermodell brauchen nur die Ölränder umgewechselt zu werden. Die Gleitbahnführung samt dem Ansatzstück des Bajonetts kann dadurch, daß sie symmetrisch zur wagrechten Hauptebene ausgebildet ist, für beide Rahmen verwandt werden, wenn die Kernmarke, die Arbeitsflächen für die Steuerwellenlager, die Butzen für die Ölgefäße, die Ölfangrippe und der Fuß am vorderen Ende umgesteckt werden. Der Rahmen wird ähnlich, wie in Abb. 1696 dargestellt, in umgekehrter Lage gegossen, um das Aufhängen und Entlüften der Kerne durch die großen Öffnungen in der Unterfläche des Bajonetts zu erleichtern.

Die Bearbeitung des Rahmens erfolgt, abgesehen von dem Bohren der Löcher, durch Dreharbeit nach den drei Hauptachsen, nämlich durch Abdrehen des Flansches und Ausbohren der Kreuzkopfführung längs der Hauptmittellinie, durch Ausbohren des



Kurbellagers um die Senkrechte, zum Zweck, die Anlageflächen für die Keile und die Zentrierung des Deckels, Abb. 1583, zu schaffen und schließlich, nach dem Aufsetzen des Deckels, durch Ausbohren nach der wagrechten Mittellinie des Lagers, um die Stützflächen der unteren und oberen Schale herzustellen.

Die am Rahmen angreifenden Kräfte sind in Abb. 1699 eingetragen; sie ergeben sich an Hand der Abmessungen des Rahmens und der Welle, Abb. 1325, auf der Hoch-

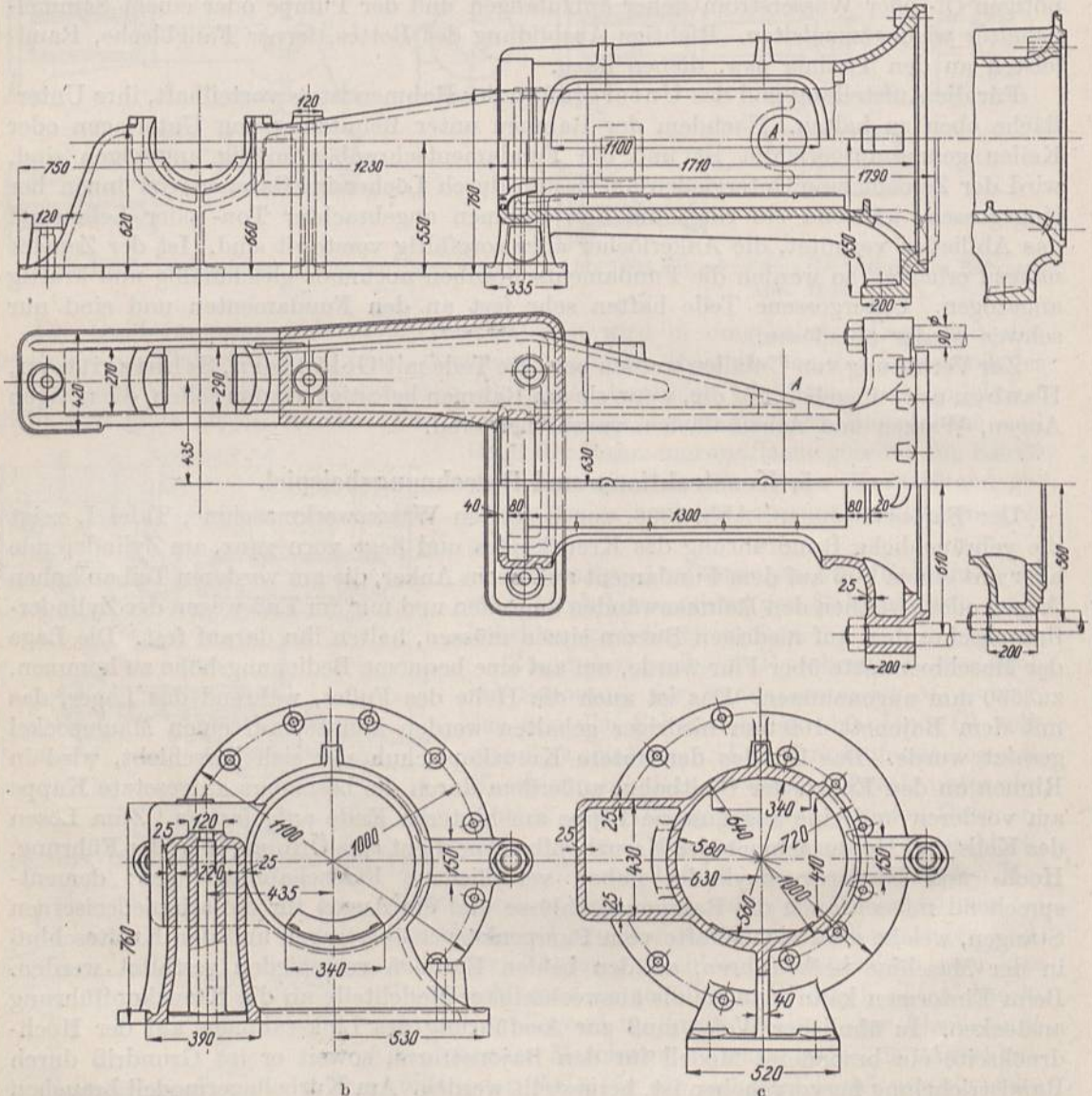


Abb. 1698. Bajonettrahmen zur liegenden Wasserwerkmaschine, Tafel I. M. 1: 30.

druckseite wie folgt, wenn der Kolben in der hinteren Totlage steht: Dampfdruck  $P_a = 16900$  kg, am hinteren Zylinderdeckel angreifend, Pumpendruck  $P_p = 3700$  kg, in den Stangen. In der Kolbentotlage summieren sich die beiden Drucke und liefern  $P_0 = P_a + P_p = 20600$  kg einerseits in der Mitte des Rahmens, andererseits im Triebwerke wirkend, wenn man von den Massenkräften absieht, wie es bei langsamem Lauf der Maschine notwendig ist. Nimmt man an, daß  $P_0$  am Hochdruckkurbelzapfen voll zur Wirkung kommt, während am Niederdruckkurbelzapfen, der um  $90^\circ$  voreilt, die Differenz des Dampf- und Pumpendruckes  $P_1 = 150$  kg (vgl. Seite 777) angreift, so



wird nach dem in Abb. 1326 dargestellten Schema der Welle der wagerechte Druck im Lager:

$$B_w = \frac{P_0 \cdot 293,5}{250} - \frac{P_1 \cdot 43,5}{250} = 24\ 160\ \text{kg}.$$

Die Differenz  $B_w - P_0 = 24\ 160 - 20\ 600 = 3\ 560\ \text{kg}$  ist eine am Hochdruckrahmen wirkende freie Kraft, die an der Auflagefläche des Rahmens auf das Fundament übertragen werden muß.

In ähnlicher Weise ist auch das Moment  $P_0 \cdot b$ , das den Rahmen auf dem Fundament zu drehen und das Kurbellager gegenüber der Welle zu kanten sucht, durch die Reibung aufzunehmen, welche die Ankerschrauben zu erzeugen haben.

In senkrechter Richtung wirkt auf das Lager die Summe des halben Wellen- und Schwungradgewichts,  $B_s = 3\ 650\ \text{kg}$ , während der Einfluß von  $\frac{P_1}{5}$  am Niederdruckzapfen in Höhe von  $\frac{P_1}{5} \cdot \frac{43,5}{250} = 5,2\ \text{kg}$  vernachlässigt werden kann.

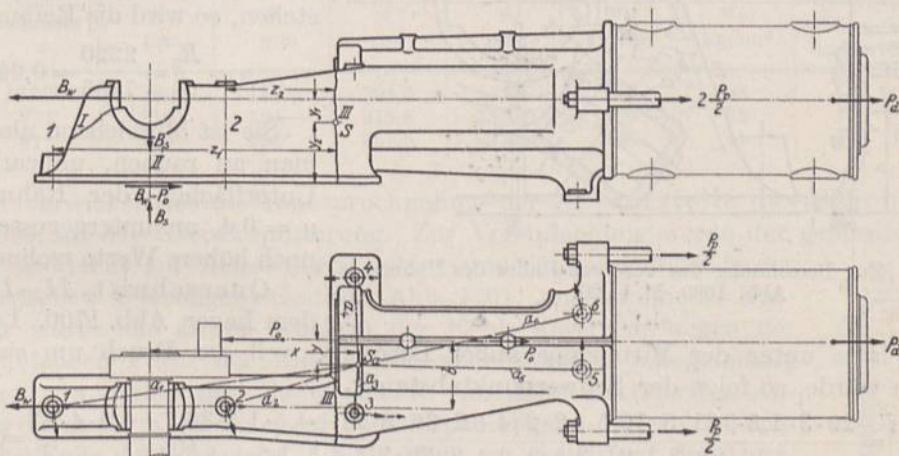


Abb. 1699. Die am Hochdruckrahmen der Wasserwerkmaschine, Tafel I, wirkenden Kräfte. M. 1:50.

Bei der normalen Drehzahl der Maschine  $n = 35$  in der Minute vermindert der Massendruck von  $1115\ \text{kg}$  (s. Seite 608) die Triebwerkskraft auf  $20\ 600 - 1115 = 19\ 485\ \text{kg}$ , den wagerechten Lagerdruck auf  $\frac{19\ 485 \cdot 293,5}{250} - \frac{150 \cdot 43,5}{250} = 22\ 850\ \text{kg}$  und die freie Kraft auf  $22\ 850 - 20\ 600 = 2\ 250\ \text{kg}$ .

Den folgenden Festigkeitsrechnungen sind die größten der eben ermittelten Kräfte zugrunde gelegt.

Was zunächst die Aufnahme der freien Kräfte anlangt, so wird für  $B_w - P_0$  im wesentlichen die Reibung in Frage kommen, welche die vier Anker am Rahmenvorderteil erzeugen. Nimmt man an, daß sich die Kraft gleichmäßig auf sie verteilt, so entfallen auf jeden  $\frac{B_w - P_0}{4} = \frac{3\ 560}{4} = 890\ \text{kg}$ . Weniger sichere Angaben lassen sich über die Aufnahme des freien Momentes  $P_0 \cdot b$  machen. Am einfachsten ist es, vorauszusetzen, daß in den sechs Ankern, wenn sie gleichmäßig angezogen werden, auch gleich große Längs- und damit gleichgroße Reibungskräfte an der Rahmenunterfläche entstehen. Als Hebelarme, an denen sie  $P_0 \cdot b$  das Gleichgewicht halten, darf man die Abstände  $a_1$  bis  $a_6$ , Abb. 1699, von dem gemeinsamen Schwerpunkt  $S_c$  der Ankerquerschnitte  $f$  einsetzen. Die Lage des letzteren ergibt sich:

1. bezogen auf die Hauptmittellinie der Maschine aus:

$$6 \cdot f \cdot y = f(2 \cdot 43,5 + 47,5 - 38,5 + 18,5 - 18,5); \quad y = \frac{96}{6} = 16\ \text{cm};$$







senkrecht zur Oberfläche zerstört wird, weil dabei die Widerstandsfähigkeit am geringsten ist. Es ergeben sich so Bruchquerschnitte, an denen nur das Maß  $x$  verschieden groß ist, was die Ermittlung der Schwerpunktlagen und der Trägheitsmomente erleichtert. Dabei wurde das bogenförmige Stück in Rechtecke und Dreiecke zerlegt. Die Querschnitte werden zusammengesetzt beansprucht:

1. auf Biegung mit  $\sigma_b$  durch das Moment  $B_w \cdot c$ ,
2. auf Zug mit  $\sigma_z$  durch  $B_w \cdot \sin \alpha$ ,
3. auf Schub mit  $\tau_s$  durch  $B_w \cdot \cos \alpha$ .

Die Summe der unter 1 und 2 genannten Spannungen führt zu der größten Inanspruchnahme auf Zug an der Innenkante  $k_1$  der Kehle. Sie ist maßgebend für die Beurteilung der Festigkeitsverhältnisse dieser Stelle des Rahmens. Da die Berechnung keine Schwierigkeiten bietet, seien nur die Ergebnisse zusammengestellt:

Querschnitt	Neigung des Querschnitts $\alpha$	Lichte Höhe $x$ mm	Schwerpunktlage $y$ mm	Querschnitt $f$ cm <sup>2</sup>	Trägheitsmoment $J$ cm <sup>4</sup>	Biegespannung $\sigma_b$ kg/cm <sup>2</sup>	Zugspannung $\sigma_z$ kg/cm <sup>2</sup>	Beanspruchung der Kehle $k_1$ $\sigma = \sigma_b + \sigma_z$ kg/cm <sup>2</sup>	Schubspannung $\tau_s$ kg/cm <sup>2</sup>
a	16° 20'	180	147,5	294,5	25 850	138	28	166	118
b	27°	215	164	315,5	35 850	129	35	164	102
c	37°	275	193	351,5	57 300	123	41	164	82

Sehr verwickelt ist die Inanspruchnahme der Ansatzstelle des Bajonetts III, Abb. 1699, an der Kreuzkopfführung. Zur Vereinfachung werde der gefährliche Querschnitt senkrecht zur Achse der Maschine und näherungsweise in der symmetrischen Uförmigen Gestalt, Abb. 1701, angenommen. Tatsächlich würde ein Bruch wohl in der Kehle ansetzen, wegen der nicht einfachen Form der Ansatzstelle aber ziemlich unregelmäßig verlaufen. Immerhin gibt die gemachte Annahme einen ersten Anhalt für die in der Kehle zu erwartenden Spannungen. Betrachtet man das linke Ende des Rahmens in Abb. 1699, so wirken auf den Querschnitt III die folgenden Kräfte:

1.  $B_w$  auf Zug und am Hebelarm  $y_1 = 16,1$  cm in der senkrechten Ebene auf Biegung,
2. die Anteile der freien Kraft  $B_w - P_0$ , die auf die Schrauben 1 und 2 entfallen, auf Druck und am Hebelarm  $y_2 = 39,8$  cm auf Biegung,
3. die von den Anker 1 und 2 aufgenommenen Teilkräfte  $R_1$  und  $R_2$  des Reibungsmomentes, das  $P_0 \cdot b$  das Gleichgewicht hält. Zur Vereinfachung der Rechnung sei ihre Richtung parallel zur Ebene des Querschnittes III angenommen. Sie wirken dann an den Hebelarmen  $z_1$  und  $z_2$  auf Biegung, an  $y_2$  auf Drehung und schließlich noch auf Schub.

Die größte Zugspannung tritt im Punkte a, Abb. 1701, in der Rahmenkehle auf. Dort betragen die einzelnen Spannungen bei einem Querschnitt  $f_{III} = 475$  cm<sup>2</sup>, einem Trägheitsmoment  $J_1 = 303400$  cm<sup>4</sup> um die wagrechte und  $J_2 = 95140$  cm<sup>4</sup> um die senkrechte Schwerlinie des Querschnittes:

$$1a) \text{ Zugspannung durch } B_w: \quad \sigma_z = \frac{B_w}{F_{III}} = \frac{24160}{475} = + 51 \text{ kg/cm}^2,$$

$$1b) \text{ Biegespannung durch } B_w: \quad \sigma_{b1} = \frac{B_w \cdot y_1 \cdot e_1}{J} = \frac{24160 \cdot 15,2 \cdot 35,2}{303400} = + 42,6 \text{ kg/cm}^2,$$

$$2a) \text{ Druckspannung durch } \frac{B_w - P_0}{2}: \quad \sigma_d = \frac{B_w - P_0}{2 \cdot F_{III}} = \frac{3360}{2 \cdot 475} = - 3,5 \text{ kg/cm}^2,$$

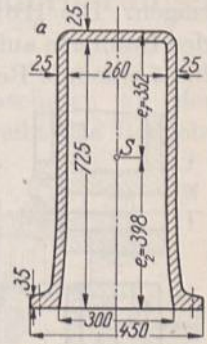


Abb. 1701. Querschnitt III des Rahmens Abb. 1699. M. 1: 20.



$$2b) \text{ Biegespannung durch } \frac{B_w - P_0}{2}: \sigma_{b2} = \frac{(B_w - P_0) \cdot y_2 \cdot e_1}{2 \cdot J_1} = \frac{3360 \cdot 39,8 \cdot 35,2}{2 \cdot 303400} = +7,7 \text{ kg/cm}^2,$$

$$3a) \text{ Biegespannung durch } R_1 + R_2: \sigma_{b3} = \frac{(R_1 \cdot z_1 + R_2 \cdot z_2) \cdot e'}{J_2} = \frac{1330 (186 + 78) \cdot 15,5}{95140} = +57,2 \text{ kg/cm}^2,$$

$$3b) \text{ Schubspannung infolge des Drehmomentes } (R_1 + R_2) \cdot y_2.$$

Der offene Uförmige Querschnitt ist für die Aufnahme des Drehmomentes wenig günstig. Näherungsweise ergibt sich die größte Spannung, wenn man sich den Querschnitt zu einem einzigen Rechteck ausgestreckt denkt, das  $h = 188$  cm lang und  $b = 2,5$  cm breit wäre:

$$\tau_d = \frac{9}{2} \cdot \frac{(R_1 + R_2) y_2}{b^2 \cdot h} = \frac{9}{2} \cdot \frac{2 \cdot 1330 \cdot 39,8}{2,5^2 \cdot 188} = 405 \text{ kg/cm}^2.$$

Diese Spannung ist etwa in halber Höhe der Seitenwangen zu erwarten, also an einer Stelle, wo die Längsspannungen nur gering sind.

3c. Die Schubspannungen, die  $R_1$  und  $R_2$  erzeugen, können vernachlässigt werden. Aus der Summe der Spannungen unter 1a bis 3a ergibt sich die größte Inanspruchnahme:

$$\sigma_{\max} = \sigma_z + \sigma_{b1} - \sigma_d + \sigma_{b2} + \sigma_{b3} = 51 + 42,6 - 3,5 + 7,7 + 57,2 = 155 \text{ kg/cm}^2.$$

An doppeltwirkenden Maschinen, wie im vorliegenden Falle, ist sie wechselnd.

Die Rechnung sollte in erster Linie die Art der Inanspruchnahme des Querschnittes III zeigen. Die Höhe der Spannungen hängt in starkem Maße von der Verspannung des Rahmens auf dem Fundamente ab. Es ist möglich, daß schon die durch die Anker 3 bis 6 erzeugte Reibung zum Übertragen des freien Momentes  $P_0 \cdot b$  genügt; dann ist der

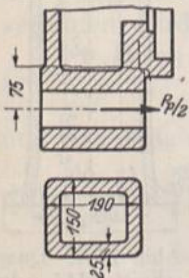


Abb. 1702. Zur Berechnung der Augen für die Verbindungsstangen.

Querschnitt III von den Momenten der Kräfte  $R_1$  und  $R_2$  ganz entlastet. Es kann aber auch die Beanspruchung beträchtlich erhöht werden, wenn die Anker 5 und 6 nicht genügend angespannt sind und  $P_0 \cdot b$  durch den Vorderteil des Rahmens auf das Fundament übergeleitet werden muß. Das kennzeichnet die Wichtigkeit des Fußes am Flanschende: Je größer die Hebelarme sind, an denen dem freien Momente das Gleichgewicht gehalten werden kann, desto kleiner fallen die dazu nötigen Kräfte aus.

Die Beanspruchung der Augen zur Befestigung der Verbindungsstangen der Pumpen auf Biegung ist sehr gering gehalten, damit Brüche sicher vermieden werden: In 75 mm Abstand von der Stangenmitte, Abb. 1702, beträgt die Spannung bei der Annahme von durchweg 25 mm Wandstärke:

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot e}{J} = \frac{3700 \cdot 7,5}{2} \cdot \frac{12 \cdot 9,5}{19^3 \cdot 15 - 14^3 \cdot 10} = 21 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Übergänge zu den Flanschen zur Befestigung der Zylinder sind möglichst allmählich gestaltet. Ein eigentlicher Flansch ist am Niederdruckrahmen überhaupt vermieden. Die Schraubenkräfte greifen vielmehr an hohen, auf dem schrägen Rand sitzenden Augen an, um die Rahmenwandungen im wesentlichen nur auf Zug und nur in geringem Maße auf Biegung zu beanspruchen. Unrichtig wäre es, die Berechnung nach der an ebenen Flanschen üblichen Art an einem aus dem Rahmen herausgeschnittenen Streifen, Abb. 1703, auf Biegung und Zug durchzuführen, weil die Durchbiegung des Streifens durch die benachbarten und durch tangentielle Druckspannungen, die im Rahmen entstehen, verhindert wird. Die Rechnung würde die Beanspruchung beträchtlich überschätzen lassen. Die wirklichen Spannungen zu ermitteln und damit den Wert der Formen des Anschlusses rechnerisch festzulegen, ist schwierig; man ist auf die Beurteilung



durch das konstruktive Gefühl angewiesen. Eine zur Übertragung großer Kräfte besonders geeignete Form zeigt Abb. 1704. Bei ihr ist durch die doppelte Wandung und durch radiale Rippen oder angegossene Pfeifen für die Schraubenbolzen ein sehr kräftiger, in sich sehr steifer Ring geschaffen, der die Kräfte aufnimmt und mit geringen Nebenbeanspruchungen an die Rahmenwandung weitergibt.

Am Hochdruckrahmen, Abb. 1698, dient der fast ebene Flansch nur als Abschluß und zur Stützung der Zylinderverkleidung.

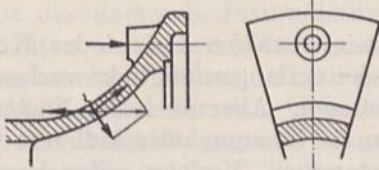


Abb. 1703.

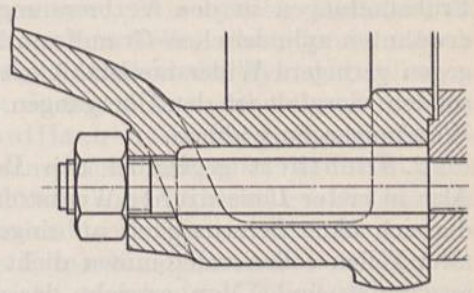


Abb. 1704. Versteifter Rahmenflansch zur Übertragung großer Kräfte.

### Dreiundzwanzigster Abschnitt.

## Zylinder.

### I. Zweck und Einteilung der Zylinder, allgemeine Anforderungen und Werkstoffe.

Zylinder umschließen die Kolben und Betriebsmittel der Maschinen zu dem Zweck, sie aufeinander wirken zu lassen. In den Kraftmaschinen treibt das Betriebsmittel den Kolben an, in den Arbeitsmaschinen überträgt dieser Kräfte auf die in den Zylindern eingeschlossenen Stoffe. Dabei genügen in den einfachwirkenden Maschinen einseitig offene Zylinder, Abb. 1715 und 1771, bei denen der Kolben den Abschluß an dem einen Ende, ein Deckel oder Boden denjenigen am anderen bildet. In den doppeltwirkenden Maschinen sind die Zylinder beiderseits geschlossen, Abb. 952 und 1742, das Betriebsmittel wirkt abwechselnd auf beiden Seiten des Kolbens. Meist sind die Zylinder festgestellt, die Kolben beweglich; seltener kommt der Fall vor, daß ein Zylinder auf einem ruhenden Kolben läuft, wie am Druckwasserspeicher, Abb. 1705.

Die wichtigste Grundform der Laufflächen, auf denen sich die Kolben bewegen, ist zufolge der vorwiegend benutzten geradlinigen Bewegung der letzteren der Kreiszylinder. Je nach den Zwecken und den besonderen Umständen vollzieht sich aber die weitere Durchbildung der Zylinder, ebenso wie die der zugehörigen Deckel, in der verschiedenartigsten Weise. Die folgende Besprechung beschränkt sich auf einige wichtigere Formen und hält sich an die Hauptanwendungsgebiete.

Man kann in dieser Beziehung unterscheiden: 1. Preßzylinder, 2. Zylinder an Arbeitsmaschinen: A. Pumpenkörper, B. Gebläse- und Kompressorzylinder; 3. Kraftmaschinenzylinder, A. an Dampf-, B. an Verbrennungsmaschinen.

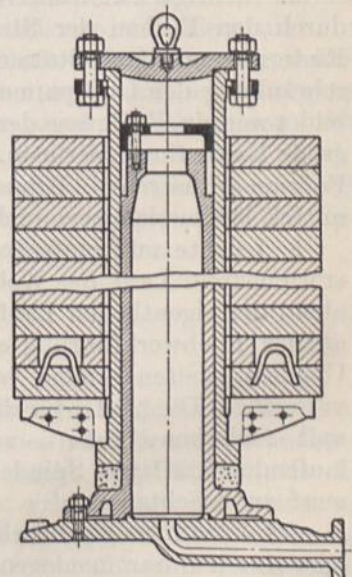


Abb. 1705. Druckwasserspeicher. Der Zylinder bewegt sich auf einem ruhenden Kolben.



Als allgemeine, an Zylinder zu stellende Forderungen sind zu nennen:

1. Genügende Festigkeit gegenüber den Betriebsdrücken bei oft hohen Temperaturen. Nicht selten kommen beträchtliche Steigerungen des normalen oder des rechnungsmäßigen Druckes vor, z. B. durch die Wirkung von Luftsäcken oder durch verspäteten Schluß der Ventile bei Pumpen, durch Wasserschläge in den Dampf- und Frühzündungen in den Verbrennungsmaschinen. Günstige Formen bieten neben der erwähnten zylindrischen Grundform kugelige oder kegelige Wände. Ebene besitzen dagegen geringere Widerstandsfähigkeit und bedingen größeren Werkstoffverbrauch. Besondere Sorgfalt ist den Übergängen zwischen den einzelnen Teilen zusammengesetzter Wandungen zu widmen.

2. Dichtheit gegenüber den Betriebs- sowie etwaigen Heiz- oder Kühlmitteln. Also in erster Linie dichte Werkstoffe! Gußstücke verlangen oft hohe verlorene Köpfe, die sich ohne Schwierigkeit anbringen lassen müssen. Aber auch die Fugen zwischen zwei Teilen sollen vollkommen dicht sein, wenn sie innerem oder äußerem Überdruck ausgesetzt sind. Man erreicht das durch Verstemmen, Verlöten oder Verschweißen, wenn die Verbindung nicht wieder gelöst zu werden braucht, sonst durch Aufschleifen oder Einlegen besonderer Dichtmittel. Zur Prüfung auf genügende Festigkeit und Dichtheit füllt man die zu untersuchenden Räume vollständig mit Wasser und preßt sie mit einem Probedruck ab, der den Betriebsdruck mindestens um einige Atmosphären überschreitet. Einen Anhalt kann der für Rohrleitungen vorgeschriebene Probedruck nach DIN 2401, Zusammenstellung 84, S. 335 geben. Soll das Stück dicht sein, so darf der Druck nach dem Abstellen der Pumpe nicht sinken.

3. Abdichtung des im Zylinder laufenden Kolbens. Sie erfolgt meist durch besondere Packungen oder Liderungen, die entweder in den Zylindern in Form von Kolben- und Kolbenstangenstopfbüchsen, Abb. 1714 und 952 oder auch auf den Kolben, Abb. 1715, untergebracht sein können, vgl. Abschnitt 13, S. 580. Besonders hohe Anforderungen an die Genauigkeit bei der Ausführung werden gestellt, wenn die Kolben ohne Packung in den Zylindern laufen und weitgehend abdichten sollen.

4. Richtige konstruktive Gestaltung im Zusammenhang mit der Herstellung. Die durch den Einbau der Steuerteile oft verwickelte Gestalt muß in bezug auf leichtes Einformen, auf gute Stützung und Entlüftung der Kerne durch weite Öffnungen, auf Beschränkung der Gußspannungen sowie Lunker- und Rißbildungen sorgfältigst durchgebildet werden. Fehlgüsse der schwierigen Stücke von oft beträchtlichem Gewicht bedeuten große Kosten und Verluste. Im allgemeinen sind möglichst einfache, kräftige und steife Formen anzustreben. Rippen bilden meist ein zweifelhaftes und unsicheres Verstärkungsmittel, lassen sich aber nicht immer umgehen.

5. Leichte und einfache Bearbeitbarkeit. Die weitgehende Abdichtung und der störungsfreie Lauf des Kolbens im Zylinder verlangen eine genaue Bearbeitung nicht allein der eigentlichen Lauffläche, sondern auch der Anschlußflächen am Rahmen und an der Triebwerkführung auf kräftigen Maschinen mit sicherer Werkzeugführung, um Ungenauigkeiten infolge von Erschütterungen oder Schwingungen der Werkzeuge zu vermeiden. Die häufig für diesen Sonderzweck gebauten Maschinen — Zylinderbohrwerke und -schleifmaschinen — setzen vielfach weite Öffnungen in den Böden für die durchlaufenden kräftigen Spindeln, Abb. 230, 1742 und 1709, voraus, was schon beim Entwurf zu beachten ist.

Oft kann man die Bearbeitung durch Anordnen der Arbeitsflächen auf gleicher Höhe oder durch Zusammenlegen der Mittellinien verschiedener Teile wesentlich vereinfachen und das zeitraubende und teure Umspannen und Einrichten der Werkzeuge oder Werkstücke einschränken. So wurden in Abb. 1745 die Endflächen der Ventilstutzen und die Ein- und Ausströmflansche an der Unterfläche des Zylinders in einer Ebene angeordnet, um sie gemeinsam abhobeln, in Abb. 1755 die Ein- und Auslaßzweibeln auf dieselbe Mittellinie gelegt, um sie mit einer durchlaufenden Spindel bohren zu können.



6. Volle Beachtung der Betriebsverhältnisse. Die Betriebsbedingungen sind, besonders wenn hohe Wärmegrade in Frage kommen, häufig recht schwierig und verwickelt. Neben die durch die äußeren und inneren Kräfte bedingten Beanspruchungen treten oft beträchtliche Wärmespannungen. Den elastischen Formänderungen und der Ausdehnung durch die Wärme und ihren Wirkungen sowohl auf die Zylinder selbst, wie auf die anschließenden Rohrleitungen, Steuerungen usw., ist sorgfältig Rechnung zu tragen. Aber auch Nebenbeanspruchungen durch andere Teile, etwa durch unnachgiebige Rohrleitungen, die nicht selten Anlaß zum Verziehen der Zylinder, selbst zu Brüchen von Rohrstutzen, Flanschen usw. geben, dürfen nicht vernachlässigt werden. Wichtig ist die dauernde Instandhaltung der Laufflächen, die bei großen Kolbengeschwindigkeiten und hohen Wärmegraden stark beansprucht sind, aber zugunsten guter Abdichtung erhalten bleiben und nur geringer Abnutzung unterliegen sollen. Die Auswahl richtigen Werkstoffes für den besonders eingesetzten Laufzylinder oder das gesamte Gußstück, die Durchbildung der Schmierung, die Fernhaltung unreiner Betriebsmittel sind hierhergehörige wichtige Teilfragen. Im Betriebe ausgelaufene Zylinder sind nach dem Auswechseln der Kolbenringe oft längere Zeit hindurch sehr undicht, weil die genau zylindrisch abgedrehten Ringe an der Lauffläche nicht anliegen und sich erst unter oft starkem Verschleiß abschleifen müssen. Abhilfe kann hier nur ein erneutes Ausbohren der Zylinder bringen, auf das allerdings vielfach bei der Wahl der Wandstärke Rücksicht genommen wird.

Als Werkstoffe kommen bei den häufig nicht einfachen Formen vor allem gegossene in Betracht. Am wichtigsten ist Gußeisen, das sich leicht gießen und bearbeiten läßt und sich der gleitenden Bewegung des Kolbens gegenüber selbst bei großen Geschwindigkeiten und hohen Wärmegraden gut eignet. Es soll fest und dicht und der Beschränkung der Abnutzung wegen härter als dasjenige sein, aus dem die auf ihm laufenden Kolbenringe oder Kolben bestehen. Wenn die Festigkeit des Gußeisens nicht ausreicht, wählt man Stahlguß, schließlich bei sehr hohen Anforderungen, oder wenn eine weitgehende Beschränkung des Gewichtes notwendig ist, geschmiedeten Stahl. Im letzten Falle hat die konstruktive Durchbildung darauf Rücksicht zu nehmen, daß die notwendigen Hohlräume meist aus dem Vollen herausgearbeitet werden müssen und nur selten vorgeschmiedet werden können. Aber alle zähen Werkstoffe bieten bei hohen Wärmegraden Schwierigkeiten im Betrieb dadurch, daß sie bei der gleitenden Bewegung der Kolben zum Fressen neigen. Wenn chemische Gründe gegen die Anwendung der Eisensorten sprechen, greift man zu Messing, Guß- oder schmiedbarer Bronze. Rücksicht auf geringes Gewicht, aber auch auf die große Wärmeleitfähigkeit hat neuerdings zur Anwendung von Leichtmetallen, insbesondere von Aluminiumlegierungen auf Zylinder geführt, in die dünne, gußeiserne Laufbüchsen eingezogen werden.

## II. Preßzylinder.

### 1. Konstruktive Durchbildung.

Preßzylinder dienen zur Erzeugung der Kräfte in Wasserdruckpressen aller Art, hydraulischen Hebezeugen usw. Die einfachen Formen, die bei hoher Inanspruchnahme durch den Betriebsdruck erwünscht sind, lassen sich meist leicht verwirklichen, da die Zuführung des Betriebsmittels nur kleine Rohrquerschnitte verlangt und die Steuerung getrennt gehalten werden kann. Der Zylinder dient meist gleichzeitig zur Kolbenführung und wird als einfachwirkender Zylinder, Abb. 1715, nur an einem Ende offen oder zur Erleichterung der Bearbeitung durch Ausbohren oder Ausschleifen mit durchgehenden Spindeln beiderseits offen, Abb. 1709 oder als doppeltwirkender Zylinder an beiden Enden geschlossen Abb. 952, S. 534, ausgeführt. Besondere Beachtung ist den Formänderungen und Nebenwirkungen zu schenken. So wird der Zylinder in Abb. 1706 und 934, S. 522, durch das Biegemoment, das die Kräfte in den Verbindungsstangen der Gegenplatte beim Betriebe ausüben, unrund, was zum Festklemmen des Kolbens führen kann. Sehr empfind-



lich sind in dieser Beziehung eingeschliffene Kolben, welche Zylinder nach Abb. 935, S. 523 verlangen, an denen das Biegemoment ganz vermieden und durch einen besonderen Untersatz aufgenommen ist. Die Böden einseitig offener Preßzylinder bekommen, sofern sie nicht durch die Unterstützung vom Betriebsdruck entlastet werden können, Abb. 60, S. 57, zweckmäßigerweise kugelige Formen. Ebene bieten nicht allein an sich ungünstigere Festigkeitsverhältnisse, sondern sind auch hohen Nebenbeanspruchungen an der Ansatz- oder Übergangsstelle durch die Kerbwirkung ausgesetzt. So brach eine der gußeisernen beim Bau der Britanniabrücke verwandten Hebepressen, Abb. 173, S. 150, für 1160 t Belastung, indem der nur schwach gewölbte und scharf angesetzte Boden nach der eingezeichneten Linie absprang. Der Ersatzzylinder mit einem stark gewölbten Ende in der gestrichelt angedeuteten Form hielt stand. Selbst Absätze *a*, Abb. 1707

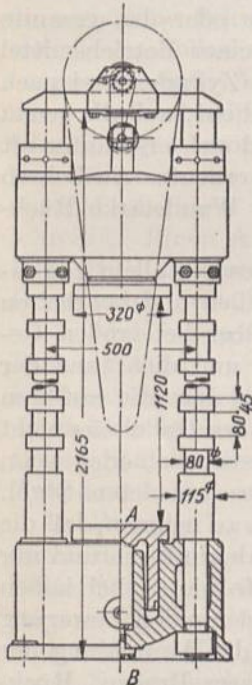


Abb. 1706. 100 t Presse. M. 1:25 (Zylinder siehe Abb. 934).

und 1708, die durch die Ausbildung der Arbeitsfläche für die Kolbenführung oder durch das Ausschalten des Werkzeuges beim Ausbohren des Zylinders entstehen, sind bei hohen Drucken bedenklich und sollen vermieden werden. Manchmal wird es zweckmäßig sein, den Boden von der Zylinderwandung zu trennen und besonders einzusetzen, Abb. 1709.

Eine sichere, klemmungsfreie Führung einfachwirkender Kolben im Zylinder setzt vor allem

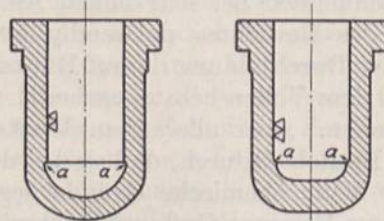


Abb. 1707 und 1708. Preßzylinder mit zu scharfen Übergängen am Boden.

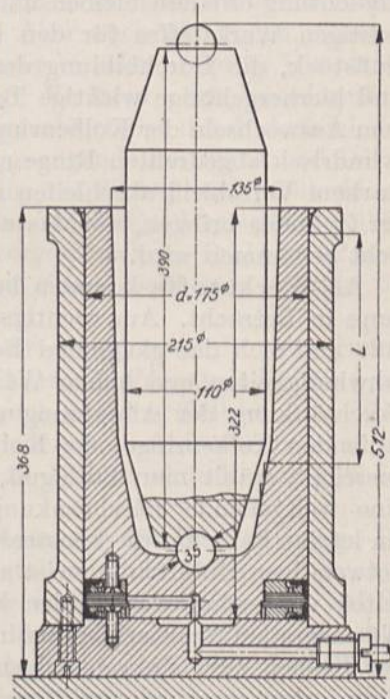


Abb. 1709. Preßzylinder mit angesetztem Boden und tief liegendem Angriffspunkt der Kraft. M. 1:6.

zentrische Wirkung der äußeren Kraft und geringes radiales Spiel voraus. Vorteilhaft ist, den Angriffspunkt der Kraft tief im Kolben anzuordnen, Abb. 1709. Unter günstigen Bedingungen darf als Mindestmaß für die wirkliche Führungslänge *L*, in der äußersten Stellung des Kolbens dessen Durchmesser, also  $L = d$ , bezeichnet werden. Größere Seitenkräfte sind unbedingt durch besondere Führungen aufzunehmen, unmittelbar an der Stelle, wo sie auftreten.

Die Zuführung des Preßmittels schließt man am besten im höchsten Punkte des Flüssigkeitsraumes an, um Unreinigkeiten, die obenauf schwimmen, wieder wegspülen zu lassen und von der Kolbenführung fernzuhalten und um Luftsäcke zu vermeiden, wenn auch die Luft bei hohen Pressungen von der Flüssigkeit bald aufgesaugt zu werden pflegt. In längeren Führungen empfiehlt es sich zur Vermeidung von Riefenbildungen durch Unreinigkeiten einige Rinnen, die auch zur Verteilung des Schmiermittels benutzt werden können, vorzusehen.

Bei der Ausführung werden die Preßzylinder meist stehend gegossen. Ob dabei der Boden oder das offene Ende in der Form unten angeordnet wird, hängt von den Umständen beim Einförmigen und davon ab, welcher der Teile zufolge der Inanspruchnahme



durch die äußeren Kräfte oder den Betriebsdruck dichter und fester sein muß. Große Wandstärke macht es schwierig, gleichmäßigen und spannungsfreien Guß zu erzielen. Besondere Sorgfalt bei der Durchbildung verlangen dickwandige Stahlgußzylinder; wegen geeigneter Formgebung verwickelter Stücke empfiehlt es sich, mit dem Hersteller in Verbindung zu treten.

## 2. Berechnung der Preßzylinder.

Preßzylinder mit Kreisquerschnitt können als Rohre betrachtet werden. Bei einer Wandstärke  $s$ , die im Verhältnis zum inneren Durchmesser  $d_i$  gering ist, läßt sich die Beanspruchung auf Zug  $\sigma_z$  in tangentialer Richtung genügend genau als mittlere Spannung aus:

$$\sigma_z = \frac{p_i \cdot d_i}{2s} \quad \text{oder die Wandstärke aus} \quad s = \frac{p_i \cdot d_i}{2k_z} + C \quad (478)$$

berechnen.

$C$  ist eine Zugabe, welche die Ungleichmäßigkeiten in der Wandstärke berücksichtigt, die bei der Herstellung, z. B. beim Gießen durch Kernverlegungen, entstehen können.

Die dabei vorausgesetzte gleichmäßige Verteilung der Spannungen in der Wandung führt an dickwandigen Zylindern zu einer beträchtlichen Unterschätzung der Beanspruchung, die zur Benutzung der folgenden genaueren Formeln zwingt.

An beiderseits offenen oder derart unterstützten Zylindern, daß die Wandung vom Bodendruck entlastet ist, Abb. 60 und 1714, wird bei einem inneren Halbmesser  $r_i$  und dem äußeren  $r_a$

die größte Anstrengung:

$$\sigma_{z\max} = p_i \frac{0,7 r_i^2 + 1,3 r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (a)$$

die größte Schubspannung:

$$\tau_s = p_i \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (b). \quad (479)$$

Beide treten an der Innenfläche auf.

An Zylindern, deren Wandungen gleichzeitig den Druck auf dem Boden aufzunehmen haben, also auch durch Längsspannungen beansprucht sind, Abb. 58, wird:

$$\sigma_{z\max} = p_i \frac{0,4 r_i^2 + 1,3 r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (a)$$

$$\tau_s = p_i \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (b). \quad (480)$$

An einer beliebigen Stelle in der Entfernung  $r$  von der Mittellinie herrscht die Anstrengung:

$$\text{im Zylinder ohne Boden} \quad \sigma_z = p_i \left( 0,7 \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} + \frac{1}{r^2} \cdot 1,3 \frac{r_i^2 \cdot r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \right), \quad (481a)$$

$$\text{im Zylinder mit Boden} \quad \sigma'_z = p_i \left( 0,4 \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} + \frac{1}{r^2} \cdot 1,3 \frac{r_i^2 \cdot r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \right). \quad (481b)$$

Vgl. hierzu Abb. 1715, in der die Verteilung der Anstrengung in tangentialer Richtung im Vergleich mit der mittleren, strichpunktiert gezeichneten Spannung eingetragen ist.

Bei einer zulässigen Anstrengung  $k_z$  und gegebenem innerem Halbmesser  $r_i$  läßt sich der äußere im Falle eines Längsspannungen nicht ausgesetzten Zylinders berechnen nach:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,7 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} + C \quad (482a)$$

und im Falle, daß der Bodendruck Längsspannungen erzeugt, nach:

$$r'_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} + C. \quad (482b)$$

Die zulässigen Anstrengungen können, wenn der Druck allmählich gesteigert wird und nicht stoßweise auftritt und wenn die Formen einfach sind, ziemlich hoch gewählt werden:

bei Gußeisen . . . . .	400—750 kg/cm <sup>2</sup>	bei Stahlguß . . . . .	1000—1500 kg/cm <sup>2</sup>
„ Bronze . . . . .	300—600 „	„ Flußstahl, weich . . . . .	1000—1800 „
„ Phosphorbronze . . . . .	500—1000 „	„ Flußstahl . . . . .	1000—2000 „



In den für ungewöhnlich hohe Drucke bestimmten Zylindern für das Hubersche Preßverfahren finden sich Anstrengungen von  $4000 \text{ kg/cm}^2$ .

Ist der Kolbendruck  $P$  und die zulässige Anstrengung  $k_z$  gegeben, so bekommen die Zylinder ohne wie auch mit Boden den kleinsten äußeren Halbmesser  $r_a$ , wenn  $\frac{p_i}{k_z} = 0,36$

gewählt werden kann. An einem beiderseits offenen Zylinder wird dann  $r_a = 1,54 r_i$ , an einem Zylinder mit Boden  $r_a = 1,47 r_i$ . Die Beziehungen lassen sich aus den Gleichungen (479a) und (480a) ableiten, wenn man den Druck  $P = \pi r_i^2 \cdot p_i$  einführt und durch Differentiation den Kleinstwert von  $r_a$  in Abhängigkeit von  $p_i$  sucht.

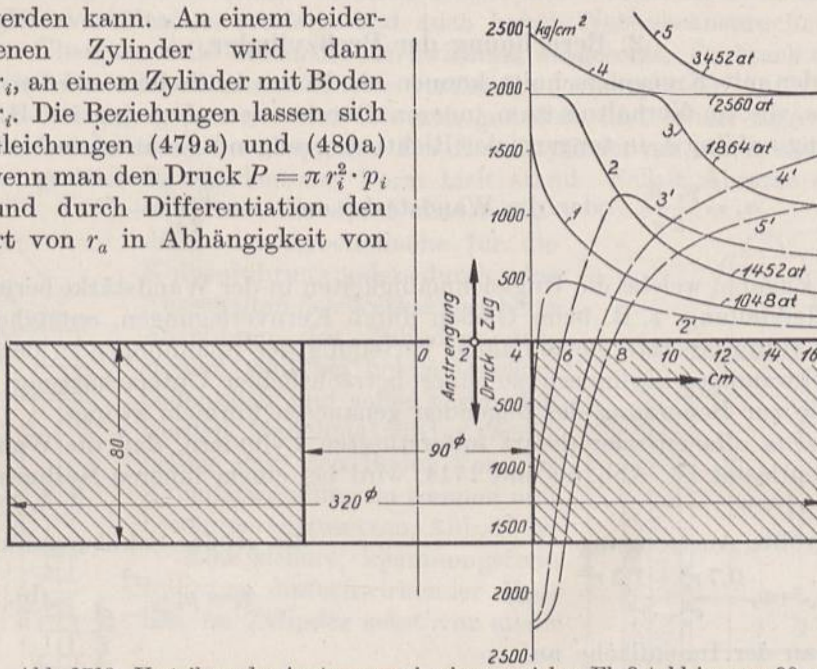


Abb. 1710. Verteilung der Anstrengung in einem weichen Flußstahlring von 90 mm innerem und 320 mm äußerem Durchmesser bei Belastung durch inneren Druck. Nach Krüger.

Messungen über die Verteilung der Anstrengung in dickwandigen Hohlzylindern hat Krüger [XXIII, 1] unter Bestimmung der Formänderungen konzentrischer Zonen mittels Martensscher Spiegelapparate an Ringen aus weichem Flußstahl, Stahlguß und Gußeisen ausgeführt. In Abb. 1710 sind die tangentialen Anstrengungen, wie sie an einem Flußstahlring von 90 mm innerem und 320 mm äußerem Durchmesser bei den angeschriebenen Drucken auftraten, als Ordinaten zu den als Abszissen benutzten Abständen von der Ringmitte aufgetragen. Es zeigte sich, daß die Formel (479a) bei zähen Werkstoffen bis auf 0,5% mit der Wirklichkeit übereinstimmende Werte gibt, solange die Fließgrenze  $F$  des benutzten Werkstoffes nicht überschritten wird, vgl. das Schaubild 1711 eines Zugversuches an dem verwandten Flußstahl. So folgt die Anstrengung bei 1048 at innerem Druck der Linie 1, Abb. 1710. Wird die Fließgrenze — zunächst in den inneren Zonen — überschritten, so stellt sich dort eine der unteren Fließgrenze entsprechende Anstrengung ein. Erst weiter außen sinkt dieselbe, wie

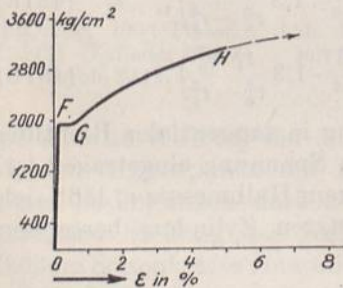


Abb. 1711. Spannungs-Dehnungs-Linie des Flußstahls zum Ring Abb. 1710.

Linie 2 für 1452 und Linie 3 für 1864 at Druck zeigen. Dabei haben aber die inneren Zonen bleibende Formänderungen erlitten, die bei der Entlastung nicht wieder verschwinden, so daß der Ring auch im entlasteten Zustande unter Spannung bleibt und ähnlich wie ein durch zahlreiche Schrupfringe verstärkter Zylinder (siehe unten) nach den Linien 2' und 3' innen unter Druck-, außen unter Zugspannungen steht. Der Ring kann ohne weitere bleibende Formänderungen innere Drucke bis zu der Höhe, die zuerst jenen Zustand herbeiführten, aushalten, ist also widerstandsfähiger geworden. Noch



höhere Drucke führten zu Spannungsverteilungen in den inneren Zonen, die dem ansteigenden Zweige *GH* der Abb. 1711 entsprechen. So gilt bei 2560 at Linie 4, bei Entlastung 4', Abb. 1710. Der untersuchte weiche Flußstahling konnte nicht zu Bruch gebracht werden, da einer der Lederstulpe zur Abdichtung des Innenraumes bei 3800 at nicht mehr standhielt.

Der Stahlgußring zeigte ein ganz ähnliches Verhalten. Am gußeisernen stellte sich die Spannungsverteilung etwas gleichmäßiger ein als die Theorie erwarten ließ, was auf die mit der Spannung zunehmende Dehnung des Gußeisens zurückzuführen ist. Auch gußeiserne Zylinder stehen nach der Entlastung von hohen Drucken, die bleibende Formänderungen der inneren Zonen hervorgerufen haben, unter Spannung.

Bach fand bei Versuchen an gußeisernen Hohlzylindern [XXIII, 3], daß die Spannungen im Augenblick des Bruches niedriger als die Zugfestigkeit des Werkstoffes waren. Ein Zylinder von  $d_i = 506$  mm innerem Durchmesser und  $s = 20$  mm Wandstärke brach bei  $p_i = 100$  at innerem Druck längs einer Mantellinie. Aus Formel (478) folgt die mittlere Zugspannung:

$$\sigma_z = \frac{d_i \cdot p_i}{2s} = \frac{50,6 \cdot 100}{2 \cdot 2} = 1265 \text{ kg/cm}^2,$$

die größte Anstrengung am inneren Umfang nach der genaueren Formel (480a)  $\sigma_{z\max} = 1347 \text{ kg/cm}^2$ , während drei unmittelbar neben der Bruchstelle herausgeschnittene Flachstäbe mit Gußhaut im Mittel 1760, drei ganz bearbeitete Rundstäbe  $1751 \text{ kg/cm}^2$  Zugfestigkeit ergaben. Im Vergleich mit den Flachstäben ist die aus der ersten Formel berechnete Spannung  $495 \text{ kg/cm}^2$  oder  $28\%$  niedriger, ein Unterschied, den Bach auf Abweichungen der Versuchskörper von genauen Kreiszylindern, auf Gußspannungen und auf den Einfluß der spröden Gußhaut im Innern zurückführt. In anderen Fällen ergaben sich sogar Unterschiede von 30 bis  $50\%$ .

Entgegengesetzt verhielt sich der von Krüger [XXIII, 1] untersuchte, sehr dickwandige und ganz bearbeitete Ring aus hochwertigem Gußeisen mit kleiner Dehnungszahl von denselben Abmessungen wie der flußstählerne, Abb. 1710. Er riß bei 1699 at Druck von innen her auf. Formel (479a) ergibt als höchste Anstrengung:

$$\sigma_{z\max} = p_i \frac{0,7 r_i^2 + 1,3 r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} = 1699 \frac{0,7 \cdot 4,5^2 + 1,3 \cdot 16^2}{16^2 - 4,5^2} = 2500 \text{ kg/cm}^2,$$

während Zugversuche an drei parallel zur Längsachse des Ringes herausgearbeiteten Probestäben im Mittel  $2200 \text{ kg/cm}^2$  Festigkeit des Gußeisens ergaben. Der Anfangswert der Dehnungszahl des Eisens betrug  $\alpha = \frac{1}{1590000} \text{ cm}^2/\text{kg}$ .

Verstärkungen von Zylindern durch äußere Längs- und Querrippen hatten, wie Bach in Ergänzung der oben erwähnten Versuche [XXIII, 3] feststellte, wohl eine Vergrößerung der Steifigkeit der Körper, die geringere Ausbauchungen durch den inneren Druck erfuhren, zur Folge. Sie erhöhten aber die Widerstandsfähigkeit gegenüber innerem Druck nicht in dem Maße, der dem Mehraufwand an Werkstoff entsprach; eine Bestätigung der allgemeinen Erfahrung, daß gußeiserne, durch die Belastung auf Zug beanspruchte Rippen unvorteilhaft sind.

**Zahlenbeispiel 1.** Der Zylinder und der Kolben zu einer 100 t-Pressen für Werkstoffprüfungen, Abb. 1706, ist durchzubilden. Die Presse besteht aus einem auf dem Boden ruhenden Druckzylinder und einem Querhaupt, das längs zweier Verbindungsstangen in verschiedener Höhe über dem Kolben einstellbar ist, um Körper verschiedener Länge untersuchen zu können. Betriebsdruck  $p_i = 200$  at, Werkstoff: Gußeisen, Kolbenhub 130 mm. Auf eine gute Führung des Kolbens ist Wert zu legen. Die Augen zur Befestigung der Stangen sollen an den Zylinder angegossen werden.

Der Kolbendurchmesser  $D$  folgt aus:

$$\frac{\pi}{4} D^2 = \frac{P}{p_i} = \frac{100000}{200} = 500 \text{ cm}^2; \quad D = 25,2 \text{ cm}.$$



Gewählt unter Berücksichtigung des Umstandes, daß die Stulpreibung und der Rückzugkolben einen Teil des Druckes in Anspruch nehmen,  $D = 260$  mm.

Beanspruchung durch den inneren Druck. Mit  $k_z = 600$  kg/cm<sup>2</sup> liefert Formel (482a), die gewählt wurde, da man nicht darauf rechnen kann, daß der obere Teil des Zylinders nennenswerten Längskräften ausgesetzt ist, weil er mit den die Kraft aufnehmenden Augen für die Stangen aus einem Stück besteht:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,7 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} = 13 \sqrt{\frac{600 + 0,7 \cdot 200}{600 - 1,3 \cdot 200}} = 19,2 \text{ cm.}$$

Den gleichen Wert findet man an Hand der Kurve *bb*, Abb. 59, die bei:

$$\frac{k_z}{p_i} = \frac{600}{200} = 3,0 \text{ das Verhältnis } \frac{r_a}{r_i} = 1,47 \text{ oder } r_a = 1,47 \cdot 13 = 19,2 \text{ cm}$$

verlangt. Ausgeführt: 380 mm Außendurchmesser oder 60 mm Wandstärke. Tatsächlich ist die Beanspruchung wesentlich günstiger als berechnet, da selbst in der höchsten Stellung des Kolbens nur ein Teil der Wandung unter dem Betriebsdruck steht, weil die Abdichtung durch einen Lederstulp am unteren Kolbenrand, Abb. 934, S. 522, vorgesehen ist. Andererseits wird aber der Zylinder in der Ebene *AB*, Abb. 1706, durch die Stangenkräfte auf Biegung beansprucht. Er wurde deshalb dort auf 70 mm, einem Außendurchmesser von 400 mm entsprechend, verstärkt. Dadurch sinkt allerdings die Anstrengung des Zylinders durch den inneren Druck nur in geringem Maße; mit

$$\frac{r_a}{r_i} = \frac{20}{13} = 1,538$$

wird nach Kurve *bb* Abb. 59:

$$\frac{\sigma_z}{p_i} = 2,77 \text{ und } \sigma_z = 200 \cdot 2,77 = 554 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Nachrechnung des kugelförmigen Bodens erübrigt sich, da er aus Gußrücksichten, wie weiter unten begründet, dieselbe Wandstärke wie der Zylinder erhalten muß.

Der Kolben würde, wenn er eine genügend sichere Führung durch seine Außenfläche finden sollte, eine große Länge erhalten. Das hätte einen schweren und teuren Zylinder ergeben. Zudem wäre ein gut passender Kolben wegen des Biegemomentes, dem der Zylinder durch die Stangenkräfte ausgesetzt ist, leicht eingeklemmt worden. Deshalb wurde ein besonderer Führungsstempel von 80 mm Durchmesser, Abb. 934, ausgebildet, der schließend in einem im Innern des Kolbens hochgezogenen Führungszyylinder läuft und gleichzeitig zur Aufnahme der Rückzugvorrichtung dient. Damit der Betriebsdruck auch auf ihn wirken kann, sind die Bohrungen *CDEF* und die Nut *N* vorgesehen. Beim höchsten Hub von 130 mm findet der Stempel noch eine  $L = 115$  mm lange Führung, so daß das Verhältnis:

$$\frac{L}{d} = \frac{115}{80} = 1,44$$

genügend groß ausfällt.

Der Hauptkolben wird durch den Betriebsdruck mit 590 kg/cm<sup>2</sup> beansprucht. An ihm ist im Mittel:

$$r_i = 87,5, \quad r_a = 130 \text{ mm,}$$

folglich

$$\frac{r_a}{r_i} = \frac{13}{8,75} = 1,487$$

und  $\frac{\sigma_z}{p_i}$  nach Kurve *bb* der Abb. 59 gleich 2,95 oder

$$\sigma_z = 200 \cdot 2,95 = 590 \text{ kg/cm}^2.$$



Die Biegebeanspruchung des Zylinders durch die Kräfte in den Stangen ergibt sich annähernd, wie folgt nach Abb. 1712. Dort ist der wirkliche, strichpunktiert dargestellte Querschnitt durch den geradlinig begrenzten, stark ausgezogenen, mit ebenem Boden ersetzter, der Führungszylinder aber, welcher zur Widerstandsfähigkeit gegenüber Biegung kaum beiträgt, unberücksichtigt gelassen. Dabei wird der Schwerpunkt-  
abstand  $x$  von der Unterkante:

$$x = \frac{40 \cdot 38,5 \cdot 19,25 + 3 \cdot 5 \cdot 2,5 - 26 \cdot 25,5 \cdot 25,75 - 8 \cdot 4 \cdot 11 - 3,5 \cdot 3,5 \cdot 7,25 - 33 \cdot 5,5 \cdot 2,75}{40 \cdot 38,5 + 3 \cdot 5 - 26 \cdot 25,5 - 8 \cdot 4 - 3,5 \cdot 3,5 - 33 \cdot 5,5} = 17,5 \text{ cm}$$

und das Trägheitsmoment, bezogen auf die wagerechte Schwerachse:

$$J = \frac{40 \cdot 38,5^3}{12} + 40 \cdot 38,5 \cdot 1,75^2 + \frac{3 \cdot 5^3}{12} + 3 \cdot 5 \cdot 15^2 - \frac{26 \cdot 25,5^3}{12} - 26 \cdot 25,5 \cdot 8,25^2 - \frac{8 \cdot 4^3}{12} - 8 \cdot 4 \cdot 6,5^2 - \frac{3,5 \cdot 3,5^3}{12} - 3,5 \cdot 3,5 \cdot 10,25^2 - \frac{33 \cdot 5,5^3}{12} - 33 \cdot 5,5 \cdot 14,75^2 = 75640 \text{ cm}^4.$$

Betrachtet man den Zylinder als einen durch eine Einzelkraft  $P$  belasteten Träger auf zwei Stützen, so ergibt sich die größte Zugspannung längs der Unterfläche des Zylinders bei einem Stangenabstand  $c = 500 \text{ mm}$ :

$$+\sigma_b = \frac{P \cdot c \cdot x}{4 \cdot J} = \frac{100\,000 \cdot 50 \cdot 17,5}{4 \cdot 75\,640} = 289 \text{ kg/cm}^2,$$

die größte Druckspannung längs der oberen Begrenzungsfläche:

$$-\sigma_b = \frac{P \cdot c \cdot (h - x)}{4 \cdot J} = \frac{100\,000 \cdot 50 \cdot (38,5 - 17,5)}{4 \cdot 75\,640} = 346 \text{ kg/cm}^2.$$

Diese Spannungen erscheinen an sich, aber auch im Zusammenhang mit den Anstrengungen durch den inneren Druck, gutes Gußeisen vorausgesetzt, zulässig, da sich, wie schon oben angedeutet, die Wirkung des Flüssigkeitsdruckes auf die mittleren Zonen des Zylinders beschränkt, wo die Biegespannungen niedrig sind.

Der im Führungstempel eingebaute Rückzugkolben wirkt durch den Druck von  $p_i = 200 \text{ at}$  in dem Ringraum von  $d_1 = 35$  und  $d_2 = 24 \text{ mm}$  Durchmesser, Abb. 934 rechts oben, erzeugt also eine Rückzugkraft:

$$P' = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) \cdot p_i = \frac{\pi}{4} (3,5^2 - 2,4^2) \cdot 200 = 1020 \text{ kg}.$$

Zweck der Vorrichtung ist, den Kolben sinken zu lassen, wenn der Abfluß im Hauptzylinder freigegeben wird; sie hat also die Kolben-, insbesondere die Stulpreibung zu überwinden und die Flüssigkeit im Haupttraume unter den zum Abfließen nötigen Druck zu setzen.

Die Stulpreibung errechnet sich nach der Formel (252) S. 531, wenn  $R_0 = 0$  und  $\mu = 0,1$  eingesetzt wird, an den beiden Stulpen des Rückzugkolbens zu:

$$(\pi \cdot d_1 + \pi \cdot d_2) \cdot b \cdot p \cdot \mu = (\pi \cdot 3,5 + \pi \cdot 2,4) \cdot 1 \cdot 200 \cdot 0,1 = 370 \text{ kg},$$

am Hauptkolben bei 1,5 at Innendruck zu:

$$\pi \cdot D \cdot b \cdot p \cdot \mu = \pi \cdot 26 \cdot 2,5 \cdot 1,5 \cdot 0,1 = 30,6, \text{ in Summe zu rund } 400 \text{ kg}.$$

Mithin stehen zur Erzeugung des Flüssigkeitsdruckes  $P' = 1020 - 400 = 620 \text{ kg}$  zur Ver-

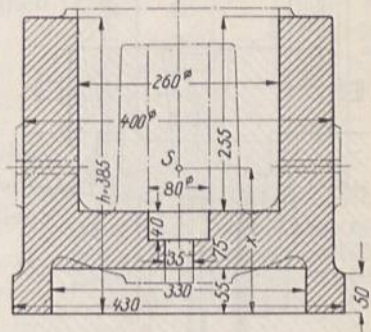


Abb. 1712. Zur Berechnung des Zylinders Abb. 934 auf Biegung. M. 1:10.



fügung, die eine Pressung:

$$p' = \frac{P'}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{620}{\frac{\pi}{4} 26^2} = 1,17 \text{ at}$$

erzeugen, welche ausreichend erscheint.

Die konstruktive Gestaltung des Zylinders ging von dem Guß in umgekehrter Lage aus, um das Einformen der Grundplatte zu erleichtern und um mitten auf dem Boden einen verlorenen Kopf von 140 mm Durchmesser aufsetzen zu können, damit die Wandungen dicht werden. Der Boden wurde in derselben Stärke wie der eigentliche Zylinder ausgeführt, also dicker als er auf Grund der Festigkeitsrechnung sein könnte, um ihn nicht früher erstarren zu lassen und bedenkliche Lunkerbildung an der Übergangsstelle zur Zylinderwandung, Abb. 1713, zu bekommen.

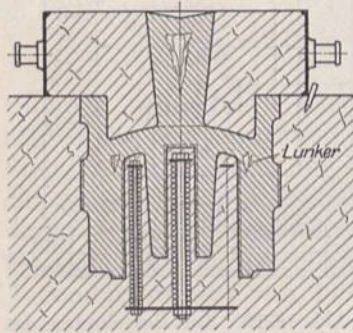


Abb. 1713. Gießtechnisch falsche Ausbildung des Zylinders  
Abb. 934.

### 3. Verstärkung von Preßzylindern.

Als Grenze für die Anwendung einfacher Zylinder, sofern eine bestimmte Anstrengung  $k_z$  nicht überschritten werden soll, folgt aus den Formeln (482a) und (482b)  $k_z = 1,3 p_i$ , weil dann der Nenner unter der Wurzel gleich Null, die Wandstärke also unendlich groß wird. Unter Annahme der höheren auf Seite 941 angeführten

$$\begin{aligned} \text{Werte für } k_z \text{ liegt die Grenze für Gußeisen bei } p_i &= \frac{750}{1,3} \\ &= 577 \text{ at, für weichen Flußstahl bei } p_i = \frac{1800}{1,3} = 1380 \text{ at.} \end{aligned}$$

Schon bei der Annäherung an diese Drucke ergeben sich sehr große Wandstärken unter sehr schlechter Ausnutzung des Werkstoffes.

Die Beherrschung größerer Pressungen ist durch verschiedene Mittel möglich. Der bei der Krügerschen Arbeit angedeutete Weg, die inneren Zonen der Zylinder zum Fließen zu bringen und diese dadurch widerstandsfähiger zu machen, wurde schon bei der Herstellung der österreichischen Uchatiusbronzegeschützrohre mit Erfolg benutzt, indem die Rohre durch Hindurchtreiben eines Dornes vorgereckt und dann erst ausgebohrt wurden. Ob das Verfahren auch auf Preßzylinder angewendet wird, ist dem Verfasser nicht bekannt.

#### a) Zylinder Huberscher Bauart.

Der grundsätzlichen Bedeutung wegen sei zunächst ein neuerer Vorschlag von Huber [XXIII, 2] besprochen, nach dem der eigentliche Preßzylinder durch einen Mantel mit einigen Millimetern Spiel, Abb. 1714, umgeben ist. Hier und im folgenden sind die Bezeichnungen, die sich auf den Zylinder beziehen, durch die Ziffer 1, diejenigen, die zum Mantel gehören, durch die Ziffer 2 gekennzeichnet. Im Zwischenraum wird eine Pressung  $q < p_i$  erzeugt, die den inneren Zylinder auf Druck beansprucht und die hohen Zugspannungen vermindert, welche der Betriebsdruck  $p_i$  bedingt. In der Entfernung  $r$  von der Achse entsteht durch die Wirkung von  $q$  eine Anstrengung:

$$-\sigma = -q \frac{r_{a_1}^2}{r_{a_1}^2 - r_{i_1}^2} \left( 0,7 + 1,3 \frac{r_{i_1}^2}{r^2} \right), \quad (483)$$

am inneren Umfange eine solche von:

$$-\sigma_{\max} = -2q \frac{r_{a_1}^2}{r_{a_1}^2 - r_{i_1}^2}. \quad (484)$$

Die Bauart setzt voraus, daß die beiden Drucke an allen Stellen gleichzeitig auftreten. Deshalb muß die Abdichtung des eigentlichen Zylinders in gleicher Höhe, wie



im Zwischenraume, Abb. 1714, liegen und darf nicht etwa am unteren Ende des Kolbens angebracht sein. Dann wären nämlich die Teile des Zylinders oberhalb dieser Dichtung keinem Innendruck, wohl aber hohem Außendruck ausgesetzt und würden überanstrengt. Die Abdichtung des Spaltes ist konstruktiv leicht und kann durch Gummischnüre erfolgen; umständlich ist dagegen die Druckabstufung von  $p_i$  auf  $q$  Atmosphären, etwa durch einen Druckübersetzer.

**Zahlenbeispiel 2.** Ein Zylinder mit Boden von  $2r_i = 300$  mm lichter Weite aus Stahlguß, würde bei einem Innendruck von  $p_i = 800$  at und  $k_z = 1500$  kg/cm<sup>2</sup> zulässiger Anstrengung einen Außenhalbmesser (482b):

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} = 15 \sqrt{\frac{1500 + 0,4 \cdot 800}{1500 - 1,3 \cdot 800}} = 29,8 \text{ cm}$$

oder eine Wandstärke von 14,8 cm erhalten. Wird der Zylinder so unterstützt, daß in der Wandung keine Längskraft entsteht oder wird er ohne Boden ausgeführt, so fällt sein Außenhalbmesser etwas größer aus:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,7 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} = 15 \sqrt{\frac{1500 + 0,7 \cdot 800}{1500 - 1,3 \cdot 800}} = 31,8 \text{ cm},$$

Abb. 1715. Will man den Zylinder nach dem Vorschlage von Huber unterteilen, so läßt sich aus den Formeln (479) und (484) eine solche zur Berechnung des inneren Zylinders ableiten, die aber ziemlich verwickelt ist. Einfacher ist die Benutzung der Linien der Abb. 59. Angenommen sei ein Zwischendruck  $q = 0,4 p_i$  und eine Anstrengung von ebenfalls 1500 kg/cm<sup>2</sup> an der Innenfläche des Zylinders. Die Anstrengung durch den

Innendruck  $p_i$ , bei beliebigen Verhältnissen  $\frac{r_{a_1}}{r_{i_1}}$  kann der Kurve *bb* der Abb. 59 entnommen werden.

Für einen bestimmten Wert von  $\frac{r_{a_1}}{r_{i_1}}$  sei die Ordinate

mit *b* bezeichnet. Durch den äußeren Druck  $q = 0,4 p_i$  wird die Anstrengung um das 0,4-fache der entsprechenden Ordinate *c* der Kurve *cc*, Abb. 59, erniedrigt. Bildet man nun  $b - 0,4c$  und trägt diesen Wert in Abhängigkeit von dem Ver-

hältnis  $\frac{r_{a_1}}{r_{i_1}}$  auf, so

Abb. 1715. Vollwandiger Preßzylinder für 800 at Betriebsdruck. M. 1:15.

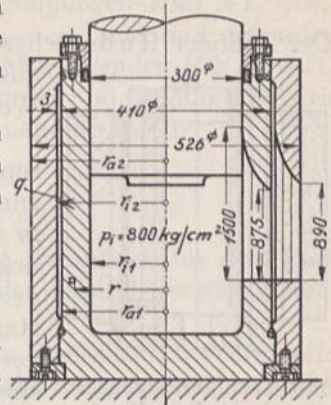
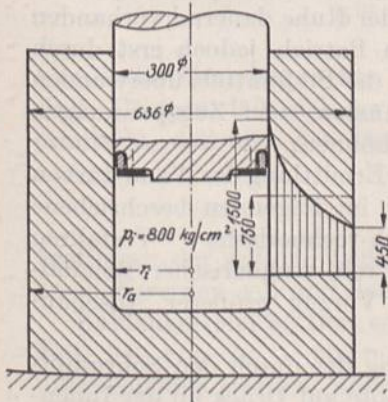


Abb. 1714. Preßzylinder für 800 at Betriebsdruck mit abgestuftem Zwischendruck nach Huber. M. 1:15.

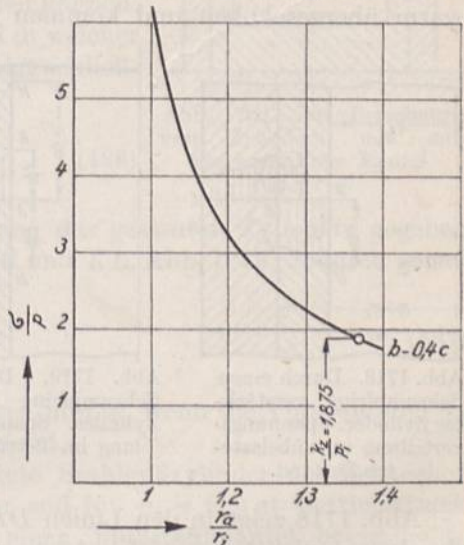


Abb. 1716. Hilfskurve zur Berechnung des Zylinders Abb. 1714.

erhält man einen Punkt der Linie Abb. 1716. Aus ihr findet man für das gegebene Verhältnis:

$$\frac{k_z}{p_i} = \frac{1500}{800} = 1,875; \quad \frac{r_{a_1}}{r_{i_1}} = 1,368$$

und damit  $r_{a_1} = 1,368 \cdot 15 = 20,5$  cm.

Der Mantel erhalte gegenüber der Außenfläche des Zylinders 3 mm radiales Spiel, so daß sein innerer Halbmesser  $r_{i_2} = 20,8$  cm werde. Auf inneren Druck mit  $q = 0,4 p_i$



= 320 at beansprucht, wird bei der gleichen zulässigen Anstrengung, wie oben:

$$\frac{k_z}{q} = \frac{1500}{320} = 4,69; \quad \frac{r_{a_2}}{r_{i_1}} = 1,262; \quad r_{a_2} = 1,262 \cdot 20,8 = 26,3 \text{ cm.}$$

Der Zylinder Huberscher Bauart fällt demnach wesentlich leichter als der vollwandige aus; er verlangt in den zylindrischen Wandungen nur 57% des Werkstoffes, den jener benötigt.

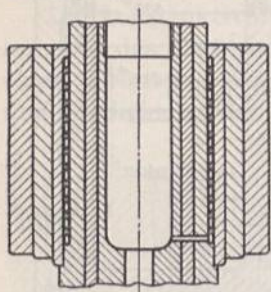


Abb. 1717. Preßzylinder mit abgestuften Druckflächen nach Huber.

Ein anderer Vorschlag Hubers geht dahin, nicht den Druck, sondern die Druckflächen abzustufen, indem man den vollen Innendruck  $p_i$  in einem geschlossenen Spiralrohr wirken läßt, das in dem Spalt zwischen den beiden Zylindern allseitig eingebettet liegt. Vgl. Abb. 1717, die einen Zylinder für sehr hohe Drucke darstellt, an dem Huber das Spiralrohr zusammen mit der Verstärkung durch Schrumpfringe verwandt hat. Die Spannungsverteilung ist, wenigstens in einiger Entfernung von dem Rohr, eine ähnliche wie oben. Der Vorteil der beiden eben beschriebenen Bauarten ist, daß die Spannungen, die beim Betrieb durch den Druck in dem Raum zwischen Zylinder und Mantel oder im

Spiralrohr erzeugt werden, bei der Entlastung wieder verschwinden, während die folgenden Verstärkungsverfahren Spannungen im entlasteten Zustande bedingen.

b) Verstärkung durch Aufschrumpfen von Mänteln oder Ringen.

Die am häufigsten ausgeführte Verstärkung von Preßzylindern ist die durch Aufschrumpfen von Mänteln oder Ringen. Diese erhalten einen Innendurchmesser, der um das Schrumpfmaß  $z$  kleiner als der Außendurchmesser des Zylinders ist, werden warm übergeschoben und kommen infolge der Zusammenziehung bei der Abkühlung unter tangentiale Zugspannungen.

Im inneren Zylinder, der nun ähnlich wie oben besprochen, äußerem Druck unterliegt, entstehen Druckspannungen, die während der Ruhe dauernd vorhanden sind, beim Betrieb jedoch erst durch den Druck des Preßmittels überwunden werden müssen, ehe Zugspannungen auftreten können.

Bei der Ermittlung der Wandstärken bietet das im folgenden beschriebene zeichnerisch-rechnerische Verfahren gegenüber rein rechnerischer Behandlung den Vorzug größerer Anschaulichkeit.

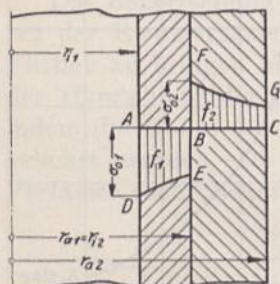


Abb. 1718. Durch einen Schrumpfring verstärkter Zylinder. Spannungsverteilung im unbelasteten Zustand.

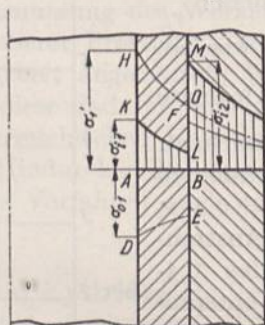


Abb. 1719. Durch einen Schrumpfring verstärkter Zylinder. Spannungsverteilung im Betriebszustand.

Abb. 1718 zeigt in den Linien  $DE$  und  $FG$  die Verteilung der durch den Schrumpfdruck erzeugten tangentialen Anstrengungen.  $\sigma_{01}$  sei die größte auf Druck an der Innenfläche des Zylinders,  $\sigma_{02}$  diejenige auf Zug an der Innenfläche des Mantels. Die Flächen  $f_1$  und  $f_2$ , welche die Anstrengungslinien mit der Grundlinie  $AC$  einschließen, sind annähernd gleich groß — nur annähernd, weil die benutzten Formeln nicht die entstehenden Tangentialspannungen, sondern die Anstrengungen angeben, die infolge der Quersammenziehung durch die Radial- und Längsspannungen in den Wandungen beeinflusst werden.

Wird nun der Zylinder dem von innen her wirkenden Betriebsdruck  $p_i$  ausgesetzt, so dürfen die beiden Wandungen als ein Ganzes aufgefaßt werden. Nach der Formel (481a) berechnet, würde  $p_i$  Anstrengungen entsprechend der strichpunktierten Linie  $HJ$ , Abb. 1719, mit einem Größtwert  $\sigma'_1$  an der Zylinderinnenfläche bedingen, die nun aber



durch die Schrumpfspannungen im Zylinder um die Ordinaten der Linie  $DE$  auf  $KL$  erniedrigt, im Mantel um die Ordinaten der Linie  $FG$  auf  $MN$  erhöht werden, so daß der Verlauf der Anstrengung im Betriebszustande durch den gebrochenen Linienzug  $KLMN$  gekennzeichnet ist. Die größten auftretenden Anstrengungen sind  $AK = \sigma_{i_1}$  im Zylinder,  $BM = \sigma_{i_2}$  im Mantel. Dabei gilt, daß  $\sigma'_1 = \sigma_{i_1} + \sigma_{o_1}$  und daß die unter der Linie  $HJ$  liegende Fläche  $HOLK = f_1$  rund gleich der darüberliegenden  $MNJO = f_2$  ist. Sollen die Anstrengungen während des Betriebes im Zylinder und im Mantel gleich groß, also  $\sigma_{i_1} = \sigma_{i_2}$  sein, so ist die Lage der Trennungsfuge annähernd durch:

$$\frac{r_{a_1}}{r_{i_1}} = \frac{r_{a_2}}{r_{a_1}} \quad \text{oder} \quad r_{a_1} = \sqrt{r_{i_1} \cdot r_{a_2}} \quad (485)$$

gegeben. Die eben angeführten drei Bedingungen bilden die Grundlage für den Entwurf von Zylindern, die durch warm aufgezoogene Ringe oder Mäntel verstärkt werden sollen.

Es sei zunächst angenommen, daß Zylinder und Mantel aus dem gleichen Werkstoffe bestehen und gleich hohen Anstrengungen  $\sigma_{i_1} = \sigma_{i_2}$  im Betriebe ausgesetzt seien. Sind der Betriebsdruck  $p_i$  und der innere Halbmesser des Zylinders  $r_{i_1}$  gegeben, so schätze man die Anstrengung  $\sigma_{o_1}$ , berechne unter Zugrundelegung von  $\sigma'_1 = \sigma_{i_1} + \sigma_{o_1}$  den Außenhalbmesser  $r_{a_2}$  des Mantels und zeichne den Verlauf der Anstrengung, Linie  $H O J$  der Abb. 1720, auf. Formel (485) liefert dann die Lage der Fuge im Zylinder. Trägt man jetzt die Anstrengungen während des Betriebes  $\sigma_{i_1} = AK$  und  $\sigma_{i_2} = BM$  und zunächst gefühlsmäßig den Verlauf der Kurven  $KL$  und  $MN$  ein, so wird man daran, ob die Flächen  $f_1$  und  $f_2$  annähernd gleich groß sind, leicht beurteilen können, ob die Vorspannung  $\sigma_{o_1}$  richtig geschätzt war und in welcher Weise sie gegebenenfalls abzuändern ist. Aus  $\sigma_{o_1}$  folgt schließlich nach Formel (484) der Schrumpfdruck:

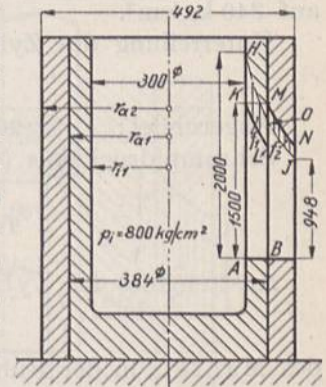


Abb. 1720. Zur Berechnung von Zylindern mit aufgeschumpftem Mantel. M. 1:15.

$$q_1 = \frac{\sigma_{o_1} r_{a_1}^2 - r_{i_1}^2}{2 r_{a_1}^2}, \quad (486)$$

womit die Grundlagen für die genaue Nachrechnung des gesamten Zylinders gegeben sind. Übrigens läßt sich der Verlauf der Kurven  $DE$  und  $KL$ , Abb. 1719, dadurch genau ermitteln, daß man den Druck:

$$q_2 = \frac{\sigma_{o_1} r_{a_2}^2 - r_{i_1}^2}{2 r_{a_2}^2} \quad (487)$$

bestimmt, der auf den äußeren Mantelumfang wirken müßte, wenn die Vorspannung  $\sigma_{o_1}$  erzeugt werden soll und daß man  $DE$  aus  $q_2$  berechnet.

**Zahlenbeispiel 3.** Der vom Bodendruck entlastete Stahlgußzylinder des Beispiels 2 Seite 947 von  $2r_{i_1} = 300$  mm lichtigem Durchmesser soll für  $p_i = 800$  at Betriebsdruck durchgebildet werden unter Verstärkung durch einen Flußstahlmantel bei  $\sigma_{i_1} = \sigma_{i_2} = 1500$  kg/cm<sup>2</sup> Anstrengung, Abb. 1720.

Geschätzt  $\sigma_{o_1} = 500$  kg/cm<sup>2</sup>. Aus

$$\sigma'_1 = \sigma_{i_1} + \sigma_{o_1} = 1500 + 500 = 2000 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{und} \quad \frac{\sigma'_1}{p_i} = \frac{2000}{800} = 2,5$$

folgt nach Kurve  $bb$ , Abb. 59:

$$\frac{r_{a_2}}{r_{i_1}} = 1,64; \quad r_{a_2} = 1,64 \cdot 15 = 24,6 \text{ cm.}$$

Die Lage der Teilfuge ergibt sich aus:

$$r_{a_1} = \sqrt{r_{i_1} \cdot r_{a_2}} = \sqrt{15 \cdot 24,6} = 19,2 \text{ cm.}$$



Zur Aufzeichnung des Verlaufes der Anstrengung genügt es, diese in  $r = 18, 21$  und  $r_{a_2} = 24,6$  cm Entfernung von der Mitte nach (481a) zu ermitteln:

$$\begin{array}{ccc} r = & 18 & 21 & 24,6 \text{ cm,} \\ \sigma_z = & 1481 & 1175 & 948 \text{ kg/cm}^2. \end{array}$$

So findet man den Linienzug  $HOJ$  der Abb. 1720. Durch Auftragen der Werte  $\sigma_{i_1} = \sigma_{i_2} = 1500 \text{ kg/cm}^2$  an den Innenflächen des Zylinders und des Mantels sieht man aber sofort, daß die zu erwartenden Flächen  $f_1$  und  $f_2$  verschieden groß ausfallen, und daß die Vorspannung, da offenbar  $f_1 > f_2$  ist, zu hoch gewählt war.

Geschätzt:

$$\sigma_{o_1} = 350 \text{ kg/cm}^2; \quad \sigma'_1 = \sigma_{i_1} + \sigma_{o_1} = 1500 + 350 = 1850 \text{ kg/cm}^2.$$

Hierzu Abb. 1721.

$$\frac{\sigma'_1}{p_i} = \frac{1850}{800} = 2,31; \quad \frac{r_{a_2}}{r_{i_1}} = 1,72; \quad r_{a_2} = 1,72 \cdot 15 = 25,8 \text{ cm.}$$

Aufgerundet auf  $r_{a_2} = 260$  mm. Dadurch sinkt  $\sigma'_1$  auf 1840 und die Vorspannung  $\sigma_{o_1}$  auf  $340 \text{ kg/cm}^2$ .

Unterteilung des Zylinders:

$$r_{a_1} = \sqrt{r_{i_1} \cdot r_{a_2}} = \sqrt{15 \cdot 26} = 19,75 \text{ cm.}$$

Abgerundet:  $r_{a_1} = 200$  mm.

Schrumpfdruck aus (486):

$$q_1 = \frac{\sigma_{o_1}}{2} \cdot \frac{r_{a_1} - r_{i_1}^2}{r_{a_1}^2} = \frac{340}{2} \cdot \frac{20^2 - 15^2}{20^2} = 74,3 \text{ at.}$$

Anstrengung des Zylinders im Betriebe:

$$1840 - 340 = 1500 \text{ kg/cm}^2;$$

des Mantels in der Ruhe durch den von innen her wirkenden Schrumpfdruck gemäß Formel (479a):

$$\sigma_{o_2} = q_1 \frac{0,7 \cdot r_{i_2}^2 + 1,3 \cdot r_{a_2}^2}{r_{a_2}^2 - r_{i_2}^2} = 74,3 \frac{0,7 \cdot 20^2 + 1,3 \cdot 26^2}{26^2 - 20^2} = 312 \text{ kg/cm}^2.$$

Dazu kommt infolge des Betriebsdruckes  $p_i$  nach (481a):

$$\sigma' = p_i \left( \frac{0,7 r_{i_1}^2}{r_{a_2}^2 - r_{i_1}^2} + \frac{1}{r_{i_2}^2} \cdot \frac{1,3 \cdot r_{i_1}^2 \cdot r_{a_2}^2}{r_{a_2}^2 - r_{i_1}^2} \right) = 800 \left( \frac{0,7 \cdot 15^2}{26^2 - 15^2} + \frac{1}{20^2} \cdot \frac{1,3 \cdot 15^2 \cdot 26^2}{26^2 - 15^2} \right) = 1160 \text{ kg/cm}^2,$$

so daß die Anstrengung des Mantels während des Betriebs auf  $\sigma_{i_2} = \sigma_{o_2} + \sigma' = 312 + 1160 = 1472 \text{ kg/cm}^2$  steigt. Den durch Nachrechnen einiger Zwischenpunkte ergänzten Spannungsverlauf gibt Abb. 1721 wieder. Der Vergleich der Abb. 1714 und 1721 zeigt die Gleichwertigkeit beider Bauarten in bezug auf den Werkstoffverbrauch, wenn man den 3 mm breiten Spalt bei der ersten Ausführung berücksichtigt.

**Zahlenbeispiel 4.** Der Gang der Rechnung und die Gestaltung in dem Falle, daß die Werkstoffe des Zylinders und des Mantels verschieden sind, sei an dem Vergleichsbeispiel unter der Annahme durchgeführt, daß der Zylinder aus Gußeisen, der Mantel aber wieder aus Flußstahl bestehe, Abb. 1722. Zylinderdurchmesser  $2r_{i_1} = 300$  mm, Betriebsdruck  $p_i = 800$  at.

Den Ausgangspunkt bieten hier die Beanspruchungen des gußeisernen Zylinders: die Anstrengung während der Ruhe durch den Schrumpfdruck werde mit  $\sigma_{o_1} = 800 \text{ kg/cm}^2$  auf Druck, diejenige während des Betriebes mit  $\sigma_{i_1} = 500 \text{ kg/cm}^2$  auf Zug angenommen. Beide Werte sind recht bedeutend, wenn man beachtet, daß die Inanspruchnahme des Werkstoffes wechselnd ist: sie setzen hochwertiges Gußeisen voraus, sind aber notwendig, wenn man die Abmessungen des Zylinders nicht zu groß werden lassen will. Die zulässige Anstrengung im Mantel soll  $\sigma_{i_2} = 1500 \text{ kg/cm}^2$  nicht überschreiten.



Aus der Summe der Anstrengungen  $\sigma_{o_1} + \sigma_{i_1} = \sigma'_1 = 800 + 500 = 1300 \text{ kg/cm}^2$  berechnet man zunächst den Außenhalbmesser  $r_{a_2}$  des gesamten Zylinders, den man vorläufig als ein Ganzes betrachtet. Nach Formel (482a) wird:

$$r_{a_2} = r_{i_1} \cdot \sqrt{\frac{\sigma'_1 + 0,7 p_i}{\sigma'_1 - 1,3 p_i}} = 15 \cdot \sqrt{\frac{1300 + 0,7 \cdot 800}{1300 - 1,3 \cdot 800}} = 40,1 \text{ cm.}$$

Abgerundet auf  $r_{a_2} = 400 \text{ mm}$ . Der Spannungsverlauf  $HJ$  ist durch die folgenden, nach der Formel (481a) ermittelten Zahlen gegeben:

$$\begin{array}{cccccc} r & = & 15 & 20 & 25 & 30 & 35 & 40 \text{ cm,} \\ \sigma' & = & 1302 & 772 & 527 & 395 & 321 & 262 \text{ kg/cm}^2. \end{array}$$

Zur Aufzeichnung der Vorspannungslinie  $DE$  wurde der Schrumpfdruck  $q_2$  auf der Außenfläche des Mantels, der zur Erzeugung von  $\sigma_{o_1}$  nach (487) nötig wäre,

$$q_2 = \frac{\sigma_{o_1} r_{a_2}^2 - r_{i_1}^2}{2 r_{a_2}^2} = 800 \cdot \frac{(40^2 - 15^2)}{2 \cdot 40^2} = 343,7 \text{ at}$$

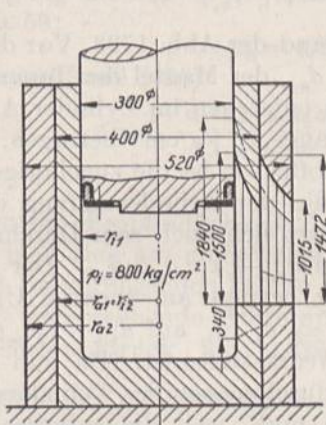


Abb. 1721. Zylinder für 800 at Betriebsdruck durch einen aufgeschwumpften Mantel verstärkt. M. 1:15.

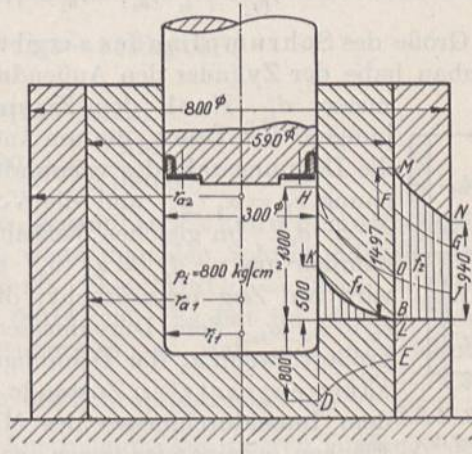


Abb. 1722. Zylinder für 800 at Betriebsdruck aus Gußeisen, verstärkt durch einen aufgeschwumpften Stahlmantel. M. 1:15.

und daraus der Spannungsverlauf nach Formel (483) berechnet:

$$\begin{array}{cccccc} r & = & 15 & 20 & 25 & 30 \text{ cm,} \\ \sigma'' & = & 800 & 556 & 424 & 380 \text{ kg/cm}^2. \end{array}$$

Die Differenzen  $\sigma' - \sigma''$  führen zur Kurve  $KL$ , Abb. 1722. Nun ist der Zylinder so zu unterteilen, daß die Fläche  $HOLK = f_1$  annähernd gleich der durch die tangentialen Anstrengungen des Mantels gegebenen Fläche  $MNJO = f_2$  wird, wobei die Ordinate  $BM$  durch die zulässige Anstrengung des Mantels  $\sigma_{i_2} = 1500 \text{ kg/cm}^2$  gegeben ist. So findet man  $r_{a_1} = 295 \text{ mm}$ . Schrumpfdruck aus (486):

$$q_1 = \frac{\sigma_{o_1} r_{a_1}^2 - r_{i_1}^2}{2 r_{a_1}^2} = \frac{800 \cdot 29,5^2 - 15^2}{2 \cdot 29,5^2} = 297 \text{ at.}$$

Nachrechnung der Beanspruchung des Mantels durch den Schrumpfdruck (479a):

$$\sigma'_2 = q_1 \cdot \frac{0,7 \cdot r_{i_2}^2 + 1,3 r_{a_2}^2}{r_{a_2}^2 - r_{i_2}^2} = 297 \cdot \frac{0,7 \cdot 29,5^2 + 1,3 \cdot 40^2}{40^2 - 29,5^2} = 1092 \text{ kg/cm}^2.$$

Zu der Spannung durch den Innendruck  $\sigma' = 405 \text{ kg/cm}^2$  addiert, ergibt sich die Betriebsspannung  $\sigma_{i_2} \approx 1497 \text{ kg/cm}^2$ , in genügender Übereinstimmung mit der in der Aufgabe gestellten Forderung.



Der große Außendurchmesser, den der Zylinder nach Abb. 1722 gegenüber Abb. 1721 bekommt, weist darauf hin, daß es sich nicht empfiehlt, bei so hohem Betriebsdruck Gußeisen zu verwenden, sowohl in Rücksicht auf die Schwierigkeit, einen so dickwandigen Zylinder gleichmäßig und dicht zu gießen, wie auch wegen der großen Abmessungen, die die gesamte Presse und ihre Teile bekommen würden. Der flußstählerne Mantel der Abb. 1722 fällt schwerer aus als die Wandung des gesamten Zylinders nach Abb. 1721! Die Begründung liegt darin, daß das Gußeisen während des Betriebs nur niedrigen Anstrengungen unterliegt, also schlecht ausgenutzt wird und daher wenig zur Aufnahme der Kräfte beiträgt.

Werden mehrere Mäntel übereinander gezogen, so kann man in sinngemäßer Weise vorgehen. Denselben Werkstoff und gleiche Höhe der zulässigen Anstrengungen in den einzelnen Teilen vorausgesetzt, folgt die Lage der Teilfugen bei zwei Mänteln aus:

$$\frac{r_{a_1}}{r_{i_1}} = \frac{r_{a_2}}{r_{a_1}} = \frac{r_{a_3}}{r_{a_2}}; \quad r_{a_1} = \sqrt[3]{r_{i_1}^3 \cdot r_{a_3}}; \quad r_{a_2} = \sqrt[3]{r_{i_1} \cdot r_{a_3}^2}; \quad (488)$$

bei drei Mänteln aus:

$$r_{a_1} = \sqrt[4]{r_{i_1}^3 \cdot r_{a_4}}; \quad r_{a_2} = \sqrt[4]{r_{i_1}^2 \cdot r_{a_4}^2}; \quad r_{a_3} = \sqrt[4]{r_{i_1} \cdot r_{a_4}^3}. \quad (489)$$

Die Größe des Schrumpfmaßes  $z$  ergibt sich an Hand der Abb. 1723. Vor dem Zusammenbau habe der Zylinder den Außendurchmesser  $d_{a_1}$ , der Mantel den Innendurchmesser  $d_{i_2}$ . Nach dem Zusammensetzen entstehen im Zylinder Anstrengungen auf Druck, die am äußeren Umfange  $\sigma_{a_1}$ , kg/cm<sup>2</sup> betragen. Ist  $\alpha_1$  die Dehnungszahl des verwandten Werkstoffes, so ist die zugehörige Stauchung  $\varepsilon_1 = \alpha_1 \cdot \sigma_{a_1}$  und die Verkürzung die der Zylinderumfang erfährt,  $\varepsilon_1 \cdot \pi \cdot d_{a_1}$ . Im gleichen Verhältnis verringert sich auch sein Durchmesser, nämlich um  $\varepsilon_1 \cdot d_{a_1} = \alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} \cdot d_{a_1}$ , also auf  $d_{a_1} - \alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} \cdot d_{a_1}$ . Der Mantel wird auf Zug beansprucht; die Dehnung beträgt am inneren Umfange  $\varepsilon_2 = \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}$ . Sein Durchmesser wird um  $\alpha_2 \cdot \sigma_{i_2} \cdot d_{i_2}$  auf  $d_{i_2} + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2} \cdot d_{i_2}$  vergrößert, wenn  $\alpha_2$  die Dehnungszahl des Werkstoffes ist. Da nun im zusammengesetzten Zustande der Außendurchmesser des Zylinders gleich dem Innendurchmesser des Mantels sein muß, weil die entsprechenden Flächen aufeinander liegen, so folgt:

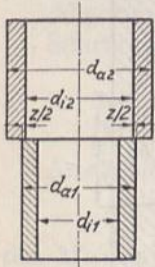


Abb. 1723. Zur Ermittlung des Schrumpfmaßes.

$$d_{a_1} - \alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} \cdot d_{a_1} = d_{i_2} + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2} \cdot d_{i_2} \quad \text{oder} \quad \frac{d_{i_2}}{d_{a_1}} = \frac{1 - \alpha_1 \cdot \sigma_{a_1}}{1 + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}}.$$

Endlich ist das Schrumpfmaß:

$$z = d_{a_1} - d_{i_2} = d_{a_1} \left( 1 - \frac{d_{i_2}}{d_{a_1}} \right) = d_{a_1} \frac{\alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}}{1 + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}} \quad (490)$$

oder bei dem meist sehr kleinen Werte von  $\alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}$  genügend genau:

$$z \approx d_{a_1} (\alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}). \quad (491)$$

$\sigma_{a_1}$  und  $\sigma_{i_2}$  folgen aus dem Schrumpfdruck  $q_1$ :

$$-\sigma_{a_1} = -q_1 \frac{1,3 \cdot r_{i_1}^3 + 0,7 r_{a_1}^3}{r_{a_1}^3 - r_{i_1}^3}, \quad (492)$$

$$\sigma_{i_2} = q_1 \frac{0,7 r_{i_2}^3 + 1,3 r_{a_2}^3}{r_{a_2}^3 - r_{i_2}^3}. \quad (493)$$

$\sigma_{i_2}$  kann auch an Kurve  $bb$ , Abb. 59, gefunden werden. Beide Größen sind in Formel (490) oder (491) lediglich ihrem Zahlenwert nach, also positiv, einzusetzen.

Bei der Anwendung des so berechneten Schrumpfmaßes muß man Zuschläge geben, die sich nach der Genauigkeit, mit der die Durchmesser von der Werkstatt bestimmt werden und nach dem Bearbeitungszustande der Schrumpfflächen richten, weil bei rauen Flächen, also weniger sorgfältiger Bearbeitung der Schrumpfdruck zum Teil dazu benutzt wird, die Unebenheiten der Oberflächen ineinander zu drücken.



Dadurch entstehen aber Abweichungen von den berechneten Anstrengungen; es tritt eine gewisse Unsicherheit über die Höhe der wirklichen Spannungen in den Teilen von Schrumpfvverbindungen ein.

Wie hoch der Mantel beim Aufziehen mindestens erwärmt werden muß, hängt von der Ausdehnungszahl  $\gamma$  des Werkstoffes bei 1<sup>o</sup> Erwärmung ab und folgt aus:

$$\gamma \cdot t \cdot d_{i_2} = z; \quad t > \frac{z}{\gamma \cdot d_{i_2}}. \quad (494)$$

**Zahlenbeispiel 5.** Das Schrumpfmaß des Mantels von  $d_{i_2} = 400$  mm lichtigem Durchmesser des Beispiels 3, Seite 949 ergibt sich bei  $q = 74,3$  at Schrumpfdruck und Dehnungszahlen  $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{1}{2100000}$  cm<sup>2</sup>/kg wie folgt. Anstrengung auf Druck am äußeren Umfang des Zylinders nach Formel (492):

$$-\sigma_{a_1} = -q_1 \frac{1,3 r_{i_1}^3 + 0,7 r_{a_1}^3}{r_{a_1}^2 - r_{i_1}^2} = -74,3 \frac{1,3 \cdot 15^3 + 0,7 \cdot 20^3}{20^2 - 15^2} = -243 \text{ kg/cm}^2.$$

Anstrengung auf Zug an der Innenfläche des Mantels bei  $\frac{r_{a_2}}{r_{i_2}} = \frac{26}{20} = 1,30$  nach Kurve *b b* der Abb. 59:

$$\sigma_{i_2} = 4,20 \cdot q = 4,20 \cdot 74,3 = 312 \text{ kg/cm}^2.$$

Schrumpfmaß (490):

$$z = d_{a_1} \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}}{1 + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}} = \frac{40 (243 + 312)}{2100000 \left(1 + \frac{312}{2100000}\right)} = 0,0106 \text{ cm}.$$

Über die Empfindlichkeit des Zylinders gegenüber Schrumpfmaßfehlern verschafft man sich am einfachsten ein Urteil, wenn man den Schrumpfdruck verändert, ihn z. B. im vorliegenden Fall zu 100 at annimmt. Dann wird  $\sigma'_{a_1} = 328$ ,  $\sigma'_{i_2} = 420$  kg/cm<sup>2</sup> und das entsprechende Schrumpfmaß  $z' = 0,0143$  cm. Es hat im gleichen Verhältnis zum Schrumpfdruck um 0,037 mm zugenommen, so daß eine Abweichung des Schrumpfmaßes um 0,01 mm einer Änderung des Schrumpfdruckes um  $\frac{100 - 74,3}{3,7} \approx 7$  at entspricht. Sie erhöht oder vermindert die Anstrengung am inneren Umfange des Mantels um 23, diejenige im Zylinder um 30 kg/cm<sup>2</sup>, d. i. im Mittel um 1,8<sup>o</sup>/<sub>0</sub> der Anstrengung während des Betriebes.

Als Schrumpftemperatur genügen rechnermäßig schon:

$$t = \frac{z}{\gamma \cdot d_{i_2}} = \frac{0,0106}{0,000011 \cdot 40} = 24,1^\circ.$$

**Zahlenbeispiel 6.** Im Falle des gußeisernen, durch einen Flußstahlmantel verstärkten Zylinders des Beispiels 4, Abb. 1722, beträgt die Anstrengung des Zylinders  $-\sigma_{a_1} = -415$ , die des Mantels  $\sigma_{i_2} = 1092$  kg/cm<sup>2</sup> an der gegenseitigen Anlagestelle, während das Schrumpfmaß nach Formel (491) bei  $\alpha_1 = \frac{1}{1000000}$  cm<sup>2</sup>/kg des Gußeisens:

$$z = d_{a_1} (\alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}) = 59 \left( \frac{415}{1000000} + \frac{1092}{2100000} \right) = 0,055 \text{ cm}$$

oder 0,55 mm wird und der Ring beim Aufschumpfen um mindestens 85<sup>o</sup> erwärmt werden muß.

Die Herstellung von Zylindern mit mehreren Mänteln geschieht in der Weise, daß auf den sorgfältig abgedrehten Innenzylinder der erste Mantel aufgezogen wird, der zunächst nur im Innern dem Schrumpfmaß entsprechend genau ausgedreht ist. Nach dem Aufziehen wird er außen auf Maß gebracht, der zweite Mantel aufgesetzt usw. Die Grenze für die Verstärkung von Zylindern durch aufgeschumpfte Ringe oder Mäntel ist dadurch gegeben, daß der Betriebsdruck gleich der Radialspannung an der Zylinderinnenfläche ist, diese Spannung aber die Quetschgrenze des angewandten Werkstoffes



nicht überschreiten darf. Daß höhere Pressungen durch die Hubersche Bauart beherrscht werden können, war schon oben erwähnt.

c) Verstärkung durch Draht- oder Blechwicklungen.

Schließlich bieten noch Draht- und Blechwicklungen, wie sie namentlich in England und Amerika an Geschützrohren angewendet wurden, die Möglichkeit, Preßzylinder zu verstärken. Die Wicklungen werden unter Spannung aufgebracht, gestatten sehr feste Werkstoffe unter ganz bestimmten Beanspruchungen zu verwenden und so auch ganz bestimmte Vorspannungen in den Zylindern zu erzeugen, im Gegensatz zu Schrumpfverbindungen, bei denen man, wie eben gezeigt, von der Größe und Einhaltung des Schrumpfmaßes abhängig ist. Dünne Schichten vorausgesetzt, ergibt sich der Radialdruck  $q$  in  $\text{kg/cm}^2$ , den die Wicklung auf den Zylinder ausübt, wenn man einen 1 cm breiten Streifen der Wicklung betrachtet und  $s$  die Wicklungsstärke in cm,  $\sigma_w$  die Wickelspannung in  $\text{kg/cm}^2$  bedeuten, aus:

$$q \cdot d = 2\sigma_w \cdot s \quad \text{zu} \quad q = \frac{2\sigma_w \cdot s}{d}. \quad (495)$$

### III. Zylinder an Arbeitsmaschinen.

#### A. Pumpenzylinder und Pumpenkörper.

##### 1. Konstruktive Gestaltung.

Je nachdem, ob es sich um eine stehende oder eine liegende Pumpe handelt, je nach der Art des Kolbens, ob Plunsker oder Scheibenkolben und nach der Anordnung der Ventile, Windkessel und Rohranschlüsse unterliegen die Pumpenkörper sehr ver-

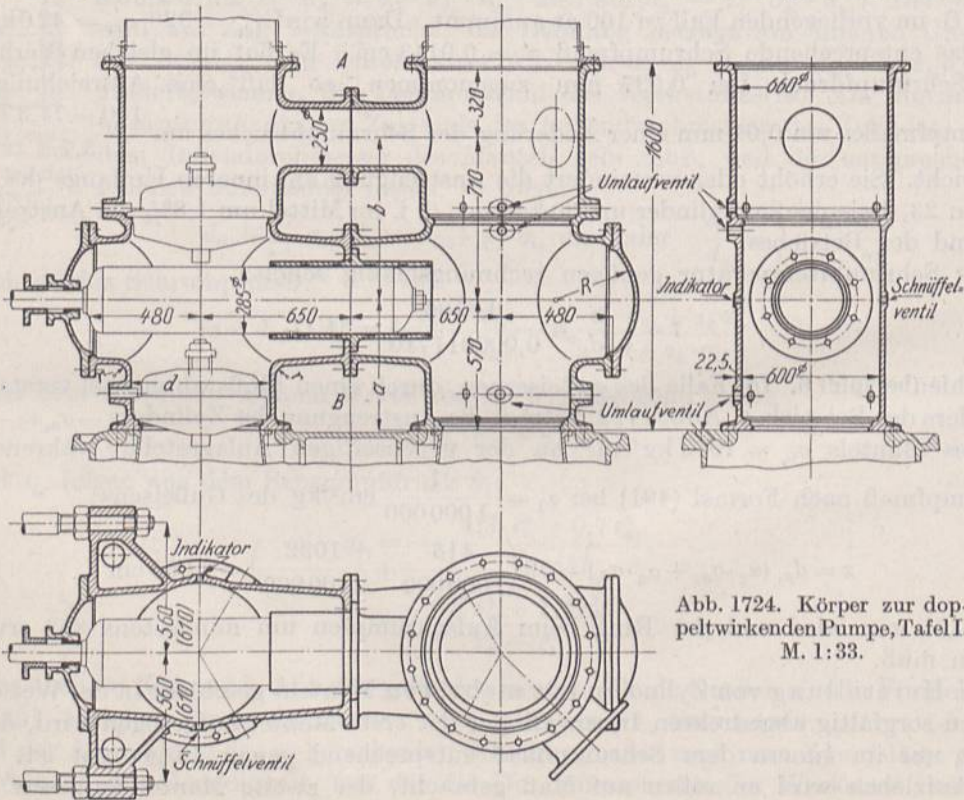


Abb. 1724. Körper zur doppelwirkenden Pumpe, Tafel I. M. 1:33.

schiedenartiger Durchbildung, setzen sich aber meist aus einer Anzahl einander durchdringender zylindrischer, kegelter oder kugelter Teilkörper zusammen. Ebene Wände sollen möglichst vermieden werden; sie atmen und brechen leicht unter den plötzlichen



Druckänderungen in den Totlagen der Kolben, wenn sie nicht sehr kräftig gehalten oder genügend versteift sind. Beim Entwurf wird man meist vom Kolben, dessen Führung unter Berücksichtigung der Abdichtung sowie der Größe und Zahl der Ventile auszugehen haben, die man so zueinander anordnet, daß ein möglichst kleiner Arbeitsraum und eine einfache Wasserführung bei guter Zugänglichkeit des Kolbens und der Ventile entsteht. Wichtig ist die Vermeidung von Luftsäcken im Arbeitsraum, die mit Luft gefüllt, die Saugwirkung der Pumpe beeinträchtigen, den Liefergrad vermindern und zu verspätetem

Öffnen und Schließen der Ventile unter heftigem Schlagen und Stoßen führen. Die Druckventile müssen in Rücksicht hierauf stets im Scheitel des Arbeitsraumes, die Wandungen nach diesem Punkte hin steigend angeordnet werden. Deshalb sind an der liegenden Pumpe, Abb. 1724, die wagrechten Stutzen, in denen der Kolben in den Endlagen Platz findet, kegelig gestaltet und die Abschlußwand

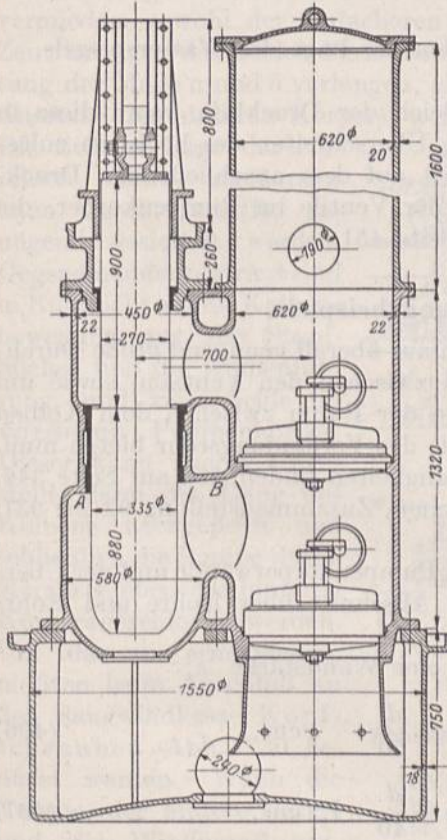


Abb. 1725. Körper einer stehenden Wasserpumpe nach Riedler. M. 1:30.

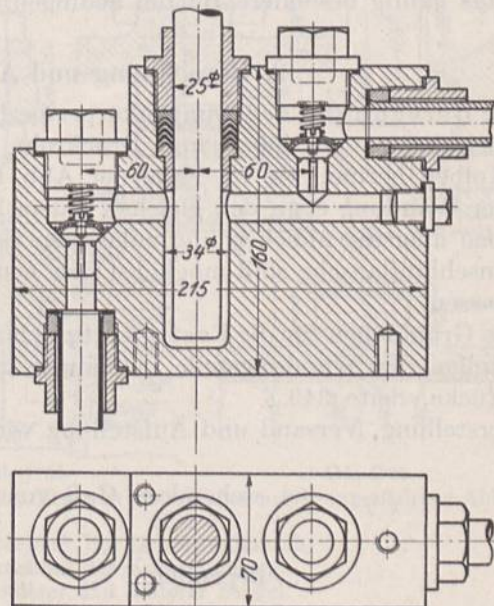


Abb. 1726. Preßpumpe für 400 at Betriebsdruck. M. 1:4.

*A B* der stehenden Pumpe, Abb. 1725, geneigt angeordnet. Rohranschlüsse sollen so hoch über den Ventilen liegen, daß der abzweigende Flüssigkeitsstrom keinen seitlichen Druck auf die Ventilplatten ausübt, die dadurch leicht klemmen oder einseitiger Abnutzung unterliegen.

An Pumpen für hohen Druck und große Leistungen verdrängt der Plunser, trotzdem er die Baulänge vergrößert, mehr und mehr den Scheibenkolben. Die Begründung liegt darin, daß er gegenüber Unreinigkeiten weniger empfindlich ist, daß die lange Zylinderfläche, die sich schwieriger als die Außenseite des Kolbens bearbeiten läßt, vermieden und daß die Abdichtung durch Stopfbüchsen leichter und sicherer bewirkt werden kann.

Gußeisen und bei hohen Drucken und größeren Abmessungen der dichtere und festere Stahlguß sind die wichtigsten Werkstoffe für Pumpenkörper. Rücksicht auf chemische Wirkungen kann die Verwendung von Bronze, die Auskleidung mit Blei, Zinn, Hartgummi oder dgl., sehr hoher Druck die Herstellung aus geschmiedetem Stahl bedingen. Wie in diesem Falle der Pumpenkörper aus dem Ganzen herausgearbeitet wird, zeigt Abb. 1726.



An größeren Pumpen sind vorzusehen:

a) am Arbeitsraum:

1. Umlaufventile vom Druck- zum Arbeitsraum und zum Saugwindkessel oder der Saugleitung, um diese beim Inbetriebsetzen auffüllen zu können, Seitenriß Abb. 1724. An ihre Stelle kann ein Anschluß an eine Dampfstrahlpumpe zum Ansaugen des Wassers treten.

2. Schnüffelventile zum Ergänzen der im Druckwindkessel verschluckten Luft.

3. Butzen für den Indikator.

b) am Windkessel:

1. Wasserstand oder Probierhähne zum Feststellen der Lage des Wasserspiegels,

2. ein Anschluß für den Druckmesser,

3. Anschlüsse für die Zuleitung und den Ausgleich der Druckluft, wenn diese in einem besonderen Kompressor erzeugt wird. Gegen Überschreiten des höchsten zulässigen Druckes wird noch ein Sicherheitsventil, meist auf dem anschließenden Druckrohr, angeordnet. Verschiedene Befestigungsarten der Ventile im Pumpenkörper, die ebenfalls häufig besondere Butzen bedingen, siehe Seite 451.

## 2. Berechnung und Ausführungsbeispiele.

Die Berechnung der Pumpenkörper bezieht sich auf überall genügend große Durchflußquerschnitte: im Saug- und Druckrohr, in und zwischen den Ventilen, sowie um den Kolben herum, wie im Falle der Abb. 1725, wo der Raum zwischen dem Kolben und der Wandung etwa den gleichen Querschnitt wie das Verbindungsrohr bieten muß. Angaben über die üblichen und zulässigen Geschwindigkeiten finden sich auf Seite 346. Die Anschlußflansche sind möglichst den neuen Normen, Zusammenstellung 92 bis 93f, anzupassen.

Die Grundlagen für die Festigkeitsrechnung der Pumpenkörperwände und der Übergangstellen der Wandungsteile ineinander gibt der Abschnitt über Rohre und Rohrformstücke, Seite 349.

Herstellung, Versand und Aufstellung verlangen eine Wandstärke  $s$ :

$$\text{bei stehendem Guß von etwa } s = \frac{d}{50} + 1 \text{ cm,} \quad (496)$$

$$\text{„ liegendem „ „ „ } s = \frac{d}{40} + 1,2 \text{ cm.} \quad (497)$$

Die größere der Wandstärken, die sich auf Grund der Festigkeit oder aus diesen Formeln ergibt, ist auszuführen.

**Zahlenbeispiel 7.** Körper zur doppeltwirkenden Pumpe der Wasserwerkmaschine, Tafel I, Abb. 1724.

Die Grundlage zur Gestaltung bilden die Saug- und Druckventile, Abb. 797 und der Kolben, Abb. 1002, mit seiner Führung. Die ersteren, senkrecht übereinander angeordnet, bedingen zwei im wesentlichen zylindrische Hauptkörper, die durch Stützen zur Aufnahme der Kolbenführung und über den Ventilen verbunden sind. Sie sitzen auf einem gemeinsamen Saugraume und sind oben durch schmiedeeiserne Druckwindkessel abgeschlossen. Man wird ihnen solche Gestalt zu geben suchen, daß beim Einformen das gleiche Grundmodell oder die gleichen Schablonen benutzt werden können, indem man die Körper spiegelbildlich zur Hauptmittelebene  $AB$  der Pumpe entwirft. Die notwendigen Unterschiede: die Augen für die Verbindungsstangen zum Rahmen, der Flansch zum Festhalten der Kolbenführung am vorderen, der Druckrohrstützen am hinteren Körper, müssen mittels Hilfsmodellen geformt, die Butzen für die Umlaufventile umgesteckt werden.

Die Mittenentfernung der beiden Körper ergibt sich aus der Länge der Kolbenführungsbüchse, die nicht in die Hauptzylinder hineinragen darf, damit die Saugventile an



ihr vorbei durch die Druckventilsitze hindurch ein- und ausgebaut werden können, während die Ausladung der Deckelstutzen am vorderen und hinteren Ende durch die äußersten Lagen des Kolbens und dadurch bedingt ist, daß sich der Flansch und die Wandungskehle noch gut ausbilden lassen. Die Stutzen wurden weit gehalten, um die Schrauben zur Befestigung der Kolbenführung am vorderen Pumpenkörper mittels Steckschlüssels anziehen zu können. Sie sind zudem, wie schon erwähnt, schwach kegelig gestaltet, damit ausgeschiedene Luft nach den Druckventilen abfließen kann.

Am Saugwindkessel und an den Flanschen in der Ebene *AB* sind Zentrierungen vermieden, sowohl der einfacheren Bearbeitung, wie auch des Zusammenbaus wegen. Zentrierungen der beiden Flansche in der genannten Ebene würden die genaueste Einhaltung der Maße *a* und *b* verlangen, gleichzeitige Zentrierung am Saugwindkessel aber das Ansetzen des hinteren Körpers, wenn der vordere schon befestigt ist, sehr erschweren!

Die richtige Lage der einzelnen Teile zueinander kann durch Paßstifte genügend gesichert werden. Gegeneinanderzentriert sind in Rücksicht auf die Kolbenbewegung nur die Stopfbüchse und die Kolbenführung, und zwar beide im vorderen Pumpenkörper. Dieser kann zuerst aufgestellt, dann der Gang des Kolbens nachgeprüft und schließlich die Pumpe durch Heranschieben des hinteren Körpers geschlossen werden. Um das zu ermöglichen, mußten beim Anschluß an den Saugwindkessel Kopfschrauben, Abb. 1730, benutzt werden. Wenn die Ventile, der hintere Deckel und die Windkessel zentriert wurden, so geschah das lediglich in Rücksicht auf die zur Abdichtung verwandten Gummischnüre. Die Ventile werden durch wagrechte Druckbolzen gehalten.

Berechnung. Der Saugventilaußendurchmesser von 580 mm bedingt eine lichte Weite der Hauptkörper im Arbeitsraume von  $d = 600$  mm. Formel (496) verlangt bei stehendem Guß eine Wandstärke von:

$$s = \frac{d}{50} + 1 = \frac{60}{50} + 1 = 2,2 \text{ cm,}$$

Formel (478) bei einem Überdruck von 5,4 at,  $k_z = 100 \text{ kg/cm}^2$  zulässiger Beanspruchung und  $C = 0,5 \text{ cm}$  Zuschlag wegen etwaiger Kernverlegungen eine solche von:

$$s = \frac{p_1 d}{2 k_z} + C = \frac{5,4 \cdot 60}{2 \cdot 100} + 0,5 = 2,12 \text{ cm.}$$

Gewählt 22,5 mm, um auf runde Durchmesserzahlen zu kommen. Die gleiche Wandstärke wurde aus Gußrücksichten auch im Druckraum oberhalb des Druckventiles verwandt, trotz der dort vorliegenden günstigeren Beanspruchung.

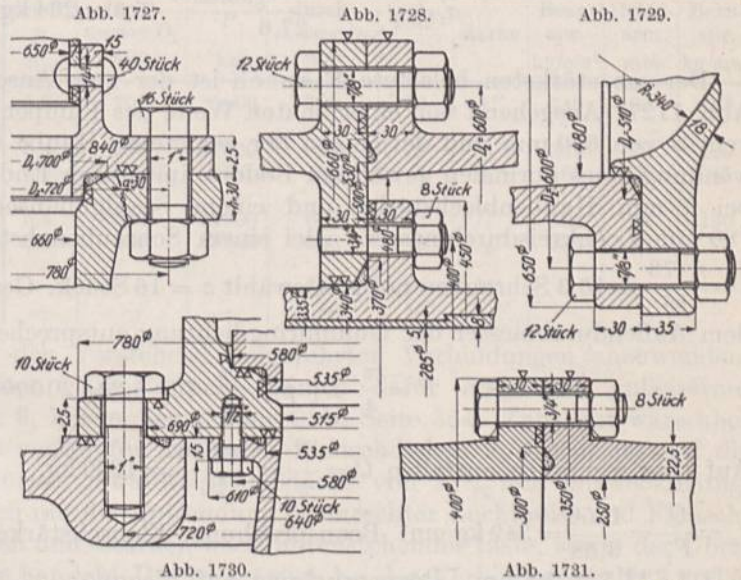


Abb. 1727 bis 1731. Flanschverbindungen am Pumpenkörper Abb. 1724. M. 1:5.

- Abb. 1727. Anschluß des Druckwindkessels.
- Abb. 1728. Anschluß der Kolbenführung.
- Abb. 1729. Vorderer und hinterer Deckel.
- Abb. 1730. Anschluß am Saugwindkessel.
- Abb. 1731. Stoßstelle des Verbindungsstutzens im Druckraum.



Nachrechnung der Kehle an der Ansatzstelle der wagrechten Stützen zur Kolbenführung. Wählt man den Abrundungshalbmesser  $r = 50$  mm und läßt die Wandstärke  $s = 22,5$  mm unverändert, so wird nach Formel (157):

$$\sigma_z = \frac{F \cdot p_i}{f} = \frac{\left(37,2 \cdot 33,2 - \frac{\pi}{4} \cdot 7,25^2\right)}{21,9} \cdot 5,4 = 294 \text{ kg/cm}^2,$$

mithin etwas hoch. Deshalb werde die Kehle dadurch verstärkt, daß auch der Abrundungshalbmesser des Kernes auf  $r = 50$  mm gebracht wird. Dann sinkt die Beanspruchung auf:

$$\sigma'_z = \frac{\left(37,2 \cdot 33,2 - \frac{\pi}{4} \cdot 5^2\right)}{27,6} \cdot 5,4 = 234 \text{ kg/cm}^2.$$

Der am stärksten belastete Flansch ist der zum Anschluß des Druckwindkessels, Abb. 1727. Ausgehend von einer lichten Weite des Pumpenkörpers oberhalb des Druckventils von 660 mm und derjenigen der genieteten Haube von 650 mm, die durch Verwendung eines normalen gewölbten Bodens am oberen Ende bestimmt ist, ergeben sich bei 7 mm Haubenblechstärke und einem Stahlgußanschlußflansch schätzungsweise 780 mm Lochkreisdurchmesser. Bei einem Schraubenabstand von etwa 150 mm sind  $z = \frac{\pi \cdot 78}{15} = 16,3$  Schrauben nötig. Gewählt  $z = 16$  Stück. Gesamtbelastung des Flansches, dem Außendurchmesser der Gummiringdichtung entsprechend:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot p_i = \frac{\pi}{4} \cdot 70^2 \cdot 5,2 = 20000 \text{ kg}.$$

Auf eine Schraube entfallen  $Q = \frac{P}{z} = \frac{20000}{16} = 1250$  kg. Gewählt 1" Schrauben mit

$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{1250}{3,58} = 349 \text{ kg/cm}^2$  Beanspruchung. Flanschstärke angenommen zu  $h = 1,3 \cdot s = 1,3 \cdot 22,5 \approx 30$  mm. Beanspruchung auf Biegung:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot P \cdot a}{\pi \cdot D_2 \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 20000 \cdot 3}{\pi \cdot 72 \cdot 3^2} = 177 \text{ kg/cm}^2; \text{ niedrig.}$$

Da alle anderen Flansche geringeren Belastungen ausgesetzt, aber in ähnlicher Weise durchgebildet sind, Abb. 1727 bis 1731, erübrigt sich deren Berechnung; es genügt, ihnen die gleiche Stärke von 30 mm zu geben.

Druckrohr. Ist  $F$  der Kolbenquerschnitt,  $c = 1,33$  m/sek die mittlere Kolbengeschwindigkeit und wird die mittlere Wassergeschwindigkeit zu  $v_m = 1,7$  m/sek angenommen, so folgt der Rohrquerschnitt aus Formel (151):

$$f_d = \frac{F \cdot c_m}{v_m} = \frac{\pi \cdot 28,5^2 \cdot 1,33}{4 \cdot 1,7} = 500 \text{ cm}^2.$$

Rohrdurchmesser  $d = 25,2$  cm; gewählt 250 mm, um normale gußeiserne Rohre nach Zusammenstellung 85 anschließen zu können. Das Überströmrohr zwischen den beiden Pumpenkörpern erhält dieselbe Weite, weil dort während des Druckhubes vorn die gleiche mittlere Durchflußgeschwindigkeit auftritt.

Hinterer Deckel. Gewölbt mit  $R = 340$  mm Halbmesser, Stärke  $s = 18$  mm. In erster Annäherung nach Formel (51) für kugelige Wandungen, die innerem Druck ausgesetzt sind, berechnet, wird die Zugspannung nur:

$$\sigma_z = \frac{R \cdot p_i}{2 \cdot s} = \frac{34 \cdot 5,4}{2 \cdot 1,8} = 51 \text{ kg/cm}^2.$$



Der Wert ist allerdings als unterer Grenzwert zu betrachten; denn nach den Ausführungen zu den nach innen gewölbten Deckeln, Abb. 1799 bis 1802, ist mit einer wesentlichen Steigerung der Inanspruchnahme an der Ansatzstelle des Flansches zu rechnen.

Der vordere Deckel hat dieselbe Grundform wie der hintere, so daß sich das gleiche Modell benutzen läßt, an das nur die Stopfbüchsteile angesetzt zu werden brauchen.

Schraubenliste. Zu den der Liste zugrunde gelegten Drucken  $p$ , die an den Verbindungsstellen wirken, sei bemerkt, daß die laufenden Nummern 1 und 5 durch den Überdruck in der Druckleitung (5,2 at), 2 und 4 durch den Überdruck im Arbeitsraum der Pumpe (5,4 at), 3 dagegen ungünstigstenfalls durch den Unterschied zwischen der Saug- und Druckspannung (5,85 at) belastet sind.

Lfd. Nr		Be- triebs- druck $p$ at	Druck- flächen- durch- messer $D_1$ mm	Be- lastung $P$ kg	Loch- kreis- durch- messer $D_2$ mm	Schrauben-			Flansch	
						zahl $z$	stärke	Beanspr. kg/cm <sup>2</sup>	Hebel- arm mm	Beanspr. kg/cm <sup>2</sup>
1	Windkesselflansch, Abb. 1727	5,2	700	20000	780	16	1"	349	30	177
2	Vorderer u. hinterer Deckel, Abb. 1729 . . . . .	5,4	510	11000	600	12	7/8"	338	28	120
3	Kolbenführung, Abb. 1728 .	5,85	370/285	2560	400	8	3/4"	163	28	45
4	Flansch in der Mittelebene, Abb. 1728 . . . . .	5,4	530	11900	600	12	7/8"	364	28	130
5	Druckrohrflansch, Abb. 1731	5,2	300	3680	350	8	3/4"	235	20	72
6	Anschluß am Saugwindkessel, Abb. 1730 . . . . .	—	—	—	720	10	1"	—	—	—
7	Saugrohrstutzen, Abb. 1730	—	—	—	580	10	1/2"	—	—	—

Die neuen Normen bei den vorstehend aufgeführten Verbindungen anzuwenden, bietet gewisse Schwierigkeiten. In Betracht kämen dafür diejenigen gußeiserner Flansche für den Nenndruck 6, Zusammenstellung 93b, Seite 364. Zunächst wäre aber die Verwirklichung der dort verlangten normalen Flanschdicken in Rücksicht auf die für den gesamten Pumpenkörper gewählte Wandstärke von 22<sup>1</sup>/<sub>2</sub> mm unzweckmäßig. Es würde sich mithin lediglich um die Anwendung normrechter Lochkreis- und Flanschdurchmesser, Schraubenzahlen und -stärken nach untenstehender Liste, sowie der Übergangdicken und Abrundungen handeln. Das ist möglich bei den Verbindungen Nr 3 und 5, lohnt sich aber nicht bei 1, 2, 4, 6 und 7 wegen der großen Zahl der Schrauben, die zum Teil als Stift- oder Kopfschrauben ausgeführt werden müssen, also das Einschneiden von Gewinde verlangen.

Lfd. Nr	Nennweite	Lochkreis- durchmesser mm	Flansch- durchmesser mm	Schrauben-	
				zahl	stärke
1	700	810	860	24	7/8"
2	500	600	645	20	3/4"
3	300	395	440	12	3/4"
4	500	600	645	20	3/4"
5	275	360	400	12	5/8"
6	600	705	755	20	7/8"
7	500	600	645	20	3/4"

Augen für die Verbindungsstangen zum Rahmen. Wechselnd durch die auf den Deckeln wirkende Flüssigkeitspressung in Höhe des Kolbendruckes  $P = 3700$  kg belastet. Mittenentfernung der beiden Stangen auf der Niederdruckseite 1220 mm. Die Augen sind kräftig gehalten, weil ein etwaiger Bruch derselben den ganzen Pumpenkörperteil unbrauchbar machen würde; sie haben hohlrechteckigen Querschnitt, Abb. 1732, und erfahren, wenn man von der Verstärkung, die der Pumpenflansch bietet, absieht, bei 22,5 mm Wandstärke an der Ansatzstelle am Körper eine Beanspruchung:

$$\sigma_b = 6 \cdot \frac{P}{2} \cdot c \frac{H}{BH^3 - bh^3} = 6 \cdot \frac{3700}{2} \cdot 33 \cdot \frac{34}{25 \cdot 34^3 - 20,5 \cdot 29,5^3} = 27,3 \text{ kg/cm}^2.$$



Die Ausbildung eines Körpers für eine Differentialpumpe gleicher Leistung, wie die doppeltwirkende, Abb. 1724, gibt Abb. 933 wieder. Bemessung, Zweck und Wirkung des Differentialkolbens ist auf Seite 521 beschrieben. Die beiden Ventile vom doppelten Durchflußquerschnitt, wie die im Körper Abb. 1724 benutzten sind senkrecht übereinander angeordnet und so zum Kolben gelegt, daß sie in dessen vorderer Totlage nach Abbau des Windkessels herausgezogen werden können. Der Kolben selbst ist, ebenso wie die mit Weißmetall ausgegossene Laufbüchse, durch den hinteren Deckel zugänglich, der in diesem Falle günstigerer Festigkeitsverhältnisse wegen nach innen gewölbt ist. Der Arbeitsraum kann als Zylinder von 820 mm Durchmesser mit zwei, im wesentlichen symmetrisch gestalteten wagrechten Stützen, der Druckraum als ein solcher von 880 mm Durchmesser ausgebildet werden. An diesen Hauptkörper ist der Druckraum für den vorderen Teil des Differentialkolbens unmittelbar angegossen, um gemeinsam ausgebohrt werden zu können, während das Verbindungsrohr der beiden Druckräume besonders angesetzt ist. Es entsteht so ein ziemlich schweres und verwickeltes Gußstück, das sich jedoch, wenn nötig, in zwei kleinere und leichter einzuformende zerlegen läßt,

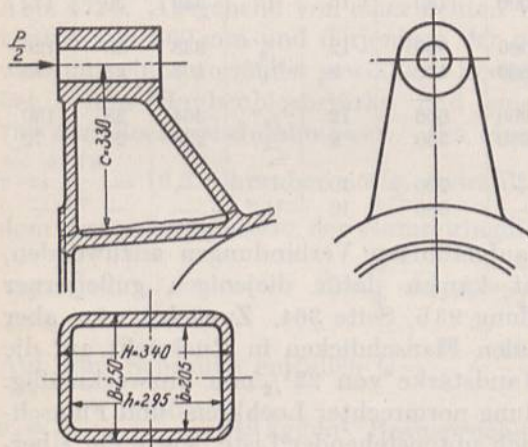


Abb. 1732. Augen für die Verbindungsstangen zum Rahmen.

wenn ein Flansch in der Ebene  $AB$ , wie die Nebenabbildung andeutet, eingeschaltet wird. Dabei ist Wert darauf zu legen, daß die Laufflächen des Kolbens und der Kolbenstange nur in dem vorderen Stücke liegen und gemeinsam bearbeitet werden können. Der Pumpenkörper ruht hinten auf dem Saugwindkessel, vorn auf einem angegossenen Fuße und ist mit dem Maschinenrahmen durch zwei Stangen verbunden, die an den Armen  $A_1$  und  $A_2$  angreifen und den Kraftschluß in der Maschine dadurch herstellen, daß sie die auf den Deckeln lastenden Flüssigkeitsdrucke aufnehmen. Während die Stangen infolge des Druckausgleiches, den der Differentialkolben herbeiführt, nur durch die allerdings wechselnde Kolbenkraft  $P$  belastet sind, ist die Laterne  $L$  zwischen den beiden Hauptteilen des Pumpenkörpers

durch die doppelte Kraft  $2P$ , die auf den hinteren Deckel wirkt, schwellend in Anspruch genommen. Zur Abdichtung des Kolbens ist eine Mantelstopfbüchse mit aufgeschraubtem Flansch vorgesehen, deren Anzugschrauben durch die Laterne  $L$  zugänglich sind.

Eine ganz andere Gestaltung des Körpers einer liegenden Pumpe zeigt Abb. 853, zu einer Kanalisationspumpe mit gesteuerten Klappen nach Riedler gehörig, die sich bei schmutzigem Wasser besonders gut bewährt haben wegen der großen freien Durchgangquerschnitte und einfachen Wasserführung, welche sie bieten. Der Pumpenkörper besteht im wesentlichen aus zwei übereinander liegenden wagrechten Zylindern, die an den Enden durch gewölbte, exzentrisch angeordnete Deckel geschlossen sind. Im unteren Zylinder liegen die Saugklappen und der in einer Führung laufende Kolben mit innerer Dichtung, damit Belästigungen durch nach außen tretendes Schmutzwasser eingeschränkt werden. Die getrennt gehaltenen Klappenträger sitzen auf ausgedrehten Flächen und sind durch die Verschußdeckel, welche sich um senkrechte Bolzen  $AB$  schwenken lassen, leicht und bequem zugänglich. Die Bearbeitung der inneren Flächen kann durch Ausbohren erfolgen.

Abb. 1725 gibt den Körper einer stehenden Pumpe wieder. Der Kolben ist als Differentialkolben ausgebildet, um mit zwei daneben angeordneten, im vorliegenden Falle gesteuerten Ventilen auszukommen. Dadurch entsteht ein sehr einfacher Aufbau des Pumpenkörpers, der sich aus zwei senkrechten Zylindern zusammensetzt und der



die Zugänglichkeit sowohl des Kolbens, wie der Ventile sichert. Er ruht auf dem ebenfalls als Drehkörper ausgebildeten Saugwindkessel und trägt oben den Druckwindkessel und die Stopfbüchse mit der Kreuzkopfführung. Der Kreuzkopf ist mit dem Kolben unmittelbar verbunden. Zahlreiche weitere Ausführungsbeispiele siehe [XXIII, 12].

Einen Körper einer kleinen Preßpumpe für 400 at Druck aus geschmiedetem Werkstoff — Flußstahl oder Bronze — zeigt Abb. 1726. Er ist ein durch Schmieden leicht bearbeitbares Rechteck von 70 mm Stärke, an dem eine Ecke ausgeschnitten ist und in dem die nötigen Hohlräume durch Ausbohren senkrecht zu den Außenflächen eingearbeitet sind. Auf Verwendung gleichartiger Teile und Formen ist Wert gelegt. So ließen sich nicht allein die beiden Ventile und die Räume, in denen sie sitzen, in der gleichen Form ausbilden —, auch die Überwurfmutter des Saug- und des Druckrohres konnten dasselbe Gewinde und die gleiche Außenform bekommen, um mit möglichst wenig Bearbeitungswerkzeugen und einem Schraubenschlüssel zur Bedienung auszukommen. Nur die Verschlußschraube der wagrechten Bohrung, die jedoch höchst selten gelöst werden muß, hat eine andere Schlüsselweite.

Eine Handpreßpumpe aus Gußeisen für niedrigen Druck stellt Abb. 767 dar; im Vergleich mit Abb. 1726 zeigt sie besonders deutlich die ganz andere und viel freiere Gestaltung, die bei gegossenen Stücken möglich ist.

### B. Gebläse- und Kompressorzylinder.

Zylinder von Gebläsen, Kompressoren sowie Vakuumpumpen haben meist einfache Formen, da die Ventil- und Steuerteile gewöhnlich in den Deckeln oder in einem besonderen Kopfstücke,

seltener am Zylinder selbst, Abb. 812, angebracht werden. Als Werkstoff dient ausschließlich dichtes Gußeisen. Wegen der schon bei mäßiger Verdichtung eintretenden starken Erwärmung der Luft oder der Gase müssen die Zylinder meist mit Kühlmänteln versehen werden, in erster Linie, um die Laufflächen kühl

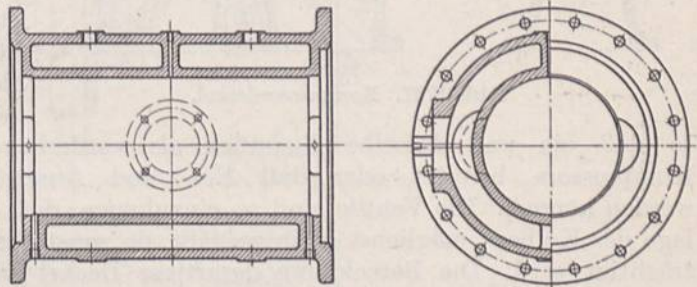


Abb. 1733. Kompressorzylinder.

zu halten und zu schonen, in zweiter, um an Arbeit zu sparen, wenn die Verdichtung in mehreren Stufen erfolgt. Der Mantel wird entweder mit dem Laufzylinder aus einem Stück gegossen oder namentlich bei größeren Abmessungen getrennt hergestellt und warm auf-

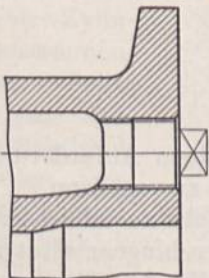


Abb. 1734. Kernloch in der Zylinderstirnwand.

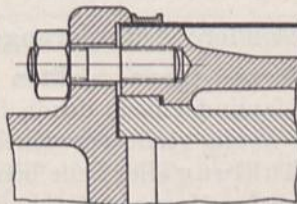


Abb. 1735. Verbindung zwischen Mantel und Laufzylinder.

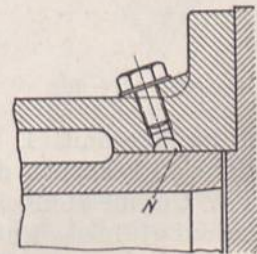


Abb. 1736. Abdichtung durch Rostkitt in der Nut N.

gezogen, aufgepreßt oder, wenn er aus Blech besteht, um den Zylinder herumgespannt. Im ersten Falle sind genügend große Kernlöcher im Mantel, Abb. 1733 oder in den Stirnwänden, Abb. 1734, zum Hindurchziehen von Stangen vorzusehen, die den Mantelkern tragen. Getrennte Herstellung gestattet die Werkstoffe für den Mantel und den Laufzylinder ver-



schieden zu wählen und den Kühlraum enger auszuführen. Die Sitzstellen müssen völlig dicht werden, immerhin aber die Ausdehnung des wärmer werdenden Laufzylinders gegenüber dem kälteren Mantel ermöglichen. Dazu geeignete Verbindungen zeigen die Abb 1735, 1736 und 1754, bei denen sich die Laufzylinder an dem einen Ende gegen einen Absatz stützen, am anderen jedoch gleiten können und durch Einpressen von Rostkitt in die ringsumlaufende Nut *N*, Abb. 1736 oder durch Verstemmen von mehreren Kupferringen mit versetzten Stößen, Abb. 1754, abgedichtet werden.

Verwickelte und oft recht schwierig durchzubildende Teile sind die Zylinderdeckel, Abb. 1737, weil die Ventile oder Steuerteile meist einen beträchtlichen Teil der Deckelfläche beanspruchen und da-

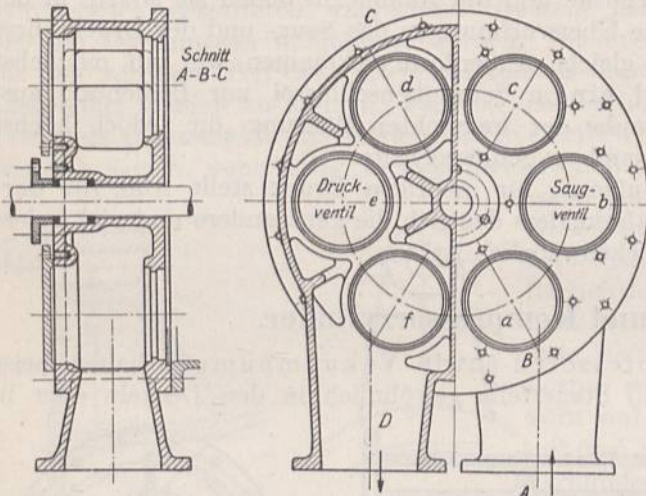


Abb. 1737. Kompressordeckel.

zwischen nur sehr schmale Stege übrig lassen, die durch hohe Rippen genügend versteift werden müssen. In Abb. 1737 strömt die Luft durch den rechten Stutzen zu und durch drei in den Öffnungen *abc* sitzende, selbsttätige Saugventile in den Zylinder, wird vom Kolben verdichtet und durch die Druckventile in den Sitzen *def* und den linken Stutzen *D* zum Druckraum befördert. Der Deckel ist symmetrisch zur senkrechten Hauptebene gestaltet. Durch das Eindrehen der etwas verschieden geformten Sitzflächen für die beiden Ventilarten bekommt er Rechts- oder Linksform,

so daß ein und dasselbe Gußstück als vorderer oder als hinterer Deckel eines Kompressors benutzt oder daß Ein- und Ausströmseite miteinander vertauscht werden können. Die Ventile sind so einzubauen, daß der schädliche Raum in der Endlage des Kolbens möglichst klein ausfällt, da sonst der Liefergrad der Maschine beeinträchtigt wird. Die Berechnung derartiger Deckel erfolgt in ähnlicher Weise wie die durchbrochener Kolben, S. 559, nur daß sie an ihrem äußeren Umfange gestützt anzunehmen sind.

## IV. Kraftmaschinenzylinder.

### A. Dampfmaschinenzylinder.

#### 1. Besondere Anforderungen.

Die im Abschnitt I, Seite 938, zusammengestellten allgemeinen Anforderungen an Zylinder sind bezüglich der Dampfzylinder noch durch folgende zu ergänzen.

Zu 4. Um die Herstellung der häufig recht verwickelten Stücke zu erleichtern, muß sorgsam auf gleich schnelle Abkühlung aller Teile beim Gießen hingearbeitet werden, eine Bedingung, die sich in erster Annäherung durch gleiche Wandstärken, und zwar am gegossenen Stück, also unter Einrechnung der Zugaben für die Bearbeitung erreichen läßt. Die Werkzeichnungen, auf denen die Teile in fertig bearbeitetem Zustande wiedergegeben zu werden pflegen, führen in dieser Beziehung leicht zu Täuschungen. Füße und Tragrippen könnten in den meisten Fällen, lediglich nach der Festigkeit bemessen — Rohrstützen nach den Normen für Rohrleitungen sehr geringe Wandstärken bekommen. In Rücksicht auf den Guß müssen sie jedoch etwa dieselbe Dicke erhalten wie die Hauptteile, insbesondere wie die Zylinderwandung, von der man beim Entwurf



gewöhnlich ausgeht. Nur die Flansche macht man 1,3 bis 1,4mal stärker, was aber beim Einschalten eines guten Überganges auch gießtechnisch unbedenklich ist, weil sie meist günstige Ausstrahlungsverhältnisse in der Form finden. Leichte Teile führt man besser getrennt von den Zylindern aus und schraubt sie später an. Im einzelnen hängt die Größe der Wandstärke sehr von den Anforderungen ab, die an die ausführende Formerei und Gießerei gestellt werden können.

Um die so wichtige Dichtheit des Gußstückes zu erreichen, müssen hohe verlorene

Köpfe möglich sein, die man bei dem üblichen stehenden Guß gewöhnlich auf den Flanschen anbringen wird, Abb. 1738. Der

betreffende Flansch soll nicht unterbrochen sein, damit alle Wandungsteile unter den vollen Flüssigkeits-

druck des Kopfes kommen. Manche Gießereien benutzen bei Maschinen mit hinter-oderüber-

einander liegenden Zylindern das Zwischenstück dazu, das Eisen unter hohen Druck zu setzen, indem sie jenes, oben angeordnet, mit einem der Zylinder zusammen-

gießen. Sollte selbst das Zwischenstück durch Gußfehler un-

brauchbar sein, so kann man es bei geeigneter Ausbildung des ganzen Stückes abstechen und den Zylinder unter Ansetzen eines neuen Zwischenstückes verwenden.

In Rücksicht sowohl auf die einfache Herstellung des Modells und der Form, wie auch der Verwendung des Zylinders an Rechts- und Linksmaschinen ist symmetrische Gestaltung zu den Hauptebenen anzustreben. Mindestens soll sich das eine Modell aus dem anderen durch Umstecken oder Auswechseln weniger Teile herstellen lassen. Kleinere Butzen gießt man am besten auf beiden Seiten an und bohrt sie nach Bedarf nur auf der einen. Sehr erschwert wird das Einformen durch schrägliegende Rippen, hohe Ansätze und Stutzen, sowie durch stark ausladende Füße, die oft eine weitere Teilung der Form oder das Einlegen von Hilfskernen, Abb. 1739, nötig machen.

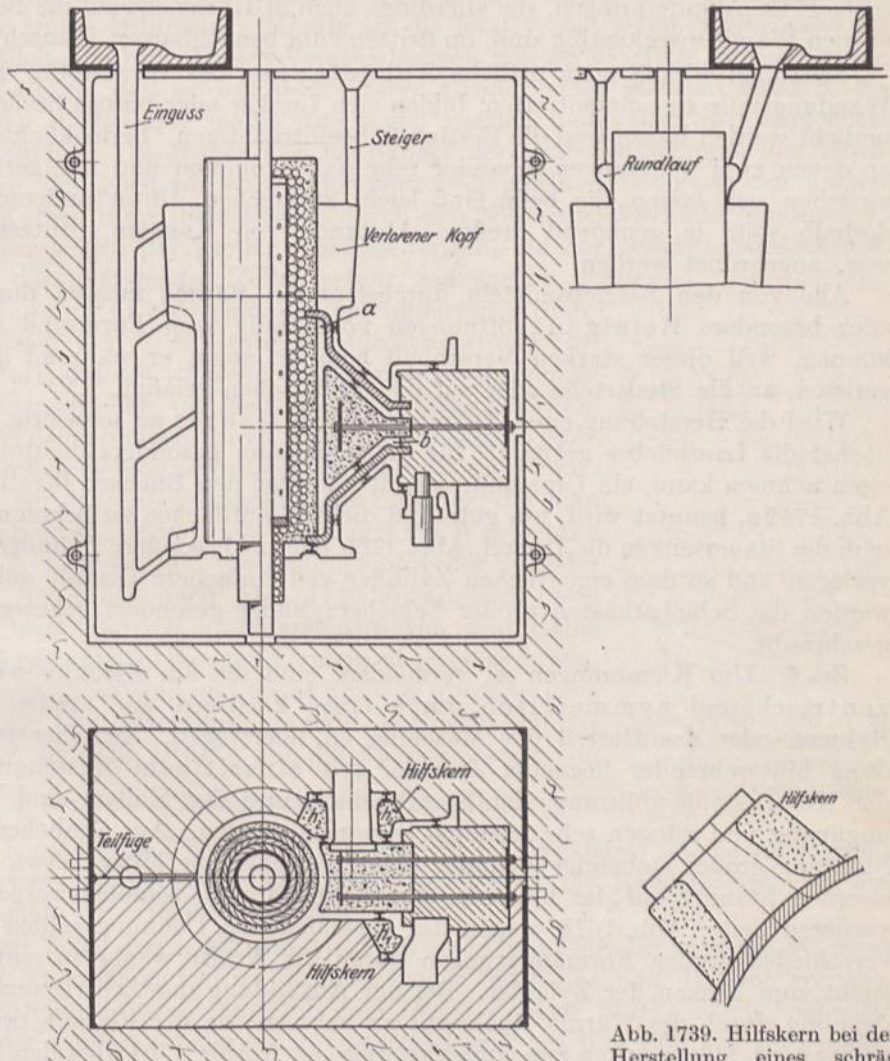


Abb. 1738. Gießform für einen Dampfzylinder.

Abb. 1739. Hilfskern bei der Herstellung eines schrägliegenden Stutzens.



Besondere Beachtung verdienen Stellen, an denen sich Unreinigkeiten oder Formteile ansammeln können, die sich beim Gießen gelöst haben und die leicht zu schwammigem oder undichtem Guß Anlaß geben. Solche Punkte sind z. B. die Ansatzstellen *a* und *b* der Steuerkanäle am Schiebermaschinenzylinder, Abb. 1738, am Corlißzylinder, Abb. 1743, falls derselbe stehend gegossen wird, und die Ein- und Ausströmzwiebeln an liegenden Ventilzylindern. Im ersten Falle wird man die Breite des Kanals möglichst zu beschränken suchen; im zweiten können Verbindungsstege *Z* in den Schlitzen, Abb. 1743, Abhilfe bringen, die allerdings auch in Rücksicht auf die Beanspruchung der ebenen Wände zweckmäßig sind, im dritten zum benachbarten Flansch geführte Rippen.

Schädlich wirken auch örtliche Anhäufungen des Werkstoffs. Dort, wo mehrere Wandungsteile zusammentreffen, bilden sich Lunken oder poröse Stellen, die die Stücke undicht werden lassen und die Festigkeit beeinträchtigen. Bedenklich sind auch Punkte, an denen zwei Wandungen einander sehr nahe kommen und nur geringe Formstärken zwischen sich lassen, die beim Guß leicht zerbrechen. Unter anderem sollen Flansche deshalb stets in genügend großem Abstände von Kanälen, Stutzen, Einlaßzwiebeln usw. angeordnet werden.

Alle von den Betriebsmitteln durchströmten Räume müssen durch weite Kern- oder besondere Reinigungsöffnungen vollständig vom Formsand gesäubert werden können, weil dieser starken Verschleiß bedingt, wenn er während des Betriebes losgerissen, an die Steuerteile oder auf die Gleitflächen gelangt.

Wird die Herstellung eines Zylinders als ein Ganzes zu schwierig, so gießt man zunächst die Laufbüchse getrennt, für die man dann besonders dichtes und festes Gußeisen nehmen kann, ein Umstand, der oft auch bei den Büchsen für die Kolbenschieber, Abb. 1742a, benutzt wird, um gute und dichte Laufflächen zu bekommen. Ferner kann man die Steuerteile in die Deckel, Abb. 1750 oder in besondere Zylinderköpfe, Abb. 1755, verlegen und so dem eigentlichen Zylinder viel einfachere Gestalt geben. Gelegentlich werden die Schieberkästen großer Schieberzylinder gesondert gegossen und später angeschraubt.

Zu 6. Um Klemmungen zu vermeiden, sind die am Zylinder wirksamen Kräfte zentrisch und symmetrisch durch einen kräftigen und steifen Flansch auf den Rahmen oder das Gestell der Maschine zu übertragen. Zwischenstücke zur Verbindung hintereinander liegender Zylinder mit einseitigem Ausschnitt zur Bedienung der Kolbenstangenführung, der Stopfbüchsen und der Kolben sind in der Beziehung ungünstig und müssen sehr reichlich bemessen werden. Aus ähnlichen Gründen ist die Stützung großer stehender Zylinder durch verschiedene Mittel, etwa durch einen gußeisernen Ständer auf der hinteren, durch eine dünne, schmiedeiserne Stange auf der vorderen Seite, Abb. 1678, wegen der verschiedenen Dehnungszahlen und den deshalb verschieden großen Formänderungen durch die Kräfte wenig zu empfehlen; sie führt leicht zum Nicken der Zylinder. Bei der Ausbildung der Zentrierung ist auf die Ausdehnung durch die Wärme Rücksicht zu nehmen; da der Flansch des Dampfzylinders heißer wird, läßt man ihn zweckmäßigerweise nach Abb. 1704 über den Rand am Rahmen hinweggreifen.

Deckel- und Anschlußschrauben soll man wegen der Vorspannung, mit der sie angezogen werden müssen, mit mäßigen Beanspruchungen, nach den für den Dampfkesselbau geltenden Kurven, Abb. 378 oder Zusammenstellung 71, S. 234, berechnen. Ihre Entfernung voneinander darf des sicheren Dichthaltens der Flansche wegen nicht zu groß genommen werden und muß um so kleiner sein, je schwächer die Flansche sind. Als Mittelwerte gelten in Übereinstimmung mit den an Rohrflanschen üblichen Maßen 160 mm bei mäßigem Druck bis zu 10 at, 120 mm bei höherem. Nur an genügend steifen Rahmenflanschen geht man über diese Maße hinaus und sieht weniger Schrauben vor, wenn der Deckelflansch auf seinem ganzen Umfang, wie am Rahmenende in Abb. 1745 eingeklemmt und dadurch gleichmäßig angepreßt und abgedichtet werden kann. Geringer Formänderungen halber sind möglichst kurze Verbindungsschrauben erwünscht.



An kleinen liegenden Maschinen hängt man die Zylinder frei an den Rahmen auf, Abb. 1742, das Gewicht größerer muß dagegen durch Füße mitten unter ihnen oder an ihrem hinteren Ende oder durch anschließende Führungs- und Zwischenstücke aufgenommen werden. Dabei ist den Ausdehnungen durch die Wärme und den Formänderungen durch die Kräfte sorgfältig Rechnung zu tragen. An großen Maschinen mit hintereinander liegenden Zylindern beträgt die Verschiebung am freien Ende im betriebswarmen Zustande gegenüber dem kalten oft mehrere Zentimeter, diejenige durch die Betriebskräfte einige Millimeter. Häufig ist die letztere bei jedem Kolbenspiel am Zylinderfuße deutlich sichtbar. Diesen Verschiebungen müssen die Teile folgen können, am einfachsten dadurch, daß sie auf bearbeiteten Grundplatten gleiten. Etwaige Befestigungsschrauben dürfen nur mäßig angezogen werden und sollen in Langlöchern das nötige Spiel finden. Die früher übliche Bauart der Reihenmaschinen, den Hochdruckzylinder vorn, den Niederdruckzylinder hinten anzuordnen, bot zwar den Vorteil, den Ausbau der Kolben samt ihrer Stange durch den Niederdruckzylinder hindurch zu erleichtern, ist aber wegen der großen Verschiebungen, die der gesamte Niederdruckzylinder mit den daranhängenden Teilen erfuhr, aufgegeben worden.

Auch beim Zusammenbau sind die geschilderten Formänderungen zu beachten: Rohrleitungen schließt man mit Vorspannung an, derart, daß sie während des Betriebes spannungsfrei werden. An Steuerwellen, die die Raumtemperatur behalten, gleicht man die Verschiebungen durch Klauenkupplungen, Abb. 1405, aus. Bei großen Heißdampfmaschinen bewirkt die Erwärmung des Fußes ein deutliches Anheben der Zylinder, die man deshalb beim Zusammenbau entsprechend geneigt zur Wagrechten verlegt. Fehlerhaft wäre es, die Verbindungsrohre der Zylinder großer stehender Maschinen nach Abb. 1740 anzuordnen, weil sie die Zylinder beim Betrieb auseinanderdrücken und dabei hohe Nebenbeanspruchungen erzeugen können, abgesehen davon, daß sie schlecht zugänglich sind und leicht undicht werden. Eine Stopfbüchse, die die freie Ausdehnung zuläßt, einzuschalten, ist teuer und bedingt seitliche Drucke auf die Zylinderwände von  $\frac{\pi}{4} d^2 \cdot p$  kg, wenn  $d$  der lichte Durchmesser der Stopfbüchse in

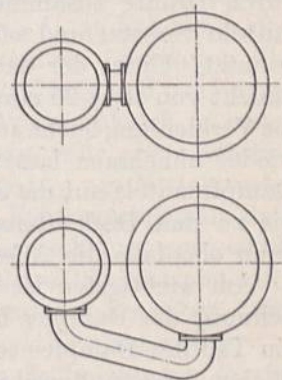


Abb. 1740 und 1741. Falsche und richtige Anordnung von Verbindungsleitungen zweier Zylinder.

cm,  $p$  der in ihr herrschende Überdruck in  $\text{kg/cm}^2$  ist. Vorzuziehen ist die Ausführung nach Abb. 1741, zweckmäßigerweise unter fester Verbindung der Rahmenköpfe, um den Zylindern eine sichere Stützfläche zu bieten.

Alle wichtigeren Teile sind leicht zugänglich zu halten. Häufig wird die Wartung der Stopfbüchsen, wenn sie zu tief im Rahmen liegen, erschwert und dadurch vernachlässigt. Steuerungsteile müssen sich nach dem Lösen weniger Stücke rasch ausbauen, leicht wieder in der richtigen Lage zusammensetzen und auf ihre Stellung und fehlerfreies Arbeiten nachprüfen lassen. Deckelschrauben sollen mit den gewöhnlichen Schlüsseln bequem und kräftig angezogen werden können. Die billigeren Durchsteckschrauben verlangen, daß man beide Enden fassen kann, was bei der Ausbildung der Verkleidung zu beachten ist. An ihrer Stelle werden deshalb sehr häufig Stiftschrauben benutzt, die zudem die Außenmaße und die Beanspruchung der Flansche herabzusetzen gestatten, vgl. Abb. 425 mit 427. Zur Einführung der Kolbenringe sieht man am Ende der Lauffläche eine kegelige Erweiterung, Abb. 263 und 1742a, vor, die man so anordnet, daß die äußersten Kolbenringe die Ansatzkante um 1 bis 2 mm überschleifen, damit Gratbildungen, die das Herausziehen des Kolbens oft sehr erschweren, vermieden werden.

Zu den vorstehend angeführten Forderungen tritt noch die besonders wichtige auf möglichst weitgehende Ausnutzung der Dampfwärme. Verluste entstehen a) durch die Ableitung der Wärme durch die Wandung selbst, b) durch Ausstrahlung an



die umgebende Luft, c) durch Niederschlag und d) durch Abgabe an den ausströmenden Dampf.

Selbstverständlich ist auf völlige Dichtheit aller Fugen an den Dampfmänteln, Ventilkörpern und Flanschen und auf weitgehende Dichtheit der Steuermittel größter Wert zu legen.

Konstruktiv kann man den ersten, meist geringfügigen Verlust durch Beschränken der Zylinderabmessungen überhaupt, durch Vermeiden aller unnötigen Rippen und Ansätze und durch Kleinhalten der Berührungsflächen mit den Anschlußteilen, wie den Rahmen oder Zwischenstücken, vermindern. So sitzen die Rahmenanschlußschrauben in Abb. 1751 in einzelnen, auf den Deckel aufgegossenen Augen, gleichzeitig mit dem Zweck, die Erwärmung des Rahmens und der Kreuzkopfführung niedrig zu halten. Das Einschalten schlecht leitender Zwischenlagen lohnt sich kaum und wird selten ausgeführt.

Eine größere Rolle spielen die Ausstrahlungsverluste. Sie lassen sich durch sorgfältige Umhüllung der Zylinder mit schlechten Wärmeleitern herabsetzen. Dazu werden Diatomitziegel und -schalen, mit denen die Zylinder ummauert oder die durch Drähte zusammengehalten werden, ferner Kieselgur, mit verschiedenen Bindemitteln versetzt und schichtweise aufgetragen, für mäßige Wärmegrade auch Korkstein benutzt. Unter der den äußeren Abschluß bildenden Verkleidung soll noch eine Luftschicht von etwa 20 mm Stärke verbleiben. Darauf, daß sich die Schutzstoffe, ebenso wie die Verkleidung leicht aufbringen und befestigen, wenn nötig aber auch ohne Beschädigung wieder abnehmen lassen, ist schon beim Entwurf zu achten. Die Beschränkung des Dampfmantels auf die eigentliche Lauffläche, Abb. 1747, gegenüber 1743, wo der Mantel bis zu den Deckelflanschen wegen der Tragstangen für die Kerne durchgeführt ist, kann ebenfalls die Ausstrahlungsverluste vermindern.

Am wichtigsten ist der Niederschlagverlust. Wenn der Druck infolge der Ausdehnung des Dampfes beim Arbeiten im Zylinder abnimmt, sinkt auch die Temperatur; ein Teil des Dampfes scheidet sich als Wasser aus, überzieht die Zylinder- und Kolbenflächen und muß während der Verdichtungs- und Einströmzeit des nächsten Kolbenspiels wieder verdampft werden. Der so entstehende Verlust ist um so bedeutender, je größer die dem Dampf dargebotenen „schädlichen Flächen“ sind. Sie einzuschränken, ist eine wichtige Aufgabe des Entwerfenden: durch Kleinhalten der Kolben- und Deckeloberflächen, durch Verkleinern der Steuerteile und durch Anordnen derselben so nahe wie möglich am Arbeitsraum, damit kurze Dampfwege entstehen. Im Falle gesättigten oder nassen Dampfes bietet schließlich der Dampf- oder Heizmantel ein wichtiges Mittel, die Wandtemperatur zu erhöhen und dadurch den Niederschlag herabzusetzen. Entweder läßt man den Zylinder durch besonderen Heizdampf, Abb. 1743 oder durch den Arbeitsdampf, bevor er in den Zylinder strömt und dort arbeitet, Abb. 1745, umspülen. Bei überhitztem Dampf wird der Mantel weggelassen, weil er geringe Wirkung hat, solange der Sättigungspunkt nicht erreicht wird.

Überall, wo die Wandung des Arbeitszylinders in unmittelbarer Berührung mit Abströmräumen, also mit Dampf von geringer Spannung und Temperatur steht, wird der Niederschlag und der Wärmeverlust erhöht. Ungünstig sind in der Beziehung z. B. Zylinder mit Flachschiebersteuerungen, Abb. 1742, bei denen der Frischdampf im Muschelschieber, ferner in den Einströmkanälen und zum Teil auch im Zylinder selbst mit derartigen Wandungsteilen in Berührung steht. Vorteilhafter sind Zylinder mit Drehschiebersteuerungen, Abb. 1743 und Ventilzylinder, Abb. 1745, an welchen vier ganz getrennte Steuermittel benutzt werden und Frisch- und Abdampf sich nur noch längs der Wandungen der Ausströmteile begegnen. Besonders günstig sind Gleichstrommaschinenzylinder, Abb. 1751, an denen die Ausströmschlitze erst in den Endlagen des Kolbens freigegeben werden. Manchmal kann man durch Loslösen der Kanäle vom Zylinder, z. B. des Auspuffkanals in Abb. 1743, eine Luft- oder Wärmeschutzschicht schaffen.



## 2. Ausrüstung der Dampfzylinder.

Um das beim Anwärmen und Anlassen mitgerissene oder oft in größeren Mengen sich niederschlagende Wasser abzuführen, sind die Zylinder mit Entwässerungsvorrichtungen zu versehen, sofern das Abfließen nicht durch die Steuermittel ermöglicht wird. In den meisten Fällen genügen dazu Bohrungen, die dauernd mit Kondensstöpfen in Verbindung stehen oder durch Hähne abgeschlossen sind, welche beim Anlassen oder wenn die Maschine durch Schlagen des Kolbens anzeigt, daß größere Wassermengen eingedrungen sind, geöffnet werden. Die Bohrungen sind an den Enden der Laufbahn unter Vermeidung von Wassersäcken anzuordnen. Als Weite genügen bei kleinen Maschinen 8 bis 10 mm, bei größeren  $\frac{D}{40}$  bis  $\frac{D}{50}$ .

Während des Betriebes mitgerissenes Wasser führt, wenn es zwischen Kolben und Zylinderdeckel eingeschlossen wird, zu sehr hohen Verdichtungsdrucken, heftigen, stoßartigen Wasserschlägen und oft schweren Beschädigungen der Zylinder, Kolben oder des Triebwerks. Wenn die Steuerteile selbst nicht geeignet sind, das Wasser entweichen zu lassen, wie es z. B. für Flachschieber zutrifft, die sich bei zu hohem Druck im Zylinder von ihrer Dichtfläche abheben und dem Wasser einen Ausweg bieten, sind genügend weite Sicherheitsventile anzubringen, deren Federn um etwa  $\frac{1}{2}$  at höher als der Betriebsdruck eingestellt werden. Kolbenschieber, Doppelsitzventile, überhaupt alle völlig oder nahezu entlasteten Steuermittel öffnen sich nicht selbsttätig und verlangen daher die erwähnten Sicherheitsvorrichtungen. Was ihre lichte Weite anlangt, so empfiehlt Doerfel bis zu etwa  $\frac{1}{10}$  des Zylinderdurchmessers zu gehen. Für große Schiffsmaschinen gibt das Taschenbuch der Hütte am Hochdruckzylinder  $\frac{1}{12}$ , am Mitteldruckzylinder  $\frac{1}{17}$ , am Niederdruckzylinder  $\frac{1}{20}$  des Durchmessers an. Erfahrungsgemäß sind stehende Maschinen an den oberen Enden in stärkerem Maße Wasserschlägen ausgesetzt als an den unteren. Vielfach sieht man deshalb oben etwas größeres Kolbenspiel vor, auch in Rücksicht auf die Ausdehnung der Triebwerkteile während des Betriebes. Bei hohen Kolbengeschwindigkeiten schützen freilich die Sicherheitsventile nicht völlig.

Zur Untersuchung der Vorgänge in der Maschine ist an den Zylinderenden je ein Indikatorstutzen mit einer Bohrung von mindestens 10 mm Durchmesser und einem Gewinde ( $\frac{3}{4}$ " Whitworth) zum Einschrauben der Indikatorhähne so anzubringen, daß der Kolben die Bohrung nicht verdecken kann. Für gewöhnlich ist die Bohrung durch eine Indikatorverschlußschraube nach der allerdings zur Zeit noch nicht endgültigen DIN 3452 verschlossen. An Heißdampfzylindern soll ein Thermometerstutzen vorgesehen sein. Manchmal werden die Absperrventile in die Zylinder eingebaut, Abb. 761.

Im Falle von Frischdampfheizung sind Anschlüsse für die Heizleitung nötig, die vom Hauptdampfrohr vor dem Hauptabsperrventil abzweigen muß, damit die Zylinder vor dem Anlassen der Maschine angewärmt werden können. Getrennte Deckel verlangen Umführungen oder besser besondere Anschlüsse für die Zu- und Ableitung des Heizdampfes. Aus allen Teilen soll das Niederschlagwasser an den tiefsten Stellen abfließen können.

Das Wesentliche über die für die Instandhaltung der Laufflächen wichtige Schmierung ist auf Seite 550 zusammengestellt. Großen Schiebern wird zweckmäßigerweise, selbst wenn der Dampf zur Verteilung des Schmiermittels benutzt wird, noch besonderes Öl zugeführt, weil es vorkommt, daß manche Teile mit dem Dampf nicht in Berührung treten und dann leicht trocken laufen.

Schließlich sind die zur Befestigung der Verkleidung, der Steuer- und sonstigen Hilfstteile nötigen Ansätze, Stutzen, Arme und Rippen vorzusehen.

Die Verkleidung hat den Zweck, dem Zylinder eine glatte, einfache Außenfläche zu geben und die Wärmeschutzmasse, mit der Zylinder und Deckel umhüllt werden, vor Beschädigungen zu schützen. Von diesem Gesichtspunkt aus soll die Verkleidung so gestaltet werden, daß sie das Lösen der Deckel und das Herausnehmen der







aus dem Schieberkasten *K* abwechselnd vor und hinter den Kolben treten, je nachdem, ob die Steuerkanten *a* und *b* die Kanäle *c* oder *d* freigeben. Der auf der Gegenseite des Kolbens befindliche Dampf strömt während der Ausströmzeit unter der Muschel *m* des Schiebers hinweg durch den Raum *A* zum Ausströmrohr *C*. Abb. 1742 zeigt den Schieber in der Stellung, in welcher der Dampf hinter dem Kolben zu-, vor demselben abfließt, so daß er also den Kolben nach vorn treibt.

Der gesamte Zylinder setzt sich aus zwei Hauptteilen, dem Laufzylinder *Z* von kreisrundem Querschnitt und dem meist durch ebene Wände gebildeten Schieberkasten *K* zusammen. Beide sind miteinander durch die Wände der Steuerkanäle *c* und *d* und des Ausströmraumes *A* verbunden, während der Schieber durch den Schieberkasten- deckel zugänglich ist.

Der einfache Muschelschieber wird durch den Überdruck im Schieberkasten gegen den Schieberspiegel gepreßt, wodurch die Abdichtung begünstigt, die gleitende Reibung

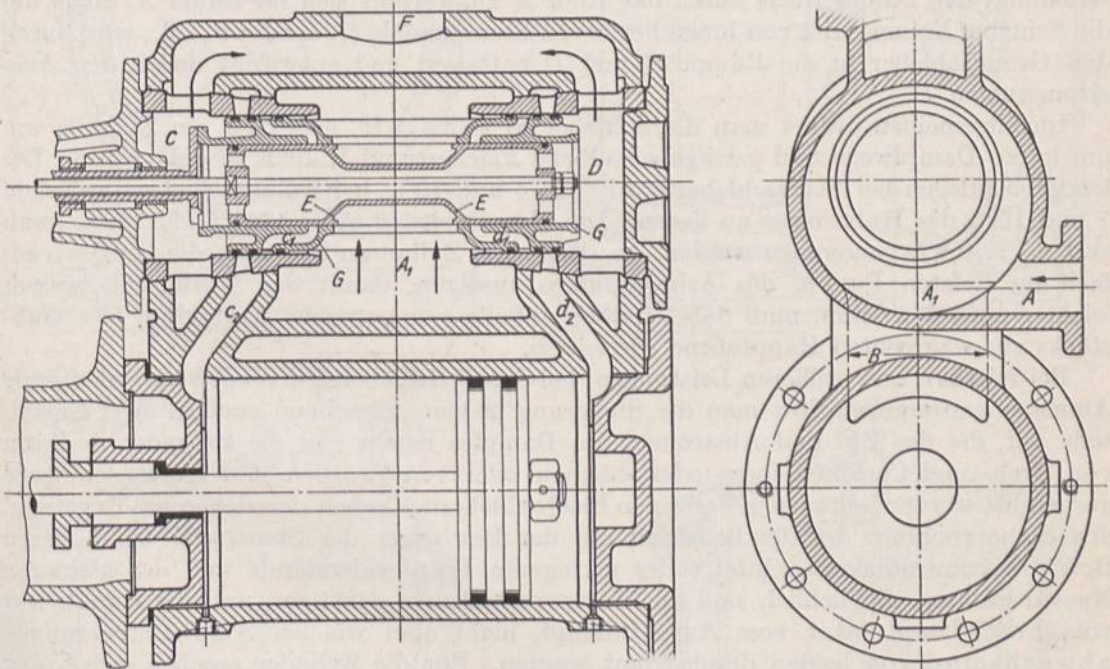


Abb. 1742a. Zylinder mit Doppelkolbenschiebersteuerung (Grund- und Seitenriß).

aber erhöht wird, so daß gute Schmierung nötig ist, wenn keine übermäßige Abnutzung auftreten soll. Als Maß für den Flächendruck kann  $p \leq 16$  bis  $20 \text{ kg/cm}^2$  gelten. Dadurch wird die Anwendung der Flachschieber auf niedrige Betriebsdrücke bis zu etwa 8 at beschränkt. Aber sie sind auch nur für mäßige Wärmegrade geeignet, weil sich die ebenen Gleitflächen bei hohen Temperaturen verziehen, undicht werden und leiden.

Steigt der Druck im Zylinder z. B. infolge von Wasseransammlungen im schädlichen Raum, über das gewöhnliche Maß, so bietet der Flachschieber eine gewisse Sicherheit gegen Stöße und Brüche, indem er sich vom Schieberspiegel abheben kann.

Höhere Betriebsdrücke sind bei Entlastung der Schieber zulässig: entweder durch Entlastungskolben, durch Einpassen zwischen zwei parallelen Gleitflächen oder durch Ausbildung geschlossener, zylindrischer Kolbenschieber, wie sie Abb. 1742a, allerdings für eine Doppelschiebersteuerung zeigt. Die völlige Entlastung, die der Kolbenschieber bietet, vermindert die Reibung und gestattet, ihn auch in Heißdampfmaschinen anzuwenden, erschwert jedoch, da der Anpreßdruck wegfällt, die Abdichtung, die nur durch sorgfältiges Ineinanderpassen oder durch den Einbau federnder Kolbenringe in genügendem Maße erreicht werden kann. Mit der Benutzung von Kolbenschiebern ist



aber auch eine andere Gestaltung des Zylinders verbunden, der sich aus dem Laufzylinder und dem parallel dazu angeordneten Steuerzylinder zusammensetzt, die durch die Dampfkanäle miteinander verbunden sind. So entstehen gleichzeitig für höhere Drücke geeignete Wandungsformen, indem sich die oft großen ebenen Wände und Deckel der Flachschieberkästen beschränken lassen.

Kleinere Füllungsgrade von  $50\%$  des Kolbenweges und weniger lassen sich vorteilhafterweise nur durch Schieber mit mehrfacher Eröffnung oder durch Doppelschiebersteuerungen erreichen. Im zweiten Falle bestimmt der eine Schieber, der Grundschieber  $G$ , Abb. 1742a, den Beginn der Einströmung, die Ausströmung und die Verdichtung, der andere, meist unter dem Einfluß eines Reglers stehende Expansionschieber  $E$  den Füllungsgrad, indem er den Zufluß des Dampfes bei einem bestimmten Kolbenwege abschneidet.

Die Schieber in Abb. 1742a, in Mittelstellung gezeichnet, besitzen innere Einströmung; der Dampf fließt durch das Rohr  $A$  zu, verteilt sich im Raum  $A_1$  rings um die Schieber herum, tritt von innen her in die Steuerkanäle  $c_1, c_2$  oder  $d_1, d_2$ , wird durch den Grundschieber in die Räume  $C$  und  $D$  entlassen und entweicht durch den Ausströmstutzen  $F$ .

Im allgemeinen ordnet man die Schieber so nahe wie möglich am Zylinder an, um kurze Dampfwege und geringe schädliche Flächen und Räume zu bekommen. Die letzteren pflegen bei Flachschiebern zwischen 5 und  $10\%$ , bei Kolbenschiebern zwischen 7 und  $15\%$  des Hubraumes zu liegen. Die Kanalbreite  $B$ , Abb. 1742 und 1742a, kann zu  $0,6 \dots 0,8 D$  genommen werden. An liegenden Zylindern läßt man die Kanäle vielfach im tiefsten Punkte des Arbeitsraumes ansetzen, damit das Niederschlagwasser leichter abfließen kann, muß dabei freilich auf die symmetrische Ausbildung des Gußstücks zur wagrechten Hauptebene verzichten.

Bei mittlern und größeren Leistungen, bei denen Schiebersteuerungen zu bedeutende Abmessungen ergeben, löst man die Steuerung in vier, manchmal auch in zwei Einzelteile auf, die das Zu- und Abströmen des Dampfes regeln und die entweder in Form von Dreh- und Corlißschiebern oder -hähnen oder von Ventilen und Kolbenschiebern ausgeführt werden, seltener in Form von Flachschiebern. Neben der sichereren Regelung, der Steuervorgänge ist die Beherrschung der Bewegung der Steuerteile bei höheren Betriebsgeschwindigkeiten infolge der geringeren Einzelwiderstände und der kleineren Massen leichter. Schließlich sind die Wärmeverhältnisse günstiger, weil die Kanäle nur vom Frischdampf oder vom Auspuffdampf, nicht aber wie bei Schiebersteuerungen abwechselnd von beiden durchströmt werden. Für die Zylinder ergeben sich völlig andere Formen, in erster Linie bedingt durch die Lage der Steuerteile, die an den Zylinderenden, manchmal vorteilhafterweise auch in den Deckeln angeordnet werden.

#### b) Zylinder mit Drehschieber- oder Hahnsteuerung.

Bei der Drehschieber- oder Hahnsteuerung, Abb. 1743, dienen vier Drehschieber, auf zylindrisch ausgebohrten Steuerflächen in schwingende Bewegung versetzt, zur Freigabe oder zum Abschluß der Dampfwege. Der Frischdampf fließt durch die Öffnung  $A$  und die Kanäle  $C$  zu den in den Hahngehäusen  $D$  und  $E$  liegenden Einlaßschiebern. Gerade Schlitze lassen ihn, wenn die Hähne geöffnet sind, zum Kolben strömen. Die Auslaßhähne in den Bohrungen  $F$  und  $G$  geben den Dampf an den Auspuffkanal  $H$  mit dem Rohranschluß  $J$  ab. Vgl. auch Abb. 875 und die zugehörigen Ausführungen. Die Drehschieber sind so angeordnet und durchgebildet, daß sie durch den Überdruck des Dampfes gegen die Dichtflächen gepreßt werden, daß sich aber die Einlaßschieber bei Wasserschlägen oder Überdruck im Zylinder von den Gleitflächen abheben und somit besondere Sicherheitsventile entbehrlich machen. Die Steuerkanäle können breit gehalten werden; im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser  $D$  findet man  $b = 0,8 \dots 1,1 D$ , wobei freilich ziemlich ausgedehnte ebene Flächen entstehen können, die bei hohem Druck ungünstig beansprucht sind und deshalb durch Zwischenrippen  $Z$



versteift zu werden pflegen. Diese dienen gleichzeitig zur Führung der langen Schieber. Der Durchmesser  $d$  der Bohrungen für die Hähne hängt vom Zylinderdurchmesser  $D$ , der Kanalweite  $a$ , den Ausschlagwinkeln der Schieber und der Art der Steuerung ab. Als Grenzwerte können  $d : D = 0,18 \dots 0,33$  gelten, wobei man sich im allgemeinen dem ersten Wert an Niederdruck-, dem zweiten an Hochdruckzylindern nähern wird. Das Verhältnis von  $d$  zur Kanalweite  $a$  findet sich bei unmittelbarem Antrieb der Hähne

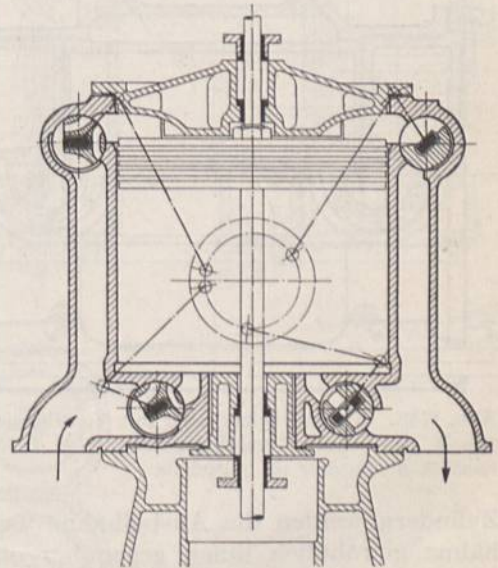
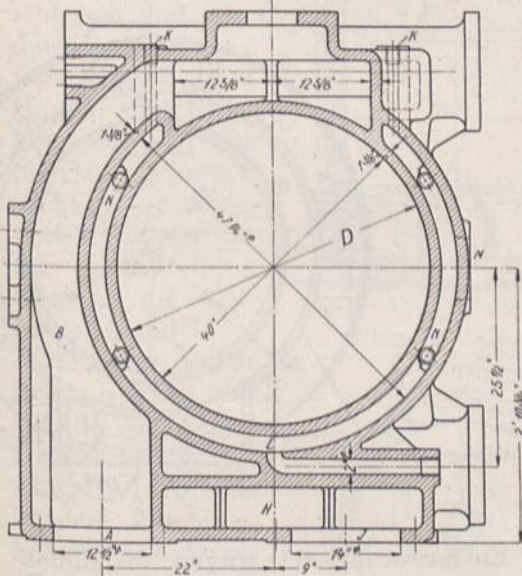
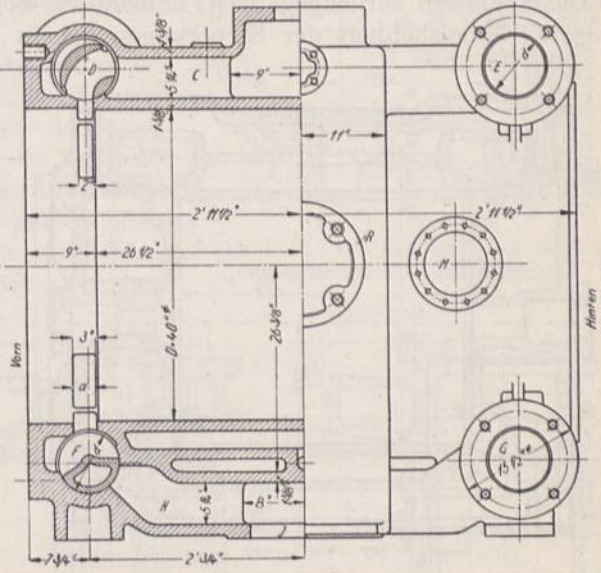
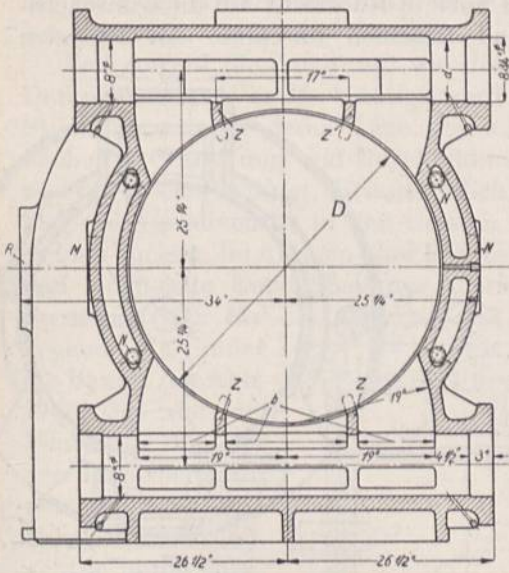


Abb. 1743. Zylinder mit Hahnsteuerung. Niederdruckzylinder der East-Jersey Wasserwerkmaschinen. Entwurf von Riedler und Stumpf. M. 1:25.

Abb. 1744. Zylinder für stehende Maschine nach Doerfel.

durch Exzenter zu  $\frac{d}{a} = 4 \dots 5$ , bei Einschaltung einer Schwing- oder Steuerscheibe, Abb. 1744, die die Strecklage der Antriebsstangen auszunutzen und dadurch den Ausschlag der Hähne einzuschränken gestattet,  $\frac{d}{a} = 2,6 \dots 4$ . Die größeren Zahlen werden erst bei kleineren Füllungen nötig. An ein und demselben Zylinder führt man die Bohrungen für alle Schieber gleich groß aus.



Geringe schädliche Flächen und Räume von 3 bis 6<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, sowie kleine Schieberwege, die Möglichkeit raschen Öffnens und Schließens und dichter Abschluß der Steuermittel sind die Vorteile der Hahnsteuerungen. Jedoch lassen die mit dem Betriebsdruck zunehmende Reibung und das Werfen und Verziehen der Hähne und Steuerflächen bei höheren Wärmegraden sie nur bei mäßigen Drucken und Sattdampf empfehlenswert erscheinen. In neuerer Zeit ist ihre Anwendung in Deutschland, selbst an den Niederdruckzylindern zurückgegangen, namentlich wohl auch in Rücksicht auf die wünschenswerte Einheitlichkeit der Steuerungen an ein und derselben Maschine. An liegenden

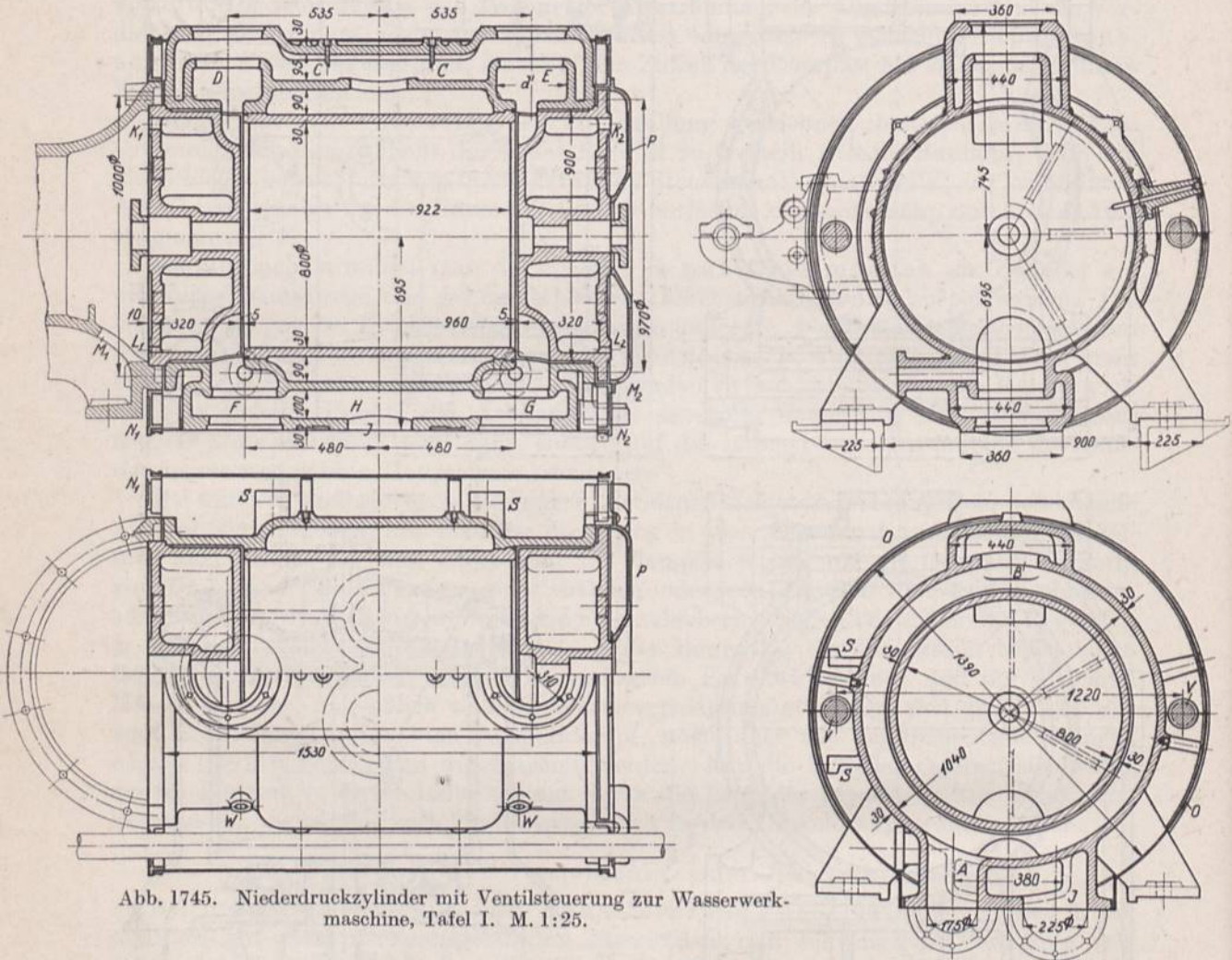


Abb. 1745. Niederdruckzylinder mit Ventilsteuerung zur Wasserwerkmaschine, Tafel I. M. 1:25.

Zylindern werden die Auslaßhähne wegen der Entwässerung stets unten, die Einlaßhähne gewöhnlich ihnen gegenüber oben angeordnet, Abb. 1743; bei stehenden Maschinen bringt man sie nicht selten auch in den Böden oder Deckeln unter, Abb. 1744.

### c) Zylinder mit Ventilsteuerung.

Am meisten und an großen Maschinen in immer steigendem Maße benutzt man die Ventilsteuerungen. In den auf Seite 461 näher behandelten Doppelsitzventilen mit doppelter Eröffnung sind weitgehend entlastete, für hohe Drücke und Temperaturen geeignete Steuerteile von geringen Massen gegeben, deren Bewegung auch bei großen Betriebsgeschwindigkeiten leicht beherrscht werden kann. Bei überhitztem Dampf verdrängen sie die übrigen Steuermittel, weil die gleitende Bewegung und die damit ver-



bundene Reibung ganz wegfallen. Mit der Entlastung nehmen freilich der Anpreßdruck und damit die natürliche Dichtigkeit ab; bei Drucksteigerungen im Zylinder über das normale Maß hinaus öffnen sie sich nicht selbsttätig, verlangen vielmehr das Anbringen besonderer Sicherheitsvorrichtungen.

Die schädlichen Flächen und Räume (letztere 4 bis 10% des Hubraumes) fallen im allgemeinen ziemlich groß aus.

Soll sowohl die Zuleitung, wie die Abführung des Dampfes durch Ventile betätigt werden, so sind vier Stück notwendig, deren Lage gegenüber der Lauffläche die Gestaltung und Durchbildung des Zylinders und der Deckel bedingt. Grundsätzlich wird man auch hier die Auslaßventile in den tiefsten Punkten anzuordnen suchen, im übrigen aber leichte Zugänglichkeit und möglichste Einfachheit des Antriebes anstreben.

So ergibt sich für liegende Zylinder die Bauart der Abb. 1745, bei der die Ventile an den Enden des Arbeitsraumes, die Einlaß- im Scheitel, die Auslaßventile unten angegeschlossen sind. Dadurch wird der Längsschnitt zur Haupt- und Symmetrieebene, was für das Einformen wichtig ist. Näheres über die konstruktive Gestaltung bringen die Beispiele 10 und 11.

Seltener findet sich die Lage der Ventile seitlich der liegenden Zylinder, Abb. 1746. An stehenden Maschinen kann die Anordnung sehr verschiedenartig sein; die Abb. 1747 und 1748 geben zwei wichtigere Ausführungen wieder.

Ventile pflegen meist in besonderen Körben zu sitzen, die in die Zylinder oder Deckel eingebaut, durch die Steuerhauben festgehalten werden. Manchmal arbeitet man aber auch die Sitzflächen unmittelbar in die Zylinder, Abb. 1749 oder Deckel ein, was freilich hohe Anforderungen an die Genauigkeit und Güte des Gußstückes stellt, das zum Ausschuß wird, wenn eine der schmalen Sitzflächen porös oder undicht ist.

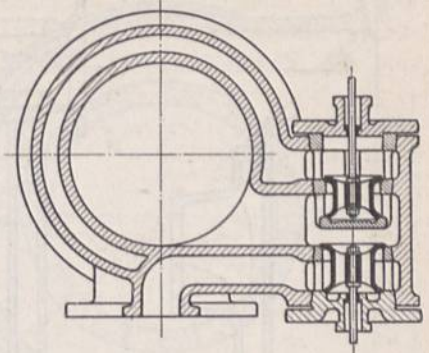


Abb. 1746. Ventilzylinder mit seitlich angeordneten Ventilen (Veraltet).

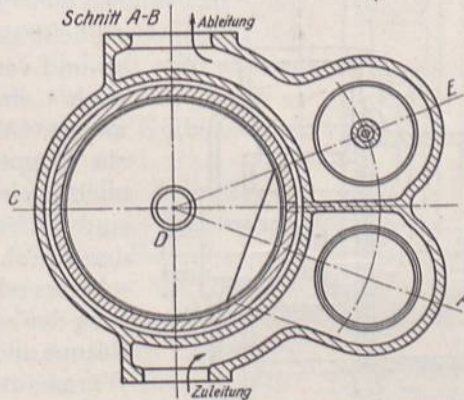
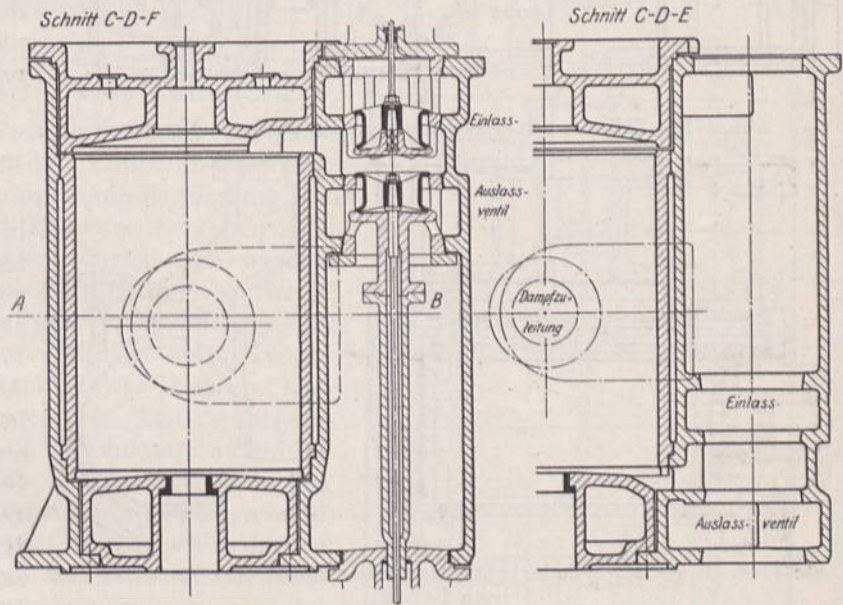


Abb. 1747. Zylinder mit Ventilsteuerung für stehende Maschinen.



Verwandt sind die Kolbenventilsteuerungen, Abb. 1750, bei denen Kolbenschieber, ähnlich wie Ventile betätigt, die Zu- und Abführung des Dampfes regeln.

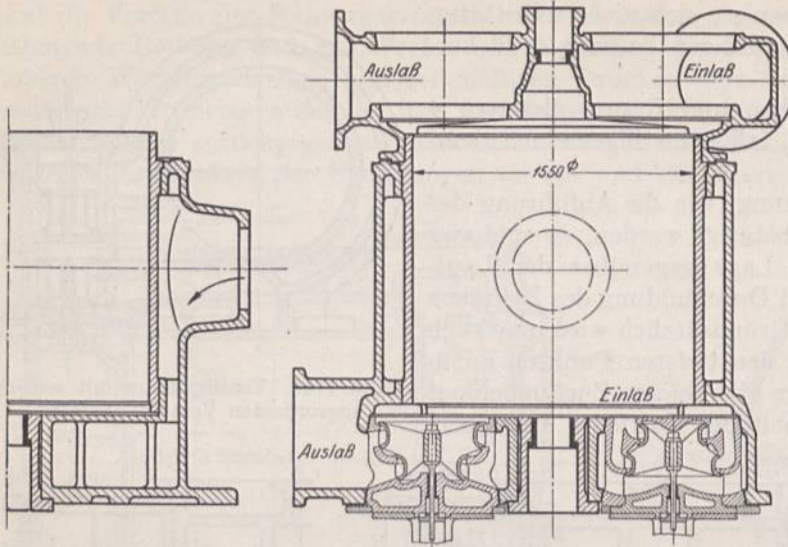


Abb. 1748. Zylinder mit Ventilsteuerung für stehende Maschinen.

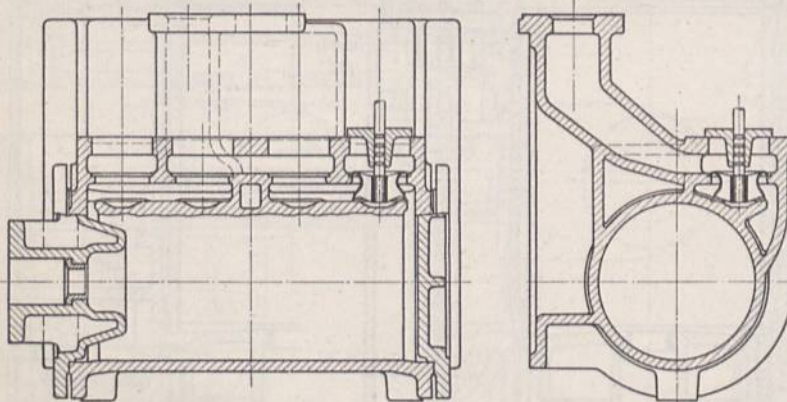


Abb. 1749. Lokomotivzylinder mit unmittelbar eingearbeiteten Ventilsitzen nach Lentz.

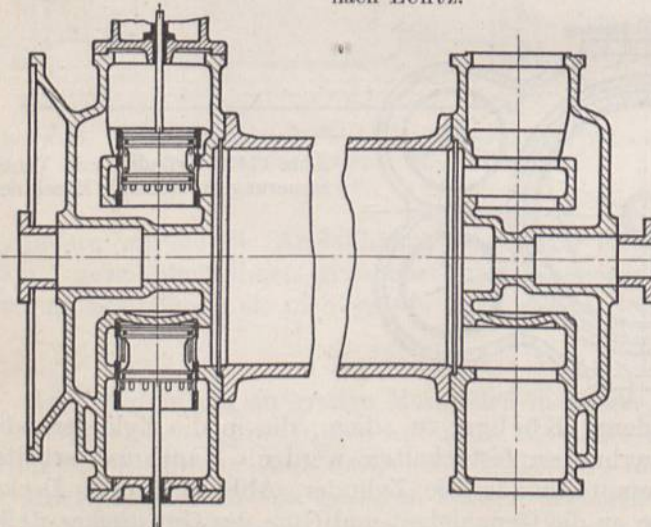


Abb. 1750. Zylinder mit Kolbenventilsteuerung.

Sie bieten den Vorteil raschen Abschlusses der Kanäle und der Vermeidung des Stoßes, der im Fall von Ausklinksteuerungen beim Auftreffen der Ventile auf den Sitzen entsteht, wenn die Bewegung nicht gehemmt wird. Andererseits muß aber die Gleitbewegung der Schieber in Kauf genommen werden. Dichtheit läßt sich durch Kolbenringe in genügendem Maße erreichen.

#### d) Gleichstrommaschinenzylinder.

Endlich dient bei der in erster Linie von Professor Stumpf durchgebildeten Gleichstrommaschine, Abb. 1751, der Kolben als Auslaßsteuermittel und bestimmt damit die Vorausströmung und den Beginn der Verdichtung. Er gibt am Ende seines Hubes die Auslaßschlitze *A*, durch die der Dampf abströmt, frei,

schließt sie, beim Rücklauf wieder ab und verdichtet die im Zylinder noch eingeschlossene Dampfmenge. Als Einlaßmittel dient je ein Doppelsitzventil *B*, vielfach auch je ein Tellerventil. Vorteile sind die Vereinfachung der Zylinder durch Wegfall der Auslaßschieber oder -ventile, die Verringerung der schädlichen Flächen und Räume und der Umstand, daß der Wärmeaustausch mit der Wandung nur durch die Vorgänge auf der einen Seite des Kolbens beeinflußt und dadurch regelmäßiger wird. Deckelheizung ist günstig; dagegen kann die



Mantelheizung entbehrt oder auf die Zylinderenden, wie in Abb. 1751, beschränkt werden.

Durch die Steuerung ist die Länge des Kolbens auf  $l \approx s_1 - a$  festgelegt, wenn  $s_1$  den Kolbenhub und  $a$  die Austrittschlitzweite bedeutet,

die im Mittel zu  $\frac{s_1}{10}$  angenommen werden kann.

Durch den langen Kolben ist aber auch eine große Zylinderlänge bedingt. Um bei der Verdichtung dem Einströmdruck möglichst nahe zu kommen, sind bei Kondensationsbetrieb sehr kleine schädliche Räume von  $1\frac{1}{2}$  bis  $2\%$ , bei Auspuffbetrieb große, von 15 bis  $17\%$  des Hubraumes notwendig, die bei abwechselndem Betrieb der Maschine mit Kondensation und Auspuff gewöhnlich durch Zuschalträume in den Deckeln hergestellt werden.

#### e) Bemerkungen zum Entwurf und zur Durchbildung von Dampfzylindern.

Der Entwurf eines Zylinders geht vom lichten Durchmesser des Laufzylinders und vom Kolbenhub aus, auf deren Ermittlung aus der Leistung, die die Maschine hergeben soll, jedoch hier nicht näher eingegangen werden kann. Aus der Summe des Hubes, der Breite des Kolbens und dem Spiel des letzteren gegenüber den Deckeln ergibt sich das zweite Hauptmaß des Zylinders, seine lichte Länge. Das erwähnte Spiel bedingt einen Teil des schädlichen Raumes, der mit Frischdampf aufgefüllt werden muß, wenn die Verdichtung nicht bis zur Höhe der Eintrittspannung getrieben wird und der deshalb möglichst klein gehalten werden soll. Bearbeitete Kolben- und Deckelflächen vorausgesetzt, kann es an jedem Ende etwa  $1\%$  des Kolbenweges bei geringen,  $0,8$  bis  $0,5\%$  bei großen Hüben betragen. Vielfach wird es vorn etwas kleiner eingestellt als hinten, damit es im betriebswarmen Zustande der Kolbenstange an beiden Enden gleich groß wird.

Die weitere Berechnung der Zylinder erstreckt sich nun einerseits auf die Ermittlung der Querschnitte, die das Betriebsmittel durchströmen muß, andererseits auf die genügende Widerstandsfähigkeit der Wandungen. Angaben über die mittleren Geschwindigkeiten  $v_m$  zur Bestimmung der Querschnitte  $f$  in  $\text{cm}^2$  der Anschlußstutzen der Rohrleitungen nach der Formel (151)  $f = \frac{F \cdot c_m}{v_m}$ , wenn  $F$  den Kolbenquerschnitt in  $\text{cm}^2$ ,  $c_m$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit in  $\text{m}/\text{sek}$  bedeuten,

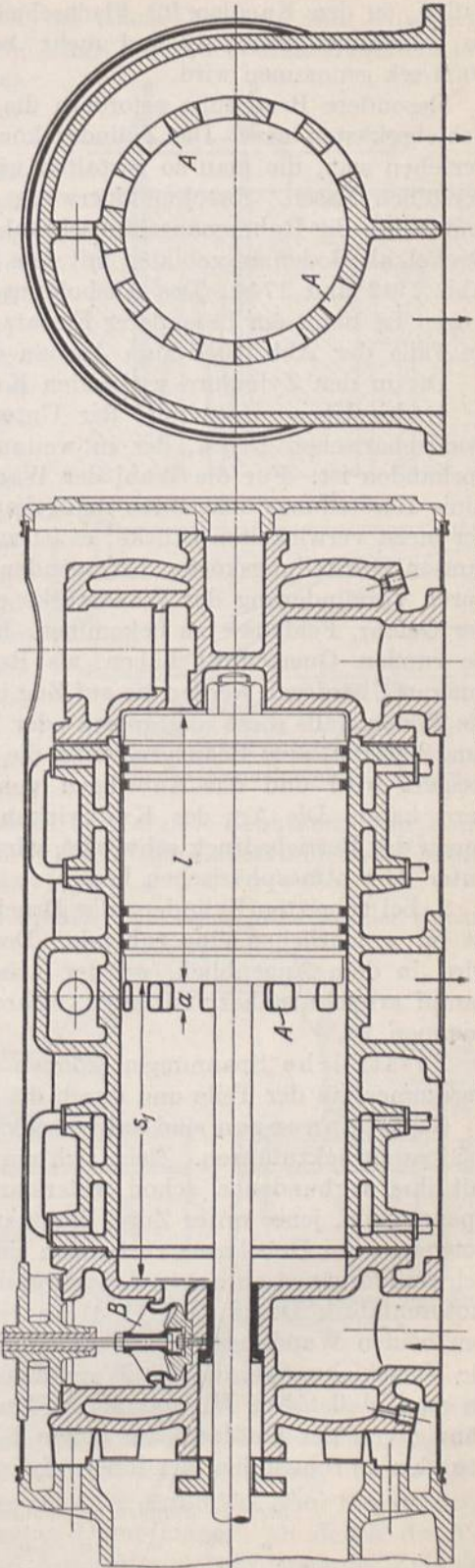


Abb. 1751. Gleichstrommaschinenzylinder nach Prof. Stumpf.



finden sich auf Seite 346. Die gleiche Formel gilt auch für die Bemessung der Steuerkanäle, wozu in Ergänzung der Zahlen für gesteuerte Ventile, Seite 461, erwähnt sei, daß  $v_m$  in den Kanälen für Flachschiebersteuerungen, um kleine Schieberabmessungen zu bekommen, gleich 40 und mehr, bei Kolbenschiebern 30 bis 35, bei Drehschiebern 40 m/sek genommen wird.

Besondere Beachtung erfordern die Deckel und etwaige größere ebene Wände der Schieberkästen usw. Die Zylinder können mit Deckeln an beiden Enden, Abb. 1745, versehen sein, die man so gestalten wird, daß sie sich mit ein und demselben Modell herstellen lassen. Zweckmäßigerweise wird der am Rahmen liegende eingeklemmt und durch die Rahmenanschlußschrauben gehalten. Vielfach kann aber auch einer der Deckel, als Boden ausgebildet, mit dem Zylinder oder Mantel zusammengegossen werden, Abb. 1742 und 1744. Des Ausbohrens des Zylinders mit einer kräftigen Bohrspindel wegen ist dann ein besonderer Einsatz vorzusehen, der die Stopfbüchse aufnimmt und im Falle der Abb. 1010 zum Ausbau der Kolbenstange dient.

Die in den Zylindern wirkenden Kräfte sind:

1. der Über-, manchmal der Unterdruck des Betriebsmittels gegenüber dem atmosphärischen Druck, der in weitaus den meisten Fällen außerhalb des Zylinders vorhanden ist. Für die Wahl der Wandstärken sind bei mäßigen Drucken in erster Linie Herstellungsrücksichten maßgebend. Zu kleine Wanddicken erschweren den Guß der meist verwickelten Stücke; es ist zu beachten, daß bei den etwa ein Viertel der gesamten Herstellungskosten betragenden Ausgaben für den Werkstoff die Ersparnis, die durch Verminderung der Wandstärke erzielt wird, eine geringe Rolle spielt gegenüber der Gefahr, Fehlgüsse zu bekommen. Bei hohen Drucken können die Zylinder, soweit sie runden Querschnitt haben, als Rohre betrachtet und berechnet werden. Durch inneren Überdruck werden sie auf Zug in tangentialer Richtung, durch den Druck gegen die Böden, falls diese angegossen oder fest verbunden sind, aber auch in axialer Richtung belastet, eine Beanspruchung, die durch Steuerschlitze örtlich oft beträchtlich gesteigert wird und das Anbringen von kräftigen Verbindungsstegen, Abb. 1743, fordern kann. Die Art der Kraftwirkung ist meist in den Grenzen schwellend, in denen der Betriebsdruck schwankt, wird aber wechselnd, wenn dieser bald über, bald unter dem atmosphärischen liegt;

2. bei geheizten Zylindern der Druck des Heizdampfes im Mantel. Die Belastung ist im wesentlichen eine ruhende. Der Laufzylinder ist auf Druck beansprucht und wird in dem Augenblick, wo der Arbeitsdampf die gleiche Spannung wie der Heizdampf erreicht, nahezu entlastet, während der Mantel ständig auf Zug in Anspruch genommen ist.

Zusätzliche Spannungen können in den Zylindern noch beim Guß, ferner beim Zusammenbau der Teile und durch die Wärme entstehen.

Gußspannungen sind auf verschieden rasches Schwinden beim Erstarren des Gußstückes zurückzuführen. Zieht sich ein Teil noch weiter zusammen, wenn ein anderer, mit ihm verbundener, schon widerstandsfähig geworden ist, so kommen beide unter Spannungen, jener unter Zug-, dieser unter Druck-, beide auch noch unter Biegespannungen, wenn Hebelarme vorhanden sind, mit denen die Teile aufeinander wirken. Die Schwindvorgänge an einem doppelwandigen Zylinder verdeutlicht ein Versuch der Gasmotorenfabrik Deutz [XXIII, 4] an einem Großgasmaschinenzylinder, Abb. 1752. In den beiden Wandungen waren die Enden zweier Zeiger  $Z$  eingegossen worden, welche die Verschiebungen, die die Wandungen bei der Abkühlung des Gußstückes erfuhren, an zwei Maßstäben  $M_1$  und  $M_2$  zu beobachten gestatteten.  $M_1$  und  $M_2$  waren unabhängig von der Gußform auf einem I-Eisen befestigt. Der Mantel begann nach zwei Stunden zu schwinden, der innere Zylinder erst nach zwölf. Die Verschiebung betrug:

nach 24 Stunden am Mantel	7,	am inneren Zylinder	2,5 mm,
„ 36 „ „ „	15, „ „	„ „	10 „
„ 80 „ „ „	26, „ „	„ „	23 „



Die Innenwand blieb somit, wie auch die nach den Zahlen aufgezeichneten Kurven Abb. 1753, deutlich zeigen, hinter der äußeren zurück und mußte schließlich unter Zugspannungen kommen. Solche ließen sich auch bei einem Versuch von Ehrhardt & Sehmer nachweisen, bei dem die Lauffläche eines unbrauchbaren Zylinders eingedreht wurde. Die Wand riß, noch ehe sie ganz durchstoßen war, plötzlich durch und klappte um etwa 2 mm.

Am fertigen Gußstück lassen sich die Gußspannungen nicht ohne weiteres nachweisen; sie sind aber häufig die Ursache von Rissen und Brüchen, wenn die Betriebsspannungen hinzutreten. Es ist sogar schon vorgekommen, daß Gußspannungen, durch die Erschütterungen beim Versand der Stücke ausgelöst, Zylinder unter Wegschleudern einzelner Teile zersprengt haben. Um gegen solche Vorkommnisse einigermaßen gesichert zu sein, gleichzeitig, um die Dichtheit des Gußstückes nachzuprüfen, preßt man die Zylinder unter vollständigem Füllen aller Hohlräume mit Wasser ab und unterwirft sie dabei einem Probedruck, der den Betriebsdruck mindestens um einige Atmosphären überschreitet, der häufig aber auf das Doppelte und Dreifache bemessen wird. Einen Anhalt geben die in DIN 2401 festgelegten Probedrucke für Rohre und Rohrleitungen, vgl. Zusammenstellung 84, Seite 335.

Die Gußspannungen an Zylindern einzuschränken, gibt es verschiedene Mittel: den inneren Zylinder durch Wahl einer geringeren Wandstärke oder durch Benutzung von Formstoffen, die die Wärme besser leiten, rascher abzukühlen, den Laufzylinder vom Mantel zu trennen und besonders einzusetzen, Abb. 1745, 1748 u. a.

Von den zusätzlichen Spannungen sind zunächst die beim Anziehen der Deckelschrauben entstehenden zu nennen. Sie beanspruchen die Flansche, können aber auch die Deckel, wie später des näheren nachgewiesen ist, erheblich belasten. Ferner gehören hierher die Nebenbeanspruchungen durch das Einschrumpfen der Laufbüchsen, durch das Eintreiben der kupfernen Dichtungsringe, Abb. 1754 und durch die Sprengwirkung schlank kegelig abgedrehter Schieberführungsbuchsen, Abb. 1742a oder Ventilkörbe, Abb. 820, die bei zu starkem Anziehen der Schrauben radiale Risse in den Flanschen durch die Schraubenlöcher hindurch erzeugen.

Was schließlich die Entstehung von Wärmespannungen anlangt, so ist sie an zwei Voraussetzungen gebunden: 1. muß ein Temperaturgefälle vorhanden sein, dadurch, daß die in Betracht kommenden Teile oder die beiden Seiten der Wandung verschiedenen Temperaturen ausgesetzt sind, 2. muß die Formänderung, die der Ausdehnung durch die Wärme entspricht, ganz oder teilweise gehindert sein. So versagten Ventilzylinder der Bauart Abb. 1745, jedoch ohne Dampfmantel, an denen die Verbindungskanäle C und H zwischen den Ein- und Ausströmzwiebeln längs des Zylinders angegossen waren und die sich bei Sattedampf gut bewährt hatten, beim Betrieb mit

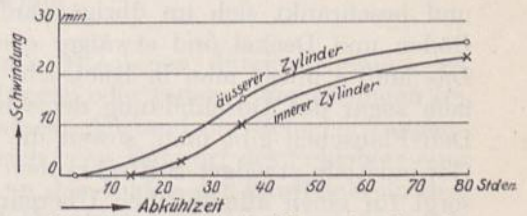
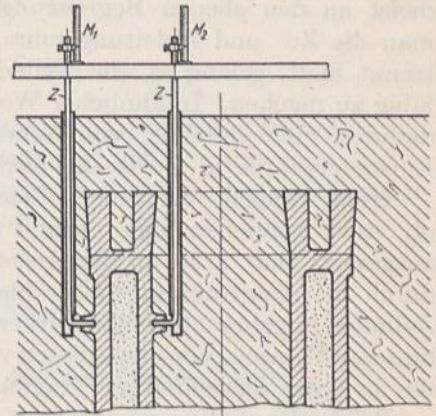


Abb. 1752 und 1753. Versuch über die Schwindvorgänge an einem Gasmaschinenzylinder (Gasmotorenfabrik Deutz).

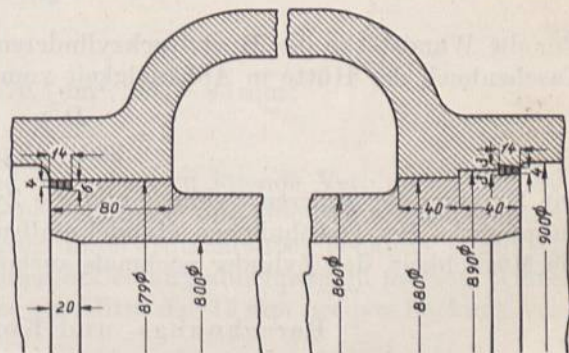


Abb. 1754. Befestigung und Abdichtung des Laufzylinders im Mantel, Abb. 1745.



Heißdampf vollständig. Der Heißdampf führende Einströmkanal suchte sich viel stärker auszudehnen als der benachbarte Laufzylinder, der infolge der Dehnung des Dampfes wesentlich geringeren Temperaturen ausgesetzt, aber infolge seiner Gestalt wenig nachgiebig war. Es entstanden hohe Spannungen, die zu Rissen führten, welche meist an den ebenen Begrenzungswänden des genannten Kanals auftraten. Erst als man die Zu- und Ableitungsrohre vom eigentlichen Zylinder nach Abb. 1755 ganz getrennt hielt, gelang es, die Zylinder auch bei hohen Überhitzungen dauernd betriebsfähig zu machen. In ähnlicher Weise ist dem Gleichstrommaschinenzylinder, Abb. 1751, dadurch eine einfache, von Nebenspannungen freie Gestalt gegeben worden, daß die Einströmventile in die Deckel verlegt wurden.

Hohe Rippen erzeugen fast stets beträchtliche Wärmespannungen, die die Zylinder oft stark verziehen oder unrund werden lassen, falls sie verschiedenen Wärmegraden ausgesetzt sind, z. B. an der Ansatzstelle am Zylinder stark erhitzt werden, außen aber durch die Ausstrahlung kälter bleiben. In ähnlicher Weise können mitten unter dem Zylinder angebrachte Füße wirken. Manche Konstrukteure vermeiden sogar Füße am hinteren Flansch, versehen diesen vielmehr mit einer zylindrischen Gleitfläche und führen ihn in einer ausgedrehten Tragfläche.

Bei der Berechnung ermittelt man in erster Linie die Wandstärke  $s$  des Laufzylinders und beschränkt sich im übrigen auf die Nachrechnung der Widerstandsfähigkeit der Böden und Deckel und etwaiger ebener Flächen, sowie der Flansche und Schrauben. Das Maß  $s$  pflegt man in Rücksicht auf den Guß auch den übrigen Wandungen, vielfach sogar der Durchbildung der vom Zylinder getrennten Deckel zugrunde zu legen. Den Flanschen gibt man, soweit die Biegebeanspruchung durch die Belastung und die Gewindetiefe etwaiger Stiftschrauben nicht größere Stärken verlangen, 1,3 bis 1,4  $s$  und sorgt für einen allmählichen Übergang zur Zylinderwandstärke. Einen Anhalt für die Wahl von  $s$  geben die folgenden Erfahrungsformeln:

	an liegenden Maschinen	an stehenden Maschinen
bei stehend gegossenen Zylindern	$s = \frac{D}{50} + 1,3 \text{ cm}, \quad (498)$	$s = \frac{D}{60} + 1,2 \text{ cm}, \quad (499)$
„ liegend „ „	$s = \frac{D}{40} + 1,5 \text{ cm}, \quad (500)$	$s = \frac{D}{48} + 1,3 \text{ cm}. \quad (501)$

Für die Wandstärke der Hochdruckzylindereinsätze an Schiffsmaschinen gilt nach dem Taschenbuch der Hütte in Abhängigkeit vom Kesselüberdruck  $p$ :

$$s = \frac{D \cdot p}{360 + 10 p} + 10 \text{ mm}. \quad (502)$$

Die Einsätze der anderen Zylinder und die Zylindermäntel werden meist eben so stark ausgeführt. Bei gewöhnlichen Handelsschiffsmaschinen schlägt man in Rücksicht auf die Möglichkeit, den Zylinder nochmals ausbohren zu können, 3 bis 5 mm zu.

#### f) Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

**Zahlenbeispiel 8.** Zylinder von  $D = 300$  mm Durchmesser mit einfacher Schiebersteuerung für eine liegende Maschine,  $s_1 = 500$  mm Hub. Betriebsdruck  $p = 6$  at,  $n_{\max} = 120$  Umdrehungen der Welle in der Minute. Der Dampf soll oben zu-, unten abströmen. Kolbenbreite  $B_k = 100$  mm, Abb. 1742.

Lichte Länge des Zylinders bei  $s_0 = 1 \frac{0}{10}$  des Hubes oder 5 mm Kolbenspiel:

$$L = s_1 + B_k + 2 s_0 = 500 + 100 + 2 \cdot 5 = 610 \text{ mm}.$$

Kolbenfläche:

$$F = \pi \frac{D^2}{4} = \pi \cdot \frac{30^2}{4} = 707 \text{ cm}^2.$$



Mittlere Kolbengeschwindigkeit:

$$c_m = \frac{s_1 \cdot n}{30} = \frac{0,5 \cdot 120}{30} = 2,0 \text{ m/sek.}$$

Zylinderwandstärke bei stehendem Guß nach (498):

$$s = \frac{D}{50} + 1,3 = \frac{30}{50} + 1,3 = 1,9 \text{ cm.}$$

Gewählt in Rücksicht auf die Möglichkeit, die Lauffläche nochmals ausbohren zu können: 22 mm. An den Enden ist der Zylinder kegelig auf 306 mm erweitert.

Die Dampfgeschwindigkeit in den Steuerkanälen wird man wegen der geringen Abmessungen der Maschine mäßig nehmen:  $v_m = 35 \text{ m/sek.}$

Kanalquerschnitt nach (151) S. 346:

$$f = \frac{F \cdot c_m}{v_m} = \frac{707 \cdot 2,0}{35} = 40,5 \text{ cm}^2.$$

Ausgeführt: Kanalhöhe  $B = 0,6 \cdot D = 0,6 \cdot 300 = 180 \text{ mm}$ ; lichte Weite:

$$w = \frac{f}{B} = \frac{40,5}{18} = 22,5 \text{ mm.}$$

Die Lage des Schieberspiegels ist bei so kleinen Maschinen durch diejenige des Exzenters auf der Hauptwelle gegeben, wenn Kröpfungen oder teure Übersetzungen im Steuergestänge vermieden werden sollen. Angenommen: Abstand der Schieberstangenmitte von der des Zylinders 420 mm. Dann ergibt sich beim Entwurf des Schiebers eine Entfernung des Schieberspiegels von 360 mm. Die an den Enden der Lauffläche in den Zylinder einmündenden Kanäle wurden vom Schieberspiegel zunächst kegelig nach außen, dann konzentrisch zum Zylinder geführt, in Rücksicht auf die Verkleidung, unter der sie verdeckt liegen sollen.

Weite des Einströmrohrs bei  $v_m = 25 \text{ m/sek}$  mittlerer Dampfgeschwindigkeit:

$$f_e = \frac{F \cdot c_m}{v_m} = \frac{707 \cdot 2,0}{25} = 56,6 \text{ cm}^2; \quad d_e = 85 \text{ mm.}$$

Gewählt: 90 mm Durchmesser.

Ausströmrohr bei  $v_m = 20 \text{ m/sek}$ :

$$f_a = \frac{F \cdot c_m}{v_m} = \frac{707 \cdot 2}{20} = 70,7 \text{ cm}^2; \quad d_a = 95 \text{ mm};$$

ausgeführt 100 mm Durchmesser.

Hinterer Zylinderdeckel. Während die selten zu lösende Verbindung des Zylinders mit dem Rahmen durch vier Durchsteckschrauben und eine Stiftschraube mitten über dem Kanal  $c$  hergestellt ist, sei der Deckel durch Stiftschrauben gehalten, damit das Lösen desselben möglich ist, ohne die Zylinderverkleidung abnehmen zu müssen. Unter der Voraussetzung, daß der Dampfdruck bis zur Mitte der 15 mm breiten Packung vordringt, beträgt der Deckeldruck:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 32,1^2 \cdot 6 = 4860 \text{ kg.}$$

Lochkreisdurchmesser geschätzt zu 350 mm; bei 160 mm Schraubenabstand sind  $z = \frac{\pi \cdot 35}{16} = 6,9$  Schrauben nötig. Gewählt 8 Stück  $7/8''$ -Schrauben, die durch je 608 kg mit  $\frac{608}{2,72} = 224 \text{ kg/cm}^2$  beansprucht werden. Nach Abb. 378, S. 233, Kurve II, zulässig.

Bei der Verteilung auf dem Lochkreise wurden Schrauben sowohl in der wagrechten wie in der senkrechten Ebene des Zylinders, wo sie auf die Bohrungen der Indikator- und



Ablaßstutzen träfen, vermieden. Der Flansch ist an der Ansatzstelle am Zylinder 30 mm, d. i. 1,36 mal so stark wie die Zylinderwand, am äußeren Umfange, wo er zur Stützung der Verkleidung dient, 20 mm dick gehalten.

Wandstärke des hinteren, vertieft ausgebildeten Deckels geschätzt zu  $s = 18$  mm. Er kann als eine kreisringförmige, an beiden Rändern eingespannte Platte von  $r_a = 13,4$  und  $r_i = 6,0$  cm Halbmesser nach den Formeln (69) und (68), S. 59 berechnet werden.

$$\frac{r_i}{r_a} = \frac{6}{13,4} = 0,448.$$

Formel (69) gibt den Einfluß der gleichmäßigen Belastung  $p$  auf der Ringfläche wieder; die größte Biegespannung tritt am äußeren Umfange, also auf dem Kreis von  $r_a = 13,4$  cm Halbmesser auf und beträgt:

$$\sigma_b = \pm \varphi_4 \cdot p \cdot \frac{r_a^2}{s^2} = \pm 0,417 \cdot 6 \cdot \frac{13,4^2}{1,8^2} = \pm 139 \text{ kg/cm}^2.$$

Durch Formel (68) wird die Belastung des Mittelstücks durch  $\pi r_i^2 \cdot p = \pi \cdot 6^2 \cdot 6 = 679$  kg berücksichtigt, die man sich längs des inneren Umfangs  $2\pi r_i$  verteilt denke. Am äußeren Umfange erhöht sich dadurch die Spannung um:

$$\sigma_a = \pm \varphi_3 \cdot \frac{P}{s^2} = \pm \frac{0,285 \cdot 679}{1,8^2} = 60 \text{ kg/cm}^2$$

auf  $\sigma = \pm 199 \text{ kg/cm}^2$ .

Am vorderen Ende ist der Zylinder durch einen angegossenen Boden abgeschlossen, in den die Stopfbüchse besonders eingesetzt ist, um den Zylinder mit einer Bohrstange von 120 mm Durchmesser ausbohren zu können.

Berechnung des Bodens. Auch er darf als eine zentrisch durchbrochene, beiderseits eingespannte Platte betrachtet und in gleicher Weise wie der hintere Deckel berechnet werden:  $r_i = 10,75$ ,  $r_a = 15,3$  cm,  $\frac{r_i}{r_a} = \frac{10,75}{15,3} = 0,703$ ,

$$\sigma_b = \pm \varphi_4 \cdot p \cdot \frac{r_a^2}{s^2} = \pm 0,15 \cdot 6 \cdot \frac{15,3^2}{1,8^2} = 65 \text{ kg/cm}^2,$$

$$P = \left( \pi r_i^2 - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) p = \left( \pi \cdot 10,75^2 - \frac{\pi}{4} \cdot 5^2 \right) \cdot 6 = 2060 \text{ kg},$$

$$\sigma_a = \pm \varphi_3 \cdot \frac{P}{s^2} = \pm \frac{0,155 \cdot 2060}{1,8^2} = 99 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_a = 65 + 99 = 164 \text{ kg/cm}^2.$$

Für den Anschluß des Zylinders am Rahmen, der nur die Kolbenkraft von 4240 kg aufzunehmen hat, erscheinen 5 Stück  $\frac{7}{8}$ "-Schrauben ( $\sigma_z = 312 \text{ kg/cm}^2$ ) ausreichend, die ebenfalls so gesetzt wurden, daß sie nicht mit Butzen zusammenfallen. Eine von ihnen trifft auf den Kanal  $c$  und muß deshalb als Stiftschraube ausgebildet werden.

Beanspruchung des vertieften Schieberkastendeckels, näherungsweise nach S. 62 als eine elliptische, am Rande vollkommen eingespannte Platte mit  $a = 12,5$  und  $b = 11,0$  cm Halbachsenlänge berechnet. Bei  $\frac{b}{a} = \frac{11}{12,5} = 0,88$  und  $s = 2$  cm würde die größte Biegespannung an den Enden der kleinen Achse nach (74):

$$\sigma = \pm \varphi_8 \cdot p \cdot \frac{b^2}{s^2} = \pm 0,941 \cdot 6 \cdot \frac{11^2}{2^2} = \pm 171 \text{ kg/cm}^2$$

werden. Die Wandstärke erscheint unter Berücksichtigung des Umstandes, daß die tatsächliche Beanspruchung etwas höher sein wird, angemessen. In der Mitte des Deckels wären nach Formel (75):

$$\sigma = \mp \varphi_9 \cdot p \cdot \frac{b^2}{s^2} = \mp 0,58 \cdot 6 \cdot \frac{11^2}{2^2} = \mp 105 \text{ kg/cm}^2$$

Spannung vorhanden.



Der Deckel, als einfache, ebene Platte, also nicht vertieft ausgeführt, müßte beträchtlich stärker gehalten werden. Seine Berechnung als eine längs der Schraubenmittellinie frei aufliegende und gleichmäßig mit  $p$  kg/cm<sup>2</sup> belastete Platte nach Formel (77) mit:

$$b = 18, \quad a = 19,5 \text{ cm} \quad \text{und} \quad \frac{b}{a} = \frac{18}{19,5} = 0,923$$

geht von einer etwas zu großen Belastung aus, würde aber selbst bei  $k_b = 300$  kg/cm<sup>2</sup> zulässiger Beanspruchung eine Wandstärke:

$$s = \sqrt{\varphi_{12} p \cdot \frac{b^2}{k_b}} = \sqrt{1,326 \cdot 6 \cdot \frac{18^2}{300}} = 2,93 \text{ cm}$$

verlangen. Im Vergleich mit dem Deckel sind die Schieberkästenwände genügend kräftig, so daß sich ihre Nachrechnung erübrigt.

Deckelschrauben. Druck auf den Deckel unter der Annahme, daß die Pressung bis zur Mitte der 30 mm breiten Packung vordringt:  $P = 33 \cdot 30 \cdot 6 = 5940$  kg. Um nicht auf zu große Entfernung der Schrauben voneinander zu kommen, müssen auf jeder der Deckelseiten drei, im ganzen also zwölf Schrauben vorgesehen werden. Sie erhalten, so verteilt, daß die Deckelecken nicht übermäßig in Anspruch genommen werden, 115 und 100, im Mittel  $t = 109$  mm Abstand voneinander. Die am höchsten belasteten Schrauben, die mittleren an den langen Seiten, haben nach der Formel (516):

$$Q = \frac{P \cdot t}{2 \pi e} = \frac{5940 \cdot 10,9}{2 \pi \cdot 18} = 573 \text{ kg}$$

aufzunehmen, während im Mittel  $\frac{P}{12} = 495$  kg auf jede Schraube entfallen würden.

Immerhin sind im ersten Falle nach der Zusammenstellung 71, S. 234, bei  $c = 0,045 \frac{3}{4}$ ''-Schrauben ausreichend.

Zur konstruktiven Durchbildung des Zylinders sei das Folgende bemerkt: Der kleine Zylinder ist der Einfachheit wegen fliegend am Rahmen befestigt, und der Schieberkasten symmetrisch, sowohl zur Längs- wie zur Hauptquerschnittebene ausgebildet. Dadurch setzen allerdings die Steuerkanäle nicht in den tiefsten Punkten des Arbeitsraumes an, wie es wegen der Ableitung des Niederschlagwassers erwünscht wäre; aber der Zylinder läßt sich leichter einformen und als Rechts- und Linksmodell ausbilden, indem nur die Ein- und Auslaßstutzen umgesteckt zu werden brauchen. Die Augen für die Ablaßhähne am Zylinder sind oben und unten vorgesehen, werden aber jeweils nur unten gebohrt. Die Indikatorbutzen sitzen in der wagrechten Ebene dem Schieberkasten gegenüber.

Die Verkleidung des eigentlichen Zylinders besteht aus einem zylindrisch gebogenen, in Abb. 1742 links unten abgewickelt dargestellten Hauptblech, auf welches die ebenen Bleche, die den Schieberkasten umhüllen, stumpf aufstoßen. Dabei sind die Rohrflansche und die Stopfbüchse so weit vorgezogen, daß sie mit den Blechinnenflächen abschneiden. Die Fuge längs des Schieberkastenumfanges wird durch den etwas überladenden Flansch gedeckt. Der Schieberkasten- wie der hintere Zylinderdeckel sind unverkleidet dargestellt; ebene Bleche, unter denen Wärmeschutzmasse liegen kann, lassen sich aber ohne Schwierigkeit aufschrauben.

Bezüglich der Schmierung ist angenommen, daß das Öl in den Frischdampfstrom eingeführt wird.

Das Einformen des Zylinders zeigt die Abb. 1738. Dichten, gleichmäßigen Gusses wegen wird man den Zylinder stehend gießen, kommt aber wegen der oben betonten symmetrischen Gestaltung mit einer zerteiligen, längs der Hauptebene getrennten Form aus wenn man die Flansche für das Ein- und Ausströmrohr unter Ansetzen von Hilfskernen  $h_1$  und  $h_2$  ausbildet. Auf dem hinteren Flansch ist ein hoher verllorener Kopf, aufgesetzt. Die Form wird durch einen besonderen Eingußkanal mit vier Anschnitten



im steigenden Guß oder von oben durch einen in der Nebenskizze angedeuteten Rundlauftrichter gefüllt, der das Eisen längs des Hauptkernes gleichmäßig verteilt in die Form fließen läßt.

Die Bearbeitung durch Ausbohren der Lauffläche und der Schieberkastenstopfbüchse durch Abdrehen der Flansche, durch Hobeln oder Fräsen des Schieberspiegels und der Anschlußflansche für die Rohrleitungen bietet keine Schwierigkeiten. Um die Steuerkanten der Dampfkanäle genau auf Maß bearbeiten zu können, sind Hau- oder Fräseleisten  $f$  und  $g$ , Abb. 1742, vorgesehen.

**Zahlenbeispiel 9.** Einen größeren Niederdruckzylinder mit Hahnsteuerung der Wasserwerkmaschine der East Jersey Water Co. nach dem Entwurf von Professor Riedler und Stumpf gibt Abb. 1743 wieder. Der Durchmesser beträgt  $40''$ , der Kolbenhub  $42''$ . Die Maschinenwelle macht 80 Umdrehungen in der Minute. Die Wirkung der Steuerung war schon auf S. 970 näher erläutert worden. Zur Heizung dient ein Dampfmantel, der mit dem Zylinder zusammengegossen ist und dem Frischdampf durch zwei oben vorgesehene Bohrungen  $K$  zugeführt wird, während das Ableitungsrohr im tiefsten Punkt  $L$  angeschlossen ist. Zur Verringerung der Wärmeverluste ist zwischen dem Heizmantel und dem Ausströmkanal  $H$  eine Luftschicht eingeschaltet. Beim Guß wird der Mantelkern durch vier seitliche, weite Kern- und Putzöffnungen  $M$  und durch vier Längsstangen getragen, die durch die Löcher  $N$  in den Stirnwänden gehen. Zwei unter den Auslaßhahng Gehäusen angegossene Füße dienen zur Unterstützung des Zylinders auf gußeisernen Grundplatten, der Rand  $R$  zur Befestigung der Schwingscheibe der Hahnsteuerung. Das Verhältnis des Hahnbohrungsdurchmessers  $d$  zu dem des Zylinders  $D$  beträgt  $d : D = 8'' : 40'' = 0,2$ , das Verhältnis von  $d$  zur Kanalweite  $a$  am Einlaß  $\frac{d}{a} = \frac{8''}{2''} = 4$ , am Auslaß  $\frac{8''}{3''} = 2,67$ . Die Ein- und Ausströmschlitze sind durch je zwei Rippen versteift, haben unter Abzug derselben eine Breite  $b = 0,88 D$  und sind an den Enden durch Kreisbogen begrenzt, deren Mittelpunkte auf der Hauptmittellinie des Zylinders liegen, damit der Anschlußquerschnitt des Kanals am Zylinderumfang annähernd die gleiche Länge wie am Schieber bekommt. Die Rippen werden beim Guß zweckmäßigerweise nach der strichpunktiierten Linie in Abb. 1743 links nach dem Zylinderinnern zu verlängert, damit sie dicht werden und nicht reißen. Bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m = 2,845$  m/sek ergeben sich als mittlere Dampfgeschwindigkeiten: im Zuströmrohre  $A$  29,0, im Einströmschlitz 50,7, im Ausströmschlitz 33,9, im Ausströmrohr  $J$  23,2 m/sek.

An stehenden Maschinen findet man Zylinder nach Doerfel, Abb. 1744. Von den Schiebern liegen die beiden oberen seitlich vom Zylinder, die beiden unteren aber im Zylinderboden, wodurch die Anschlußschlitze zum Zylinder sehr kurz und der schädliche Raum klein ausfallen. Die Ein- und Ausströmkanäle sind seitlich, die Rohranschlüsse unten angeordnet, im ganzen eine sehr einfache und gute Gestaltung des Zylinders.

**Zahlenbeispiel 10.** Niederdruckzylinder mit Ventilsteuerung zur Wasserwerkmaschine, Tafel I. Durchmesser  $D_n = 800$  mm, Kolbenhub  $s_1 = 800$  mm, Dampfdruck in dem Falle, daß die Maschine als Betriebsmaschine verwendet wird und mit  $40\%$  Füllung im Hochdruckzylinder läuft, 2,7 at Überdruck. Größte Kolbenkraft  $P = 17400$  kg (vgl. S. 138).

Der Zylinder, Abb. 1745, wurde nach Tafel I als Rechtsmodell, entsprechend der Lage der Steuerwelle auf der rechten Seite, entworfen.

Aus der Breite  $B = 160$  mm des Kolbens, Abb. 1000, und dem Kolbenspiel in den Totlagen von je  $s_0 = 5$  mm, d. i.  $0,62\%$  des Kolbenhubes, ergibt sich die lichte Länge des Zylinders:

$$L = s_1 + B + 2 s_0 = 800 + 160 + 2 \cdot 5 = 970 \text{ mm.}$$

Der Laufzylinder ist in den Mantel, in welchen die Ventilräume unmittelbar eingegossen sind, eingeschrumpft und durch verstemmte Kupferringe an beiden Enden abgedichtet wie in Abb. 1754 gezeigt ist. Er wird durch Arbeitsdampf geheizt, indem dieser, von unten



durch den Stutzen *A* zuströmend, den Laufzylinder umspült, bei *B* in den oberen Längskanal *C* und während der Einströmzeiten durch die in den Räumen *D* und *E* sitzenden Einlaßventile, Abb. 820, in den Zylinder tritt. Die in *F* und *G* liegenden Auslaßventile, Abb. 822, geben den Dampf während der Auspuffzeit an den Kanal *H* mit dem Anschlußflansch *J* der Leitung zum Kondensator ab.

Die beiden Deckel sind besonders eingesetzt und werden durch Zweigleitungen mit Heizdampf versehen, die durch die Öffnungen  $M_1$  im Rahmen und  $M_2$  in der Deckelverkleidung zugeführt, in den obersten Punkten  $K_1$  und  $K_2$  angeschlossen und wegen der Ableitung des Niederschlagwassers in den tiefsten Punkten  $L_1$  und  $L_2$  wieder abgeführt sind.

Die Wandstärke  $s$  des Laufzylinders, stehender Guß vorausgesetzt, wird nach Formel (498):

$$s = \frac{D_n}{50} + 1,3 = \frac{800}{50} + 1,3 = 2,9 \text{ cm.}$$

Gewählt 30 mm, ein Maß, das auch bei der Durchbildung des Mantels und der Deckel zugrunde gelegt wurde. Die Beanspruchung durch den Betriebsdruck nach Formel (152a) für Rohre:

$$\sigma_z = \frac{D_n \cdot p}{2s} = \frac{80 \cdot 2,7}{2 \cdot 3} = 36 \text{ kg/cm}^2$$

ist sehr gering. An den Enden wurde der Laufzylinder auf Strecken von je 20 mm kegelig erweitert, um die äußeren Kolbenringe in den Totlagen 2 mm weit überschleifen zu lassen und den Einbau des Kolbens zu erleichtern.

Der den Laufzylinder umgebende Mantel ist weit gehalten in Rücksicht darauf, daß er als Aufnehmerraum in Frage kommt und beim Öffnen der Einlaßventile eine größere Dampfmenge darbieten soll, die zum Einströmen in den Zylinder bereit steht. Ausgehend von 175 mm lichtem Durchmesser des Zuströmrohrs *A* hätten  $\frac{175}{4} \approx 45$  mm Abstand zwischen dem Zylinder und dem Mantel genügt, wenn sich die Dampfgeschwindigkeit nicht ändern sollte. Gewählt 90 mm. Die Lage der Ein- und Auslaßzweibeln ist durch zwei Bedingungen gegeben, nämlich dadurch, daß die Mittelebenen der beiden Steuerungen 55 mm gegeneinander versetzt sein müssen und dadurch, daß die Anschlußkanäle am Zylinder nicht in die Laufbüchse einschneiden und die Abdichtung durch die verstemmten Kupferringe beeinträchtigen sollen. Beim Entwurf ist angenommen, daß die Auslaßexzenter innen liegen, die zugehörigen Ventile wurden somit für die Lage der Steuerebenen entscheidend.

Die Maße der Auslaßventile und Körbe waren auf S. 469 an Abb. 822 festgelegt worden. Durchtrittsquerschnitt  $f_a = 232 \text{ cm}^2$ . Für die Lichtweite  $d'$  des Raumes über dem Korb ist maßgebend, daß die Hälfte des Dampfes beim höchsten Hub des Ventiles von 191 mm Durchmesser um dessen oberen Rand herum soll ausströmen können. Deshalb muß:

$$\frac{\pi}{4} (d')^2 = \frac{\pi \cdot 19,1^2}{4} + \frac{f_a}{2} = 287 + 116 = 403 \text{ cm}^2; \quad d' = 22,7 \text{ cm}$$

sein; ausgeführt 240 mm.

Wenn nun im Verbindungskanal mit dem Zylinder die gleiche Geschwindigkeit wie im Ventil angenommen wird, so muß derselbe ebenfalls  $f_a = 232 \text{ cm}^2$  aufweisen. Dem entsprach ziemlich genau der halbe Querschnitt des eben berechneten Raumes, so daß der Kanal Halbkreisform bekommen und durch eine Viertelkugel von 120 mm Halbmesser in den Zylinder übergeführt werden konnte. Die Ventilmittellinie fällt danach mit der Kante des Laufmantels zusammen; ihre Entfernung von der Hauptmitte beträgt also 480 mm.

Der Auslaßkanal umschließt die Körbe zentrisch und wurde in Abb. 1745 so bemessen, daß er rings um den Korb herum  $\frac{f_a}{4} \text{ cm}^2$  Querschnitt besitzt. Dadurch ergab sich



eine Lichtweite von 380 mm bei 100 mm lichter Höhe. Auf dem Wege zum Abströmrohr bietet er dem Dampfe 380 cm<sup>2</sup> Querschnitt, d. i. das 1,64fache desjenigen des Ventils. Bei diesen Maßen wird auch der Kern  $H$  genügend widerstandsfähig. Der Ausströmrohranschluß von 225 mm Durchmesser, wie er auf S. 388 berechnet war, entspricht den deutschen Rohrnormen von 1882.

Die Lage der Einlaßventile ist durch  $480 + 55 = 535$  mm Entfernung beiderseits der Hauptmitte gegeben. Sie haben nach S. 467 und Abb. 820  $f_e = 190$  cm<sup>2</sup> Durchtrittsquerschnitt. Dort ist auch schon die Form der sie umschließenden Zylinderwand festgelegt. Die lichte Weite  $d'$  des Raumes  $E$ , Abb. 1745, der so bemessen sein muß, daß der Dampf um den Ventilkorboden von 200 mm Durchmesser denselben Querschnitt wie im Ventil findet, bestimmt sich aus:

$$\frac{\pi}{4} (d')^2 = \frac{\pi}{4} 20^2 + 190 = 504 \text{ cm}^2 \quad \text{oder} \quad d' \approx 250 \text{ mm Durchmesser.}$$

Der wiederum durch die Kante der Laufbüchse gegebene Eintrittsschlitz bekommt rund  $d' = 250$  mm Länge und muß daher  $\frac{190}{25} = 7,6$  cm Breite haben. Legt man schließlich den Ventilkorboden 30 mm über den höchsten Punkt der Schlitzkante, Abb. 820, so ergibt sich die Lage der Korbsitzflächen im Zylinder. Die untere kommt dabei über die Mantelwandung zu liegen, so daß der Ventilstutzen  $E$  hochgezogen werden muß. Dadurch fällt zwar der Kern verwickelter aus; es wird aber der Vorteil erreicht, daß die Dichtfläche weniger unter etwaigen Spannungen oder Verzerrungen des Mantels zu leiden hat.

Der Verbindungskanal  $C$  zu den Einlaßventilen umschließt die Einströmstutzen  $E$  mit 380 mm lichter Weite und bietet bei 95 mm Höhe  $38 \cdot 9,5 = 361$  cm<sup>2</sup>, d. i. rund den 1,5fachen Querschnitt, wie das Zuströmrohr.

Die Schrauben zur Befestigung der Steuerhauben sind durch den auf eine Kreisfläche von 250 mm Durchmesser am Einlaßventilkorb, Abb. 820, bzw. 256 mm Durchmesser am Auslaßventilkorb, Abb. 822, wirkenden Überdruck im Zylinder belastet, wurden aber in Rücksicht auf kräftiges Einpressen der Körbe reichlich bemessen. Gewählt 6 Stück  $\frac{3}{4}$ ''-Schrauben, Lochkreisdurchmesser 310 mm. Beanspruchung durch den Dampfdruck:

$$\sigma_z = \frac{\pi d^2 \cdot p}{4 z \cdot F_1} = \frac{\pi \cdot 25,6^2 \cdot 2,7}{4 \cdot 6 \cdot 1,96} = 118 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Anschluß des Einströmrohres von 175 mm Durchmesser ist ebenfalls nach den deutschen Rohrnormen von 1882 gestaltet.

Durch die Einlaßwiebeln ist nunmehr die Lage der Zylinderflansche gegeben. Läßt man diese der Bearbeitung wegen um 10 mm über die Wände des Einströmkanals hervortreten, so ergibt sich eine äußere Zylinderlänge, zwischen den Flanschen gemessen, von 1530 mm.

Flanschstärke:  $1,3 s = 1,3 \cdot 30$  rund 40 mm. Der Anschluß am Rahmen hat beim Vorwärtsgang des Kolbens die Kolbenkraft, äußerstenfalls also  $P = 17400$  kg, zu übertragen, preßt aber auch den vorderen Deckel gegen den Zylinder, der bei 2,7 at Überdruck während des Rückgangs des Kolbens mit  $\frac{\pi}{4} (91,8^2 - 10^2) \cdot 2,7 = 17660$  kg belastet ist, wenn man annimmt, daß der Dampfdruck bis zur Mitte der 18 mm breiten Packung vordringt. In beiden Fällen sind die Schrauben schwelend beansprucht. 12 Stück  $1\frac{1}{8}$ ''-Schrauben genügen.

$$\sigma_z = \frac{P_{\max}}{z \cdot F_1} = \frac{17660}{12 \cdot 4,50} = 327 \text{ kg/cm}^2.$$

Am hinteren Deckel wurde die Schraubenzahl einem Mindestabstand von 160 mm entsprechend, auf 20 vergrößert. Bei  $\frac{7}{8}$ ''-Schrauben wird:

$$\sigma_z = \frac{P_{\max}}{z \cdot F_1} = \frac{17660}{20 \cdot 2,72} = 325 \text{ kg/cm}^2.$$



Stützen für Sicherheitsventile von je 50 mm Durchmesser wurden dicht über den Ausströmventilen angebracht, damit etwa sich bildendes Niederschlagwasser in erster Linie abfließen kann.

Die Indikatorstützen, die wegen der Verbindungsstangen  $V$  zwischen Rahmen und Pumpe etwas schräg nach oben angeordnet werden mußten, sind auf Warzen  $W$  am Mantel besonders angeschraubt, um den Guß des Zylinders zu erleichtern.

Die Füße zur Unterstützung des hinteren Zylinderendes bilden die Fortsetzung des Flansches und ruhen auf gußeisernen Grundplatten, auf denen sie bei der Ausdehnung durch die Wärme gleiten können. Schließlich sind noch Stützen  $S$  zur Befestigung der beiden Steuerwellenlager am Mantel angegossen.

Ausbildung und Berechnung der Deckel. Ihre Höhe ergibt sich aus der gesamten und der lichten Länge des Zylinders. Wegen der Deckelheizung wurden sie doppelwandig und dem Kolben entsprechend mit ebenen Stirnwänden ausgebildet, die durch je sechs Rippen verbunden und versteift sind. Die letzteren werden außen und an der Stopfbüchswandung ausgespart, damit die Verteilung des Heizdampfes und der Abfluß des Niederschlagwassers erleichtert wird. Weite Kernlöcher sind durch eingeschraubte und verstemmte Pfropfen verschlossen. Beide Deckel können nach dem gleichen Modell geformt werden, unterscheiden sich aber durch die Größe der Flansche und die Naben zur Aufnahme der Stopfbüchsen.

Was ihre Festigkeitsverhältnisse anlangt, so erübrigt sich bei dem großen Abstand der Stirnwände voneinander und bei dem niedrigen Betriebsdruck die Berechnung der Deckel als Ganzes. Man kann sich darauf beschränken, die Festigkeit der zwischen den Rippen liegenden Stirnwandteile nachzuprüfen. Als eingespannte Platten von 310 mm Durchmesser aufgefaßt, würden sie bei  $k_b = 250 \text{ kg/cm}^2$  nach Formel (64) eine gleichmäßige Belastung von:

$$p = \frac{k_b \cdot s^2}{0,75 \cdot r_a^2} = \frac{250 \cdot 3^2}{0,75 \cdot 15,5^2} = 12,5 \text{ at}$$

tragen können, die gegenüber dem Betriebsdruck von 2,7 at und dem Druck des Heizdampfes, der etwa auf der gleichen Höhe wird gehalten werden, völlig ausreichend erscheint.

Die Verkleidung besteht aus zwei auf dem Rahmen und dem hinteren Zylinderflansch sitzenden gußeisernen Kappen  $N_1$  und  $N_2$ , dem aus Ganzblech gebogenen Mantel  $O$  und der gußeisernen Verschalung  $P$  des hinteren Deckels. Die ersten beiden hüllen die Wärmeschutzmasse ein, mit welcher der Zylinder zur Beschränkung der Ausstrahlung umgeben ist und sind von der Deckelverschalung getrennt gehalten, damit der Wärmeschutz vor Beschädigungen bewahrt bleibt, wenn der Zylinderdeckel, der Kolben oder die Kolbenstange ausgebaut werden. Das Mantelblech ist noch durch zwei schmiedeiserne Ringe gestützt und durch zwei Spannbänder aus gezogenem Eisen auf den Umfängen der Kappen zusammengehalten. Die Deckelverschalung mußte wegen der Deckelschrauben und des Anschlusses am Stopfbüchsenflansch eine gewölbte Form bekommen.

Um nicht zu weit ausladende Arme am Pumpenkörper für die Verbindungsstangen  $V$  zum Rahmen zu erhalten, wurden die letzteren durch die Verkleidung hindurchgezogen, was bei den mäßigen Wärmegraden im Niederdruckzylinder unbedenklich erscheint. Dadurch ergab sich eine Mittenentfernung derselben von 1220 mm.

Für die Schmierung sind im Scheitel des Einströmkanals  $C$  zwei Röhrechen vorgesehen, von denen der vorbeistreichende Dampf das Öl abnimmt.

Die Bearbeitung der Lauffläche und der Hauptflansche ist auf einer Zylinderbohrmaschine mit einer kräftigen Spindel sehr bequem möglich. Auch die der Ein- und Ausläßventilstützen bietet auf einem Senkrechtbohrwerk keine Schwierigkeit, da der Zylinder sicher auf den gleich hoch gehaltenen Arbeitsflächen der Stützen und der Anschlußflächen der Ein- und Ausströmröhre gestützt werden kann, die zweckmäßigerweise zuerst abgehobelt werden.



**Zahlenbeispiel II.** Hochdruckzylinder der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Zylinderdurchmesser  $D_h = 450$  mm, Hub  $s_1 = 800$  mm. Betriebsmittel: auf  $300^{\circ}$  überhitzter Dampf von  $p = 12$  at.

Eine ähnliche konstruktive Durchbildung wie die des eben beschriebenen Niederdruckzylinders ist wegen der Wärmespannungen infolge der hohen Betriebstemperatur, wie schon in den allgemeinen Ausführungen über Dampfzylinder angedeutet wurde, ausgeschlossen. In erster Linie wurde der Laufzylinder möglichst einfach gestaltet, und zwar von den Ventilgehäusen getrennt, als ein Drehkörper ohne Rippen oder sonstige Ansätze ausgebildet, Abb. 1755. Auch der Heizmantel ist weggelassen, da Heißdampf in der ersten Stufe nur geringe Niederschlagmengen gibt. Die Zylinderköpfe wurden,

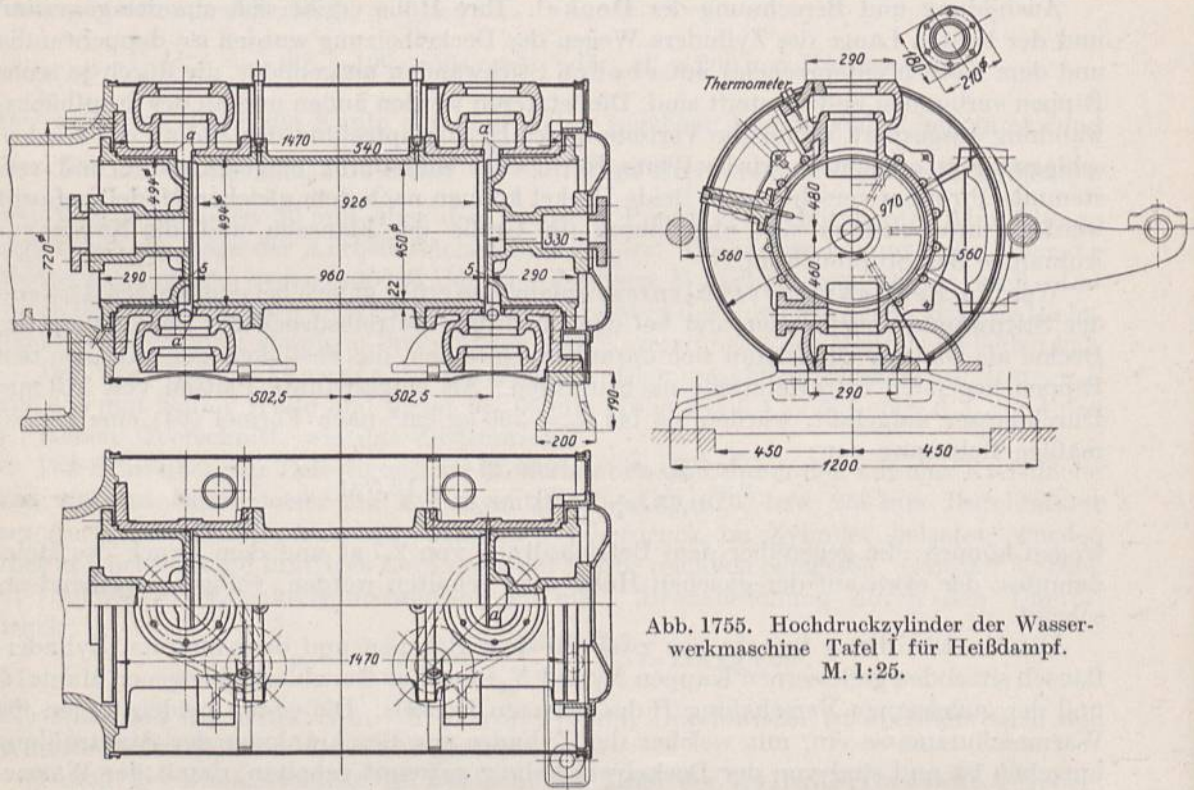


Abb. 1755. Hochdruckzylinder der Wasserwerkmaschine Tafel I für Heißdampf.  
M. 1:25.

soweit möglich, symmetrisch zur senkrechten Längsebene gehalten. Zwar wäre die Zulieferung des Dampfes durch einen angegossenen Kanal billig gewesen, hätte aber einseitige, sehr starke Erwärmungen des Kopfes, Verzerrungen und Wärmespannungen zur Folge gehabt. Die schmiedeeisernen Zuführrohre sind vielmehr getrennt gehalten und unmittelbar an die Einlaßwiebeln angeschlossen. Auch wurden die Verbindungsstangen zwischen dem Rahmen und der Pumpe in Rücksicht auf die höheren Wärmegrade außerhalb der Verkleidung angeordnet. Ihr Abstand konnte trotzdem auf 1120 mm verringert werden. Die Steuerungen der Ein- und Auslaßventile liegen in ein und derselben Ebene, so daß auch die Ventilmitten zusammenfallen.

Der Zylinder ist als Linksmodell entworfen. Durch die Bedingung, daß die Kolbenstange die gleichen Abmessungen wie auf der Niederdruckseite haben soll, sind die Hauptlängenmaße und die Deckelhöhen im wesentlichen festgelegt. Die lichte Länge des Zylinders ist die gleiche wie auf der Niederdruckseite:  $L = 970$  mm. Wandstärke  $s$  des Laufzylinders aus Gußrücksichten bei stehendem Guß gemäß (498):

$$s = \frac{D_h}{50} + 1,3 = \frac{45}{50} + 1,3 = 2,2 \text{ cm.}$$



Beanspruchung durch den Betriebsdruck:

$$\sigma_z = \frac{D_h \cdot p}{2s} = \frac{45 \cdot 12}{2 \cdot 2,2} = 123 \text{ kg/cm}^2. \text{ Zulässig.}$$

Anschlußschrauben der Zylinderköpfe, Abb. 1757. Lochkreisdurchmesser geschätzt zu 570 mm. Schraubenzahl bei rund 120 mm Abstand:  $z = \frac{\pi \cdot 57}{12} = 14,9$ .

Gewählt 16 Schrauben. Kraft, die auf eine von ihnen entfällt, unter der ungünstigen Annahme, daß der volle Druck noch 10 mm tief in die Fuge eindringt, also auf einer Kreisfläche von  $D' = 514$  mm Durchmesser wirkt:

$$Q = \frac{\pi (D')^2}{4} \cdot \frac{p}{z} = \frac{\pi \cdot 51,4^2}{4} \cdot \frac{12}{16} = 1560 \text{ kg.}$$

Bei sorgfältiger Herstellung reichen nach Abb. 378 bei  $c = 0,045 \frac{1}{8}''$ -Schrauben aus.

Flanschstärke  $h = 1,5s = 1,5 \cdot 2,2 = 3,3$  cm. Gewählt 35 mm. Biegebeanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot z \cdot Q \cdot a}{\pi D_a \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 16 \cdot 1560 \cdot 3,8}{\pi \cdot 49,4 \cdot 3,5^2} = 300 \text{ kg/cm}^2.$$

An den Enden ist der Laufzylinder auf Strecken von je 17 mm Länge kegelig erweitert.

Im Scheitel münden zwei Leitungen, durch welche Öl unter Druck zugeführt wird.

Die beiden Zylinderköpfe tragen die Ein- und Auslaßzwiebeln mit den zugehörigen Flanschen, ferner Stützen für die Steuerwellenlager und die wegen der Verbindungsstangen wiederum schräg nach oben angeordneten Indikatorbutzen; der hintere außerdem noch einen Fuß. Sie haben die gleiche Grundform, so daß ein und dasselbe Modell und dieselben Kernkästen benutzt werden können, werden aber rechts und links durch die verschiedenen Stützen und unterscheiden sich noch durch die Größe der Anschlußflansche. Die Ein- und Auslaßzwiebeln sind senkrecht übereinander angeordnet, so daß sie leicht mit einer durchlaufenden Bohrspindel bearbeitet werden können, in Rücksicht auf welche die Aussparungen  $a$  in den Verbindungsschlitz zum Zylinder vorgesehen sind. Ihre Lage zur Zylindermitte ist wieder dadurch gegeben, daß die eben erwähnten Schlitz nicht in den Laufmantel einschneiden sollen. Für den Auslaßschlitz wird bei  $v_{\max} = 40$  m/sek Dampfgeschwindigkeit:

$$f_a = \frac{F \cdot c_{\max}}{v_{\max}} = \frac{1512 \cdot 2,095}{40} = 79,2 \text{ cm}^2.$$

Die lichte Weite des Halses der Auspuffzwiebel ergab sich bei der Durchbildung des Ventils, die in ganz ähnlicher Weise erfolgte, wie am Niederdruckzylinder beschrieben, zu 170 mm. Gibt man dem Schlitz die gleiche Länge, so wird die nötige Breite  $\frac{79,2}{17} = 4,66 \text{ cm} \approx 45 \text{ mm}$  und die Entfernung der Zwiebelmitte von der des Zylinders

$480 + 22,5 = 502,5 \text{ mm}$ . Die Lage des einen Flansches am vorderen Kopf ist durch den Anschluß am Rahmen gegeben, die des anderen so gewählt, daß er sich zur Beschränkung der Gußspannungen unabhängig von den Zwiebeln ausbilden ließ. Dadurch greifen die Ventilköpfe weit über den Laufzylinder hinweg, auf den sie zweckmäßigerweise warm aufgezogen werden, wenn auch nur mit geringer Spannung, damit sich etwaige Verzerrungen der Köpfe beim Betriebe nicht störend bemerkbar machen. Der Fuß wurde durch Verlängerung des hinteren Flansches gebildet und leichter Bearbeitung wegen mit der Unterfläche der Auslaßzwiebel und des Ausströmstutzens auf gleiche Höhe gelegt.

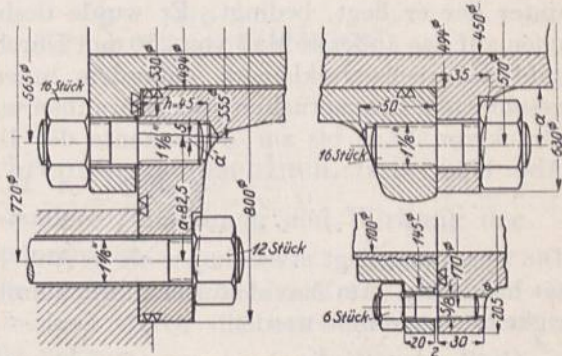


Abb. 1756 bis 1758. Flanschverbindungen am Zylinder Abb. 1755. M. 1:5. Abb. 1756. Anschluß am Rahmen und Verschraubung des vorderen Deckels. Abb. 1757. Verschraubung der Köpfe mit dem Laufzylinder. Abb. 1758. Anschluß des Zuleitungsrohres.



Er ruht auf einer gußeisernen Brücke, die den Kanal im Fundament unter den Auslaßventilen überspannt und auf der er wegen der Ausdehnung des Zylinders infolge der hohen Betriebstemperaturen muß gleiten können. Die Indikatorstutzen würden, unmittelbar angegossen, das Einformen und den Guß erschwert haben; sie sind deshalb wiederum besonders angeschraubt.

Der Anschluß des Einströmröhres hätte nach den Normalien der Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung von 1912 ausgeführt, einen Flanschdurchmesser von 240 mm bekommen müssen und dadurch einen sehr großen Durchmesser der Verkleidung, unter der er liegt, bedingt. Er wurde deshalb nach dem Hilfsriß in Abb. 1755 rechts oben auf das äußerste Maß von 210 mm Durchmesser unter Verminderung der Schraubenzahl auf sechs verkleinert, außerdem innen und außen noch auf 180 mm Breite abgeschnitten. Beanspruchung der Schrauben unter der ungünstigen Annahme, daß der volle Druck von 12 at bis zur Außenkante der Dichtleiste vom Durchmesser  $d_a = 145$  mm, Abb. 1758, wirkt:

$$\sigma_z = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{d_a^2 \cdot p}{z \cdot F_1} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{14,5^2 \cdot 12}{6 \cdot 1,31} = 252 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Spannung liegt etwas höher als in Abb. 378 für  $c = 0,045$  angegeben, erscheint aber noch zulässig. Am Ausströmflansch konnten die normalen Abmessungen ohne Schwierigkeit eingehalten werden.

Größe der Sicherheitsventile:  $d = \frac{1}{10} \cdot D_h = 45$  mm. Sie sind dicht über den Ausströmventilen angeordnet. Die Deckel ließen sich, da sie nicht geheizt werden sollen, als einseitig offene Rippenkörper ausbilden, die sich nur durch die Einsätze für die Stopfbüchse unterscheiden. Dabei bietet die große Tiefe die Möglichkeit, sie reichlich mit Wärmeschutzmasse zu füllen und die Ausstrahlung des Zylinders zu vermindern, die Stopfbüchsen aber weit nach außen zu legen und sie so den hohen Wärmegraden im Zylinder zu entziehen. Außen sind die Deckel durch ebene Blechscheiben abgeschlossen.

Berechnung der Deckel. Wandstärke gleich Zylinderwandstärke = 22 mm. Beanspruchung der durch sechs Rippen versteiften Stirnwände des vorderen Deckels, als ebene, am Rande eingespannte Platten von 160 mm Durchmesser aufgefaßt, nach (64):

$$\sigma = 0,75 \cdot p \cdot \frac{r_a^2}{s^2} = 0,75 \cdot 12 \cdot \frac{8^2}{2,2^2} = 119 \text{ kg/cm}^2; \text{ niedrig.}$$

Die Deckelschrauben und der Flansch sind auf S. 249, die Stopfbüchsen auf S. 592 berechnet und dargestellt.

Die Verkleidung wurde ähnlich, wie am Niederdruckzylinder ausgebildet, aber zugunsten eines dicken Wärmeschutzes weit gehalten. Gleichartigen Aussehens wegen hat auch die Deckelverschalung gewölbte Form.

Berechnung der Zylinderköpfe. Die Wandstärke wurde ebenso groß wie am Laufzylinder — 22 mm — genommen. Der Anschlußflansch am Rahmen, Abb. 1756, mußte in Rücksicht auf den großen Lochkreisdurchmesser von 720 mm, der durch die Gestalt des Rahmens, Abb. 1698, gegeben ist, kräftig gehalten werden. Er ist am stärksten belastet, wenn der Dampf hinter dem Kolben wirkt, da er dann die Kolbenkraft, die auf S. 138 zu  $P_h = 16900$  kg ermittelt ist, auf den Rahmen zu übertragen hat. Sie beansprucht die Verbindungsschrauben auf Zug. Der Raum vor dem Kolben ist während dieser Zeit mit dem Aufnehmer verbunden; in ihm herrscht eine Spannung von 1,1 at Überdruck, die den vorderen Deckel mit  $P' = \frac{\pi}{4} \cdot 51,2^2 \cdot 1,1 = 2265$  kg belastet. Auch diese Kraft wirkt, da sie die Deckelschrauben auf Zug in Anspruch nimmt, in gleichem Sinne wie  $P_h$ . Wenn zunächst die Zylinderwandstärke zur Erreichung eines allmählichen Übergangs von 22 auf 30 mm, einem Durchmesser von 555 mm an der Ansatzstelle entsprechend, erhöht wird, so beträgt der radial gemessene Hebelarm, an dem die Rahmen-

schrauben angreifen, noch  $a = \frac{720 - 555}{2} = 82,5$  mm, der Hebelarm  $a'$ , an dem die



Deckelschrauben wirken, 5 mm, wenn man den Lochkreisdurchmesser wie am hinteren Deckel nach S. 250 zu 565 mm wählt. Läßt man eine Beanspruchung von  $k_b = 250 \text{ kg/cm}^2$  zu, so folgt die Flanschhöhe  $h$  aus:

$$h^2 = \frac{6(P_h \cdot a + P' \cdot a')}{\pi \cdot D' \cdot k_b} = \frac{6(16900 \cdot 8,25 + 2265 \cdot 0,5)}{\pi \cdot 55,5 \cdot 250} = 19,3; \quad h = 4,4 \text{ cm.} \quad \text{Ausgeführt 45 mm.}$$

Zur Befestigung des Deckels wurden Stift-, zum Anschluß am Rahmen Durchsteckschrauben genommen. Für die letzteren reichen 12 Stück  $1\frac{1}{8}$ "-Schrauben aus, die durch je:

$$Q = \frac{16900}{12} \approx 1410 \text{ kg} \quad \text{oder} \quad \sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{1410}{4,5} = 314 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht sind.

## B. Zylinder an Verbrennungsmaschinen.

### 1. Allgemeine Gesichtspunkte, insbesondere Entstehung und Wirkung der Wärmespannungen.

Die Gestaltung von Zylindern für Verbrennungsmaschinen muß vor allem auf die schwierigen Betriebsbedingungen, gekennzeichnet durch die beträchtlichen Betriebsdrücke bei hohen Wärmegraden, Rücksicht nehmen. Die Drücke erreichen bei Verpuffungsmaschinen normalerweise 25 at (vgl. S. 552), werden aber durch Frühzündungen nicht selten um 50—80% erhöht, wenn das Gemisch nach Abb. 1759 schon während des Verdichtungshubes etwa durch glühende Rückstände entzündet wird. Die vorzeitig im Punkt *A*, statt in *B* einsetzende Verbrennung läßt den Druck rasch auf *C* und damit auch die Verdichtungsendspannung auf *D* unter starker Überlastung des Zylinders, des Kolbens, der Deckel und des Triebwerks steigen. Bei Maschinen mit Selbstzündung beträgt der Verbrennungsdruck gewöhnlich 35 bis 40 at; auch er kann bei undichter Einspritzvorrichtung durch vorzeitige Verbrennung erheblich gesteigert werden.

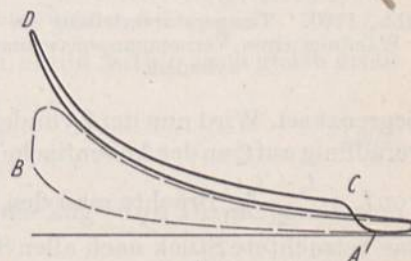


Abb. 1759. Drucksteigerung in einer Viertaktverbrennungsmaschine infolge Frühzündung im Punkte *A*.

Die hohen Temperaturen der verbrennenden Gase, die 1600 und mehr Grad erreichen, verlangen eine kräftige Kühlung des Zylinders, die sich auch auf die gesamte Fläche, die der Kolben bestreicht, erstrecken soll, weil sonst ungleichmäßige Erweiterungen des Zylinders und Undichtheiten entstehen und weil es auch gilt, den Kolben zu kühlen. Die Kühlung bedingt aber ein starkes Wärmegefälle und damit beträchtliche Wärmespannungen in den Wandungen. Solche sind schon in einem Zylinder einfachster Form unvermeidlich. Sie bestehen aus Beanspruchungen auf Druck in den inneren und auf Zug in den äußeren Schichten der Wandung und treten sowohl als Längsspannungen, parallel zur Zylinderachse, wie als Ringspannungen in tangentialer Richtung auf.

Die Außenfläche der Zylinderwand ist, wenn die Maschine bei einer bestimmten Leistung in den Beharrungszustand gekommen ist, der stetgleichen Kühlwassertemperatur, ihre Innenfläche dagegen den bei jedem Arbeitsspiel in weiten Grenzen wechselnden Temperaturen der Verbrennungsgase ausgesetzt. Die letzteren erzeugen Temperaturschwankungen in den innersten Wandungsschichten, die sich aber wegen der schlechteren Wärmeleitung zwischen dem Gas und der Wandung in viel engeren Grenzen bewegen und nur bis zu geringer Tiefe dringen. Eichelberg [XXIII, 5] ermittelte an einem Zweitakt-dieselmotorenzylinder, daß die Temperatur der Gase zwischen 100 und 1600° lag und im Mittel 560° betrug, daß die Wandungstemperatur dagegen nur um + 14 und — 8° von der mittleren (205°) abwich, und daß diese Schwankungen etwa 5 mm tief reichten. In Abb. 1760, wo die Temperaturen in den einzelnen Schichten senkrecht zur Linie *AB*



aufgetragen wurden, sind die Schwankungen durch das Feld  $EFD$  angedeutet. Von  $F$  ab stellt sich ein unveränderlicher Wärmestrom und ein geradlinig verlaufendes Wärmegefälle  $FG$  ein. Der Temperatursprung zwischen der Wandungaußenfläche und dem Kühlwasser betrug  $50^\circ$ , ist also infolge der besseren Wärmeleitverhältnisse viel geringer als an der Innenfläche. Verlängert man die Linie  $GF$  bis zum Schnitt mit der Innenwandung in  $C$ , so ergibt sich ein Grundwärmegefälle von  $t_i = 205$  auf  $t_a = 90$ , also um  $115^\circ$ .

Zunächst seien die durch dieses Grundgefälle  $CG$  bedingten Spannungen ermittelt. Zu dem Zwecke denkt man sich aus einem Zylinder vom Innenhalbmesser  $r_i$  und vom Außenhalbmesser  $r_a$  ein keilförmiges Stück, Abb. 1761 links, herausgeschnitten, das durch zwei senkrecht zur Zylinderachse stehende Ebenen im Abstände  $z$  und zwei unter dem kleinen Winkel  $\zeta$  geneigte, durch die Zylinderachse gehende Ebenen

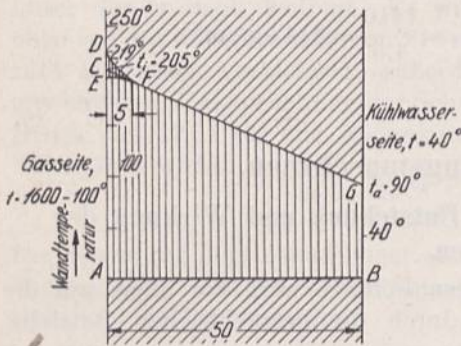


Abb. 1760. Temperaturverteilung in der Wandung eines Verbrennungsmaschinenzylinders.

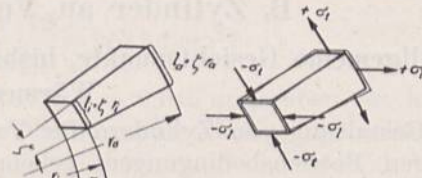


Abb. 1761. Zur Ermittlung der Wärmespannungen in einem Zylinder.

begrenzt sei. Wird nun der Zylinder so erhitzt, daß die Temperatur von  $t_i^0$  an der Innenfläche geradlinig auf  $t_a^0$  an der Außenfläche fällt, so herrscht in der mittleren Schicht eine Temperatur von  $t_m = \frac{t_i + t_a}{2}$ . Brächte man den gesamten Zylinder auf diese Temperatur, so würde sich das betrachtete Stück nach allen Seiten hin gleichmäßig vergrößern, jedoch spannungsfrei und geometrisch ähnlich bleiben, wie es in Abb. 1761 rechts in dünnen Umrissen wiedergegeben ist. Eine Faser am äußeren Umfang von der ursprünglichen Länge  $l_a = \zeta \cdot r_a$  würde dabei um das Maß  $\zeta \cdot r_a \cdot \frac{t_i + t_a}{2} \cdot \gamma$  verlängert werden, wenn  $\gamma$  die Wärmeausdehnungszahl des verwandten Werkstoffes ist. Unter der Wirkung der tatsächlichen Temperatur  $t_a$  verlängert sie sich jedoch nur um  $\zeta \cdot r_a \cdot t_a \cdot \gamma$ . Der Unterschied:

$$\begin{aligned} \lambda &= \zeta \cdot \gamma \cdot r_a \left( \frac{t_i + t_a}{2} - t_a \right) \\ &= \zeta \cdot \gamma \cdot r_a \cdot \frac{t_i - t_a}{2} \end{aligned}$$

muß durch tangentielle Zugspannungen aufgebracht werden, wenn der Zylinder seine Gestalt behalten soll. Die auf die Längeneinheit bezogene tangentielle Dehnung wird  $\epsilon_t = \frac{\lambda}{l_a} = \gamma \frac{t_i - t_a}{2}$ . Ähnliches gilt auch in Richtung der Zylinderachse; insbesondere unterliegen die Fasern einer gleich großen Dehnung  $\epsilon_l = \gamma \frac{t_i - t_a}{2}$ , wie sich auf ganz entsprechende Weise wie eben zeigen läßt, so daß auch die Anstrengungen  $\sigma_t$  und  $\sigma_l$  gleich groß sein müssen. Ihr wirklicher Wert ergibt sich, wenn man die Dehnung  $\epsilon_t$  durch beide erzeugt denkt: ist  $\alpha$  die Elastizitätszahl und  $m$  das Querdehnungsverhältnis des Werkstoffes, so ist:

$$\epsilon_t = \alpha \cdot \sigma_t - \frac{1}{m} \cdot \alpha \cdot \sigma_l \tag{503}$$

und bei  $\sigma_l = \sigma_t$ :

$$\sigma_t = \sigma_l = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{\epsilon}{\alpha} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{t_i - t_a}{2} \tag{504}$$



In gußeisernen Wandungen wird mit  $m = 5$ :

$$\sigma_t = \sigma_l = 1,25 \frac{\gamma}{\alpha} \frac{t_i - t_a}{2}, \quad (505)$$

in schmiedeisernen mit  $m = \frac{10}{3}$ :

$$\sigma_t = \sigma_l = 1,43 \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{t_i - t_a}{2}. \quad (506)$$

Gleich hohe Anstrengungen, aber auf Druck, entstehen, Unveränderlichkeit der Dehnungszahl  $\alpha$  vorausgesetzt, an der Innenfläche des Zylinders, wo sich die Faser von der Länge  $l_i = \zeta r_i$  unter der Wirkung von  $t_i^0$  um das Maß  $\zeta \cdot r_i t_i \cdot \gamma$  auszudehnen sucht, während einer gleichmäßigen Erwärmung auf  $\frac{t_i + t_a}{2}$  nur eine Verlängerung um  $\zeta \cdot r_i \frac{t_i + t_a}{2} \cdot \gamma$  entspricht. Der Unterschied, d. i. die notwendige Verkürzung der Faser, beträgt:

$$\delta = \zeta \cdot r_i \gamma \left( t_i - \frac{t_i + t_a}{2} \right) = \zeta r_i \cdot \gamma \cdot \frac{t_i - t_a}{2}.$$

Die auf die Längeneinheit bezogene Stauchung der inneren Faser  $-\varepsilon = -\frac{\delta}{l_i} = -\gamma \cdot \frac{t_i - t_a}{2}$  ist zahlenmäßig ebenso groß, wie die Dehnung der äußeren, ergibt mithin auch gleich große Anstrengungen:

$$\sigma_t = \sigma_l = -\frac{m}{m-1} \frac{\gamma}{\alpha} \frac{t_i - t_a}{2}. \quad (504)$$

Der Spannungsverlauf in der Wandung ist geradlinig; die Zug- und Druckspannungen halten sich gegenseitig im Gleichgewicht.

Die eben abgeleiteten Formeln gelten für den Fall, daß die Ausbildung der Formänderungen, welche die Erwärmung in den einzelnen Schichten hervorzurufen sucht, vollständig gehindert ist. Das trifft z. B. für den mittleren Teil eines längeren Zylinders zu, der überall gleich großem Wärmegefälle ausgesetzt ist, jedoch nicht für Zylinder von Verbrennungsmaschinen in mehrfacher Beziehung, denn:

1. ist das Wärmegefälle in den einzelnen Querschnitten verschieden, weil die Temperatur bei der Ausdehnung der Gase rasch sinkt, so daß nur ein verhältnismäßig kurzes Stück des Zylinders der Einwirkung der höchsten Temperatur und dem entsprechend hohen Wärmegefälle ausgesetzt ist, in den übrigen Teilen aber günstigere Verhältnisse vorliegen;

2. können sich die Formänderungen an den Enden der Zylinder mehr oder weniger weitgehend unter Verminderung der Längsspannungen ausbilden, an den freien Enden von Laubbüchsen sogar vollkommen, Abb. 1762 links, so daß die Längsspannungen dort Null werden;

3. können erhebliche Störungen der Spannungsbildung durch Unterbrechungen der Lauffläche oder durch Anhäufungen des Werkstoffes eintreten. Je nach den Umständen erhöhen oder erniedrigen solche Störungen die Spannungen.

Für einen einfachen Zylinder folgt aus Punkt 2, daß die aus der Formel (504) berechnete Anstrengung einen oberen Grenzwert darstellt. Einen unteren Grenzwert  $\sigma'_l$  gewinnt man, wenn man in der Beziehung (503)  $\sigma_l = 0$  setzt:

$$\sigma'_l = \frac{\varepsilon_l}{\alpha} = \pm \frac{\gamma}{\alpha} \frac{t_i - t_a}{2}. \quad (507)$$

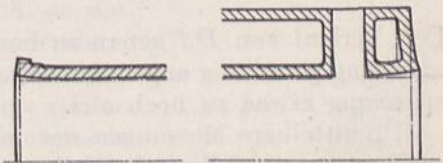


Abb. 1762. Formänderungen an den Enden offener und doppelwandiger Zylinder.



Bei der Anwendung der an einem Zylinder abgeleiteten Formel auf anders gestaltete Teile ist zu untersuchen, ob die Ausbildung der Formänderungen durch das Wärmegefälle vollständig gehindert ist. Andernfalls treten z. B. an geeignet gestalteten kegeligen oder kugeligen Deckeln beträchtliche Verminderungen der Spannungen ein.

Die durch die Temperaturzuckungen  $CD$  und  $CE$ , Abb. 1760, bedingten Zusatzspannungen lassen sich annähernd wie folgt ermitteln auf Grund zweier Bedingungen: daß 1. die radialen Ebenen des Zylinders eben bleiben und daß 2. die Summe der durch die Erhitzung erzeugten Zug- und Druckkräfte Null sein muß.

In Abb. 1763 ist der Temperaturverlauf in einem Querschnitt durch den Zylinder in dem Augenblick des stärksten Ausschlages vergrößert durch die Linie  $DF$  gegenüber der senkrecht zur Wandung gelegten Grundlinie  $CFG$  dargestellt. Die im Gebiet  $CFD$  liegenden Fasern suchen sich den Ordinaten von  $DF$  gemäß auszudehnen, werden aber daran durch die sie umgebenden Schichten gehindert und kommen so unter Druckspannungen, denen Zugkräfte in den äußeren Fasern das Gleichgewicht halten. Unter der Voraussetzung, daß die Spannungen den durch die Wärme bedingten Dehnungen verhältnismäßig sind, wird auch der Verlauf der Druckspannungen der Linie  $FD$  entsprechen. Die Zugspannungen sind dann durch die Ordinaten der Fläche  $FGHJ$  dargestellt, die so gewählt ist, daß  $FG$  und  $JH$  durch die Zylinderachse gehen, also radial gerichtet sind und daß ihr Flächeninhalt gleich dem der Fläche  $KJD$  ist, in Erfüllung der beiden oben angeführten Bedingungen. Die Strecke  $KD$  ist verhältnismäßig der größten an der Innenfläche auftretenden Anstrengung auf Druck,  $GH$  derjenigen auf Zug an der Außenfläche des Zylinders. Ihre zahlenmäßige Größe folgt an Hand der Temperaturen, denen  $KD$  und  $GH$  entsprechen ( $KD = t'_i = 13^\circ$ ,  $GH = t'_a = 1^\circ$ ):

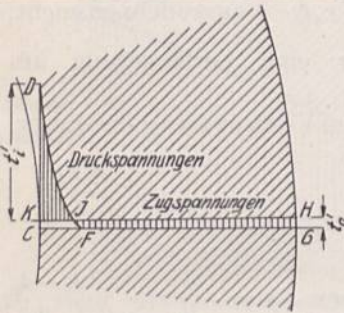


Abb. 1763. Zur Ermittlung der zusätzlichen Wärmespannungen.

$$\sigma'_i = 1,43 \frac{\gamma}{\alpha} t'_i; \quad \sigma'_a = 1,43 \cdot \frac{\gamma}{\alpha} t'_a. \quad (508)$$

Den Verlauf von  $DJ$  genau zu bestimmen, ist sehr umständlich; wird er in erster Annäherung geradlinig angenommen, so fällt die Druckspannung etwas zu niedrig, die Zugspannung etwas zu hoch aus.

Unmittelbare Messungen der in den Zylinderwandungen auftretenden Wärmegrade ergaben an einer Viertakt-U-Bootmaschine ein Gefälle von  $86^\circ$ . Noch größer sind die Temperaturunterschiede in den Wandungen von Zweitaktmaschinen. Das von Eichelberg [XXIII, 5] an einem Schiffsdieselmotor von Sulzer gefundene größte Wärmegefälle von  $110$  bis  $120^\circ$ , das, von der auf der Kühlwasserseite gemessenen Temperatur ausgehend, berechnet wurde, dürfte nahe der zulässigen oberen Grenze liegen, da an einem Versuchszyylinder der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg [XXIII, 6], an dem  $300,5^\circ$  an der Innen-,  $144,5^\circ$  an der Außenfläche, also  $156^\circ$  Gefälle gemessen wurden, stählerne Kühlringe im Innern des Zylinders eingebaut werden mußten.

**Zahlenbeispiel 12.** An dem oben erwähnten gußeisernen Laufzylinder mit  $120^\circ$  Temperaturgefälle entstehen bei einer Ausdehnungszahl  $\gamma = 0,0000115$  und einer Elastizitätszahl  $\alpha = \frac{1}{1000000} \text{ cm}^2/\text{kg}$  tangentielle Anstrengungen, die nach den Formeln (505) und (507) zwischen:

$$\sigma_t = \pm 1,25 \frac{\gamma}{\alpha} \frac{t_i - t_a}{2} = \pm 1,25 \cdot 0,0000115 \cdot 1000000 \cdot \frac{120}{2} = \pm 863$$

und

$$\sigma'_t = \pm \frac{\gamma}{\alpha} \frac{t_i - t_a}{2} = \pm 690 \text{ kg/cm}^2$$

liegen.



Zu ihnen treten noch die durch den Betriebsdruck bedingten Spannungen. An der Stelle des höchsten Wärmegefälles hatte die Laufbüchse bei 520 mm Bohrung eine Wandstärke  $s = 50$  mm, war jedoch durch eine Verdickung am Ende erheblich verstärkt. Bei  $p_i = 40$  at Verbrennungsdruck ergibt sich aus der Kurve  $bb$  der Abb. 59 mit:

$$\frac{r_a}{r_i} = \frac{31}{26} = 1,192, \quad \sigma_{z\max} = 6,06 \cdot p_i$$

oder aus Formel (58a) eine größte Anstrengung an der Zylinderinnenfläche von:

$$\sigma_{z\max} = p_i \frac{0,7 \cdot r_i^2 + 1,3 r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} = 40 \frac{0,7 \cdot 26^2 + 1,3 \cdot 31^2}{31^2 - 26^2} = 242 \text{ kg/cm}^2,$$

an der Außenfläche nach (59):

$$\sigma_z = 2 \cdot p_i \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} = 2 \cdot 40 \cdot \frac{26^2}{31^2 - 26^2} = 190 \text{ kg/cm}^2,$$

Werte, die sicher wegen der Verstärkung des Zylinderendes zu hoch sind. Nimmt man schätzungsweise nur die Hälfte an, so steigt die Zugbeanspruchung an der Außenfläche immerhin auf 785 bis 958 kg/cm<sup>2</sup> und sinkt an der Innenfläche auf — 569 bis 742 kg/cm<sup>2</sup>. Die Wärmespannungen infolge der Temperaturschwingungen treten nicht gleichzeitig mit den Beanspruchungen durch den höchsten inneren Druck auf, sondern hinken diesen zeitlich nach, so daß auch keine Summierung der in Frage kommenden Beanspruchungen eintritt. Sie sind aber nicht unbedeutend:

$$\sigma'_i = -1,25 \cdot \frac{\gamma}{\alpha} \iota'_i = -1,25 \cdot 0,0000115 \cdot 1000000 \cdot 13 = -187 \text{ kg/cm}^2$$

Druckspannung an der Innenfläche,

$$\sigma'_a = 1,25 \cdot 0,0000115 \cdot 1000000 \cdot 1 = +14,4 \text{ kg/cm}^2$$

Zugspannung an der Außenfläche. Eine nähere Untersuchung der Temperatur- und Spannungsverteilung an Zylindern und Deckeln siehe [XXIII, 5].

Die gefundenen Werte sind auch insofern zu hoch, als die Elastizitätszahl  $\alpha$  an Gußeisen nicht unveränderlich, sondern von der Art der Beanspruchung, auf Druck oder Zug, abhängig ist und mit steigender Zugspannung zunimmt. Daher wird der Spannungsverlauf in der Zylinderwandung nicht geradlinig nach  $CDE$ , Abb. 1764, sein, wie bei der Berechnung angenommen, sondern einer Kurve  $F'GH$  folgen, ähnlich, wie es in gußeisernen, auf Biegung beanspruchten Stäben nachgewiesen ist. Dabei verschiebt sich die Nulllinie von  $D$  nach  $G$ , die Zugspannung sinkt von  $BE$  auf  $BH$ , während die Druckspannung von  $AC$  auf  $AF$  wächst. Ob es richtiger ist, die Sicherheit der Teile gegenüber den ermittelten tangentialen Wärmespannungen nach der Biegefestigkeit statt nach der Zugfestigkeit des verwandten Gußeisens zu beurteilen, müssen noch Versuche zeigen.

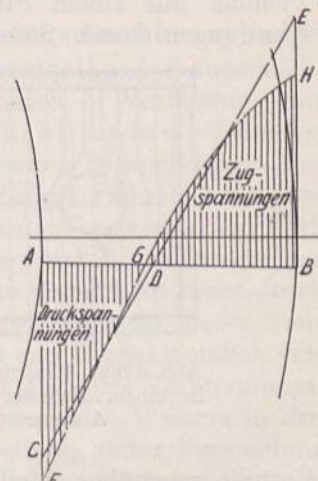


Abb. 1764. Verlauf der Wärmespannungen in gußeisernen Wandungen.

Im allgemeinen nehmen die Wärmespannungen mit der Ausdehnungszahl  $\gamma$  des Werkstoffes zu, mit der Elastizitätszahl  $\alpha$  ab, so daß sie z. B. im Stahlguß rund doppelt so groß wie im Gußeisen werden. Der Ersatz gußeiserner Stücke durch Stahlgußteile bietet also im Falle großer Wärmespannungen wenig Aussicht auf Erfolg, weil zwar die Zugfestigkeit des letzteren größer ist, die Wärmespannungen aber etwa im gleichen Maße wachsen. Weiterhin ist noch zu beachten, daß die Überschätzung der Wärmezugspannungen in gußeisernen Wandungen, wie sie an Hand der Abb. 1764 erläutert wurde, wegfällt, weil Verhältnismöglichkeit zwischen Formänderungen und Spannungen bis zur Fließgrenze



vorhanden ist. Im übrigen nehmen die Spannungen mit dem Temperaturgefälle, also mit zunehmender Wärmeentwicklung oder Leistung im Zylinder und wahrscheinlich mit steigender Wandstärke zu. Im ganzen genommen wird die äußerste Beschränkung der Wanddicken unter Verwendung eines stark dehnbaren, aber genügend festen Werkstoffes anzustreben sein.

Wie oben erwähnt, halten sich an dem betrachteten einfachen Zylinder die Wärmespannungen das Gleichgewicht; sie rufen demzufolge, abgesehen von der Erweiterung der Zylinderenden nach Abb. 1762 links und der Vergrößerung aller Abmessungen wegen der höheren mittleren Temperatur keine unregelmäßigen Formänderungen hervor. Sie können aber empfindliche Verzerrungen zur Folge haben, wenn die gleichmäßige Ausbildung der Spannungen gestört wird. In der Beziehung wirken schon Verschiedenheiten der Wandstärke, Rippen und Ansätze, sogar ungleichmäßige Verteilung und Führung des Kühlwassers oft sehr ungünstig. Rippen und Ansätze geben häufig Anlaß zu Klemmungen der Kolben und bilden sich an den Laufflächen durch vermehrte oder verminderte Abnutzung infolge der örtlichen Spannungen und Formänderungen oft deutlich ab.

Ist der Zylinder mit Flanschen oder wie in Abb. 1762 rechts, mit Stirnwänden versehen, so suchen diese die Erweiterung des Zylinders zu verhindern, erhöhen also die Spannungen an den Zylinderenden. Bildet man den Zylinder doppelwandig aus, gießt also den Laufzylinder mit dem Mantel zusammen, so entstehen weitere Wärmespannungen dadurch, daß sich der erstere stärker erwärmt und auszudehnen sucht als der letztere. Für die Größe der Spannungen ist der Unterschied zwischen der mittleren Wandtemperatur und dem Wärmegrad des Kühlwassers, welcher letzteren auch der Mantel annimmt, maßgebend. Der Mantel kommt in der Längsrichtung unter Zug-, der Laufzylinder unter Druckspannungen. Auf ihre Größe hat die Nachgiebigkeit der Stirnwände wesentlichen Einfluß. Zylinder mit engem Kühlraum, wie sie in der ersten Zeit nach dem Vorbilde von Dampfmaschinenzylindern ausgeführt wurden, versagten und rissen. Erst als man zu sehr großen Abständen zwischen den beiden Wandungen, Abb. 1768, überging und dadurch federnde Platten einschaltete, hielten die Zylinder aus einem Stück den Wärmespannungen stand. Sie werden wegen der

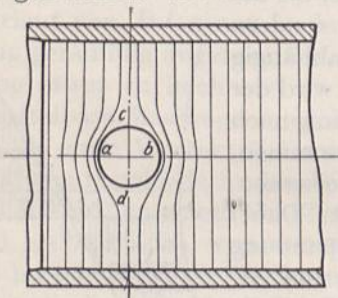


Abb. 1765. Kraftlinienverlauf in einem Zylinder mit einer Aussparung.

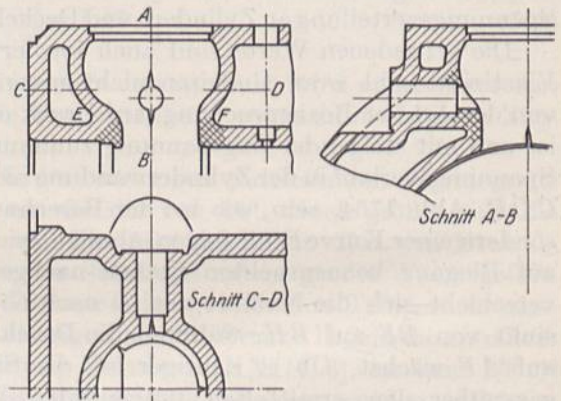


Abb. 1766. Zwiebelrisse an Großgasmaschinenzylindern.

Vorteile gegenüber geteilten Zylindern häufig ausgeführt: die bedeutenden Längskräfte durch die Betriebsdrucke verteilen sich auf die beiden Wandungen; es entsteht ein einfacher, sehr steifer und fester Körper.

Sehr schädlich wirken Unterbrechungen, Aussparungen oder Löcher in den Zylinderwandungen, indem sie den regelmäßigen Spannungsverlauf stören. Die Kerbwirkung solcher Löcher erhöht die durch den Arbeitsdruck erzeugten Spannungen örtlich in oft starkem Maße, wie in Abb. 1765 durch die Zusammendrängung der dünn eingezeichneten Kraftlinien angedeutet ist, so daß die Beanspruchung in den Punkten *a* und *b* in weiten Grenzen schwellend wird. An den Ansatzstellen der Zwiebeln kann sie durch rasche Abkühlungen der Wandung, wie sie bei vorübergehendem Leerlauf der Maschine



vorkommen, sogar in wechselnde übergehen. Sie ermüden schließlich den Werkstoff und führen zu den bekannten Zwiebelrissen, Abb. 1766.

Nicht selten bilden sich zudem beträchtliche Erhöhungen des Wärmegefälles aus durch Anhäufungen des Werkstoffes oder durch Steinablagerungen aus dem Kühlwasser, die die Wärme schlecht leiten. Das trifft insbesondere auch auf die eben erwähnten Stellen Abb. 1766 zu. Je schärfer die Übergänge bei *E* und *F* sind, um so kleiner wird die Fläche für die Abgabe der Wärme an das Kühlwasser im Verhältnis zu der die Wärme aufnehmenden Oberfläche im Zylinder, desto größer aber das Wärmegefälle und die entsprechenden Spannungen. Konstruktiv kann man die letzteren durch gute Abrundung der Übergangstellen zu den Zylindern, Abb. 1769, oder durch Fernhalten der hohen Hitzegrade verringern, dadurch, daß man die Steuerventile an die Zylinderfläche legt. Bonte vermindert das Wärmegefälle, indem er den Punkten *E* und *F* frisches Kühlwasser durch besondere Rohre zuführt oder schmiedeeiserne Rohre an den Ansatzstellen der Zwiebeln eingießt.

Endlich treten noch Längsspannungen durch das Schwinden beim Guß auf, die auch nur annähernd zu bestimmen wir freilich zur Zeit nicht in der Lage sind. Im Laufzylinder entstehen Zug-, im Mantel Druckspannungen, die also den Wärmespannungen in der Längsrichtung entgegenwirken. Bei einer bestimmten mittleren Wandtemperatur heben sich die genannten Guß- und Wärmespannungen gegenseitig auf. Bei weiter steigender Temperatur wechselt die Art der Beanspruchung.

Bemerkt sei noch, daß die auf S. 976 näher erläuterten Schwindvorgänge auch alle Verbindungsstutzen zwischen den beiden Wänden in Mitleidenschaft ziehen und oft große örtliche Spannungen erzeugen. Um diese zu beschränken, sollen derartige Stutzen stets in genügendem Abstände von den Stirnwänden angebracht werden.

Insgesamt zeigen die vorstehenden Ausführungen, wie ungünstig und verwickelt die Inanspruchnahme großer Verbrennungsmaschinenzylinder ist, eine Inanspruchnahme, die sich rechnerisch schwer verfolgen läßt und die richtig einzuschätzen dem Konstrukteur überlassen werden muß.

## 2. Steuerung, Ausrüstung und Durchbildung der Verbrennungsmaschinenzylinder.

Zur Steuerung der Verbrennungsmaschinen benutzt man heutzutage fast ausschließlich Ventile, meist in Form einfacher Tellerventile, gelegentlich in Verbindung mit Kolben- oder Flachschiebern. Beim Zweitaktverfahren werden Schlitze in der Zylinderwandung, die der Kolben überschleift oder frei gibt, zur Steuerung herangezogen. Zur Zündung des Brennstoff-Luftgemisches dienen beim Verpuffungsverfahren besondere Zündbüchsen, Glührohre usw.; beim Selbstzündverfahren reicht die Temperatur der hoch verdichteten Luft hin, den durch ein Ventil oder eine Düse eingespritzten und zerstäubten Brennstoff zur Verbrennung zu bringen. Zum Anlassen der Maschinen dient meist durch eine besondere Anlaßvorrichtung zugeführte Druckluft. Der Einbau all dieser Teile macht die Gestaltung der Zylinder oder der zugehörigen Köpfe und Deckel ziemlich verwickelt und schwierig. Sehr sorgfältig muß die Kühlung aller Teile des Verbrennungsraumes durchgebildet werden, zweckmäßigerweise unter Zuleitung des Wassers in den tiefsten Punkten unter gleichmäßiger und symmetrischer Verteilung, unter Vermeidung aller Stauungen, Luft- oder Dampfsäcke und unter Abführung in den höchsten Punkten des Kühlraumes. An in Freien stehenden Motoren muß das Kühlwasser bei Frostgefahr durch die anschließende Rohrleitung oder durch einen Ablaßstutzen vollständig entfernt werden können. Zur Prüfung der Wasserwärme sind an größeren Zylindern Thermometerstutzen oder freie Überläufe vorzusehen, an denen man sich durch das Gefühl von der Erwärmung des Wassers überzeugen kann. Endlich sind noch Anschlüsse zur Zuführung der Schmiermittel und Indikatorbohrungen, die an größeren Verbrennungskraftmaschinen  $\frac{3}{4}$ ''-Gewinde, an Fahr- und Flugzeugmotoren Metrisches Feingewinde *M* 18 · 1,5 erhalten, vielfach auch Arme oder Stützen zum Anbau von Lagern, Steuerteilen oder Apparaten anzubringen.



Füße zur Stützung schwerer liegender Zylinder pflegt man zu vermeiden. Das Gewicht der letzteren läßt man vielmehr durch den Rahmen an dem einen Ende, durch ein Führungs- oder Zwischenstück am anderen aufnehmen. Bei stehenden Maschinen darf das Moment nicht übersehen werden, das durch den Druck des Schubstangenzapfens ent-

Konstruktiv werden die Innenmaße des Zylinderraumes durch den Kolbendurchmesser, den Hub  $s_1$  und den Verdichtungsgrad  $\varepsilon$  bestimmt, der in der Totlage des Kolbens steht, wenn dieser im Kolben eingebaut ist. noch einen Verdichtungsraum:

$$V_e = \varepsilon \cdot V = \varepsilon \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot s_1$$

verlangt, wenn  $V$  das Hubvolumen bedeutet. Im Mittel gelten die folgenden Werte:

Brennstoff	Verdichtungsdruck at	Größe des Verdichtungsraumes
Benzin . . . . .	5,5 bis 6	$V_e = 0,33 V$
Leuchtgas, Koksofengas . . . . .	8	0,2
Generator- und Hochofengas . . . . .	10 bis 11	0,16
Gas- und Teeröl in Maschinen mit Selbstzündung . . . . .	32 bis 35	0,07

a) Laufbüchsen.

Die einfachste und älteste Form der Gasmaschinenzylinder ist die in den Kühlmantel oder den Maschinenrahmen eingesetzte Laufbüchse, Abb. 1767, eine Bauart, die bei einfachwirkenden Maschinen mittlerer Größe fast durchweg zu finden ist. Die Steuerteile sind im Zylinderkopf untergebracht, der mit dem Rahmen zwecks unmittelbarer Übertragung der Deckelkräfte unter Entlastung der Laufbüchse verschraubt wird. Meist dient der Zylinder gleichzeitig als Geradführung für den im Kolben gelagerten Schubstangenkopf. Am hinteren Ende pflegt die Büchse durch einen Absatz festgespannt, aufgeschliffen oder unter Einlegen einer widerstandsfähigen Packung abgedichtet, am vorderen Ende aber zylindrisch eingepaßt zu werden, damit sie sich entsprechend der Erwärmung im Betrieb ausdehnen kann. Als Dichtmittel genügt hier eine Rundgummischnur.

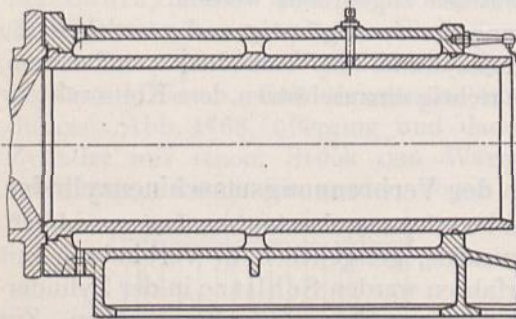


Abb. 1767. Verbrennungskraftmaschine mit eingesetzter Laufbüchse.

Die neuere Zeit brachte neben der Ausbildung des durch Diesel eingeführten Selbstzündverfahrens die Entwicklung der Verbrennungsmaschinen in zwei Richtungen: zur Großgasmaschine einerseits und zum leichten Kraftwagen-, Luftschiff- und Flugzeugmotor andererseits.

Die Erhöhung der Leistung war nicht ohne weiteres durch Vergrößerung der Abmessungen der älteren Gasmaschinenform möglich; auch das Nebeneinanderreihen mehrerer Zylinder gab keine wirtschaftliche Lösung. Die eigentliche Großgasmaschine entstand erst durch die Ausführung doppelwirkender Zylinder, die im Vier- oder Zweitakt arbeiten, aber durch die bedeutenden, zu beherrschenden Triebwerkkräfte und hohen Temperaturen im Zylinder und am Kolben große Schwierigkeiten boten.

b) Großgasmaschinenzylinder.

An doppelwirkenden, liegenden Viertakt-Großgasmaschinen pflegt man die Steuer- und Anlaßteile des bequemeren Antriebes und der besseren Zugänglichkeit wegen, sowie zur Beschränkung der Baulänge der Maschine am Zylinder anzubringen. Die



Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg gießt den Zylinder nach Abb. 1768 mit dem Mantel zusammen aus einem Stück, sorgt aber durch weite Kühlwasserräume für die Verminderung der Spannungen zwischen den beiden Wandungen. Die Ein- und Auslaßventile, die Zünd- und Anlaßvorrichtungen sind in zwei Ebenen an den Enden der Laufbahn symmetrisch zur senkrechten Hauptebene angeordnet. Zur Stützung des Mantelkernes beim Gießen, zur Entfernung desselben, sowie zur Reinigung des Kühlwasserraumes dienen zahlreiche weite Kernöffnungen. Neben der einfacheren Herstellung und Bearbeitung sind die große Steifigkeit und die Möglichkeit,

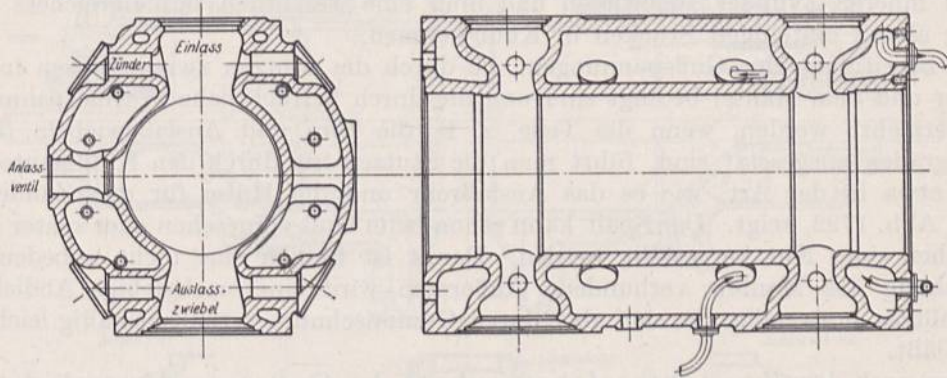


Abb. 1768. Viertaktgroßmaschinenzylinder, Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg—Nürnberg.

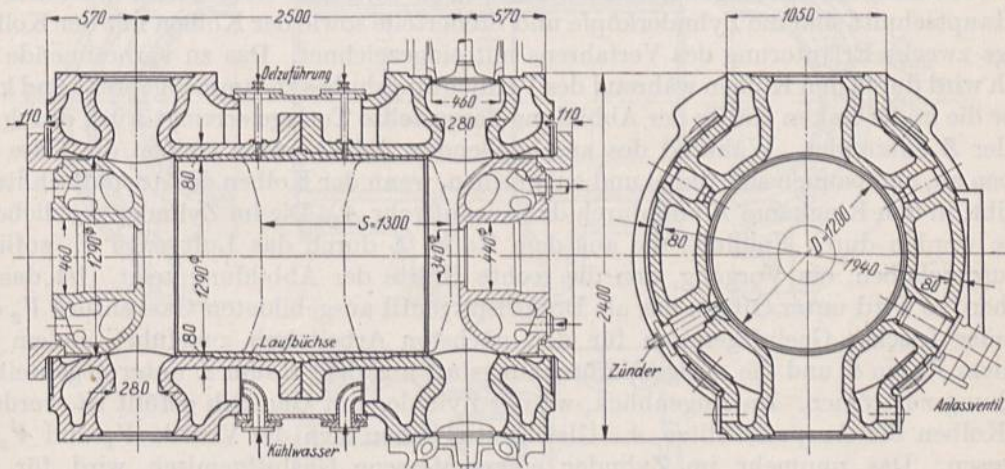


Abb. 1769. Großgasmaschinenzylinder von Ehrhardt und Sehmer. M. 1:50.

die Längskräfte auf die beiden Wandungen zu verteilen, bemerkenswerte Vorteile. Die Deckel sind unabhängig vom Rahmen oder dem anschließenden Zwischenstück verschraubt, damit sie nach Abb. 1166 längs der Kolbenstange verschoben, den Kolben und die Ventile leicht zugänglich machen.

Zur Verminderung der Guß- und Wärmespannungen werden die Zylinder geteilt ausgeführt. So zerlegt sie Ehrhardt und Sehmer nach Abb. 1769 in eine innere Laufbüchse, zwei Kopfstücke und einen zweiteiligen Kühlmantel. Die Laufbüchse ist in die Köpfe eingeschrumpft und wird zwischen den Kopfstückflanschen durch einen Absatz sicher festgehalten. Da diese Stelle durch die Büchse vor den hohen Zünddrücken geschützt ist, ist die Abdichtung leicht; auch sind die Verbindungsschrauben nach Abnahme des Kühlmantels bequem zugänglich. Die Außen- und Innenwände der Kopfstücke hängen nur noch auf einer kurzen Strecke durch die Stützen für die Ventile, Zünd- und Anlaßvorrichtungen zusammen, können sich daher viel freier ausdehnen und unterliegen geringeren Guß- und Wärmespannungen. Hervorgehoben seien noch die allmählichen



Übergänge an den Ventilzwiebeln und namentlich an den Stirnwänden, wo die Deckelschrauben auf einem besonderen, nach innen vorspringenden Flansch, die Rahmenschrauben auf einem zweiten konzentrischen Kreis zu jenen angeordnet sind [XXIII, 7]. Weitere Vorteile der Bauart sind, daß der Werkstoff der Lauffbüchse härter als der zweckmäßigerweise zähere der Kopfstücke genommen werden kann, daß die drei Gußstücke geringere Einzelgewichte besitzen, sich vom Gußsand und von Abscheidungen aus dem Kühlwasser leichter reinigen lassen und daß bei etwaigen Beschädigungen einzelner Teile der Ersatz billiger ist. Dagegen ist man bei der Übertragung der Längskraft nur auf den inneren Zylinder angewiesen und muß eine wesentlich umfangreichere Bearbeitung als an einteiligen Stücken in Kauf nehmen.

Zur Beseitigung der Gußspannungen, die durch die Stutzen zwischen dem inneren Zylinder und dem Mantel bedingt sind und die durch beträchtliche Wärmespannungen noch vermehrt werden, wenn die Teile, z. B. die Ein- und Auslaßzwiebeln, hohen Wärmegraden ausgesetzt sind, führt man die Stutzen frei durch den Kühlmantel hindurch, etwa in der Art, wie es das Auslaßrohr und die Hülse für den Zünder am Deckel, Abb. 1792, zeigt. Der Spalt kann schon beim Guß vorgesehen oder später durch Einstechen einer Nut hergestellt werden. Damit ist freilich eine nicht unbedeutende Schwächung des Mantels verbunden. Außerdem wird eine nachgiebige Abdichtung des Schlitzes notwendig, die sich aber durch Gummischnüre verhältnismäßig leicht bewirken läßt.

Einen nach dem Zweitaktverfahren arbeitenden Großgasmaschinenzylinder zeigt Abb. 1770 nach Ausführungen der Maschinenbau A.-G., vorm. Gebr. Klein in Dahlbruch. Im Hauptschnitt sind die Zylinderköpfe und Steuerteile sowie der Kolben mit der Kolbenstange zwecks Erläuterung des Verfahrens mit eingezeichnet. Das zu verbrennende Gemisch wird durch den Kolben während des Verdichtungshubes zusammengedrückt und kurz, bevor die in der linken Hälfte der Abbildung dargestellte Totlage erreicht wird, durch den Zünder  $Z$  entzündet. Während des anschließenden Arbeitshubes treiben die Gase den Kolben an, entspannen sich dabei und entweichen, wenn der Kolben die Auspuffschlitze  $A$  freigibt, in den Ringkanal  $K$  und durch das Auspuffrohr  $A_1$ . Die im Zylinder verbliebenen Reste werden durch Spülluft, die aus dem Raum  $L$  durch das Luftventil  $V_1$  zufließt, hinausgeschoben, ein Vorgang, den die rechte Hälfte der Abbildung zeigt. Ist das geschehen, so wird unter Öffnen des als Doppelsitzventil ausgebildeten Gasventiles  $V_2$  dem Zylinder frisches Gasluftgemisch für den nächsten Arbeitshub zugeführt, indem Gas aus dem Raum  $G$  und die nötige Verbrennungsluft aus dem Raum  $L$  unter gegenseitiger Mischung zuströmen. Im Augenblick, wo der Zylinder mit Gemisch gefüllt ist, verdeckt der Kolben die Auspuffschlitze  $A$ . Gleichzeitig haben sich die Ventile  $V_1$  und  $V_2$  geschlossen. Das nunmehr im Zylinder eingeschlossene Gasluftgemisch wird für den nächsten Arbeitshub verdichtet, so daß der gesamte Vorgang innerhalb zweier Kolbenhübe durchlaufen wird. Spülluft und Gas müssen zum Einblasen in den Zylinder besonders vorverdichtet werden.

Der dargestellte Zylinder ist doppelwirkend und in seinen Einzelheiten in den weiteren Rissen verdeutlicht. Er besteht aus einem die Längskräfte aufnehmenden Mantel  $M$ , in welchen von den Enden her zwei Futter  $F_1$  und  $F_2$ , in denen der Kolben läuft, eingeschoben sind. Das Spiel, mit dem sie an der Stoßstelle zusammentreffen, ermöglicht ihre freie Ausdehnung beim Betriebe. Der Zylinder ruht auf Tragfüßen  $F$ , die durch ihre Anordnung in der wagrechten Mittelebene des Zylinders die Lage der Zylindermitte auf stets gleicher Höhe, unabhängig von den Ausdehnungen durch die Wärme, sichern sollen. Schrumpfringe  $S$  verstärken die Enden des Mantels, in denen die Schrauben zum Anschluß der Köpfe sitzen.

Auch die Zylinderköpfe sind sehr sorgfältig unter Beachtung der Erwärmung beim Betriebe durchgebildet. Die heißer werdenden Innenwände können sich unabhängig von den durch das Kühlwasser kälter bleibenden Außenwänden ausdehnen, weil sie an den äußeren Enden nicht miteinander verbunden sind. Der Kühlwasserraum ist vielmehr



durch einen besonderen Deckel abgeschlossen, in dem die Wandung der Kolbenstangenstopfbüchse und des Stützens für den Zünder gleiten können.

Zur Berechnung der Wandstärke  $s$  von Großgasmaschinenzylindern pflegt man in

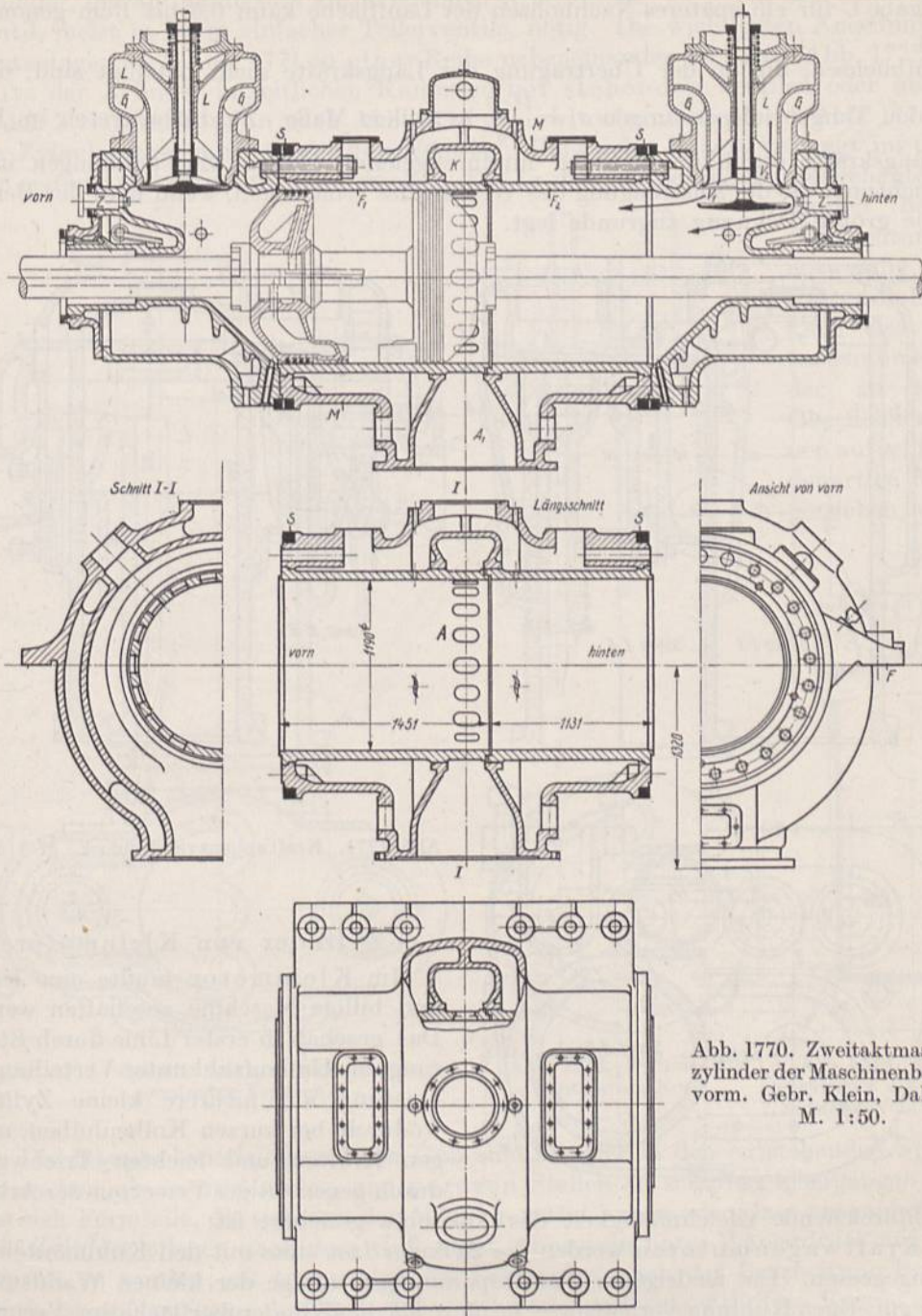


Abb. 1770. Zweitaktmaschinenzylinder der Maschinenbau A.G., vorm. Gebr. Klein, Dahlbruch. M. 1:50.

der Formel  $s = \frac{D \cdot p}{2 k_z} + C$  eine zulässige Beanspruchung  $k_z$  auf Zug von 200 bis 300 kg/cm<sup>2</sup> einzusetzen. Bei einem mittleren Wert von 250 kg/cm<sup>2</sup> folgt für Verpuffungsmaschinen mit 25 at Höchstdruck:

$$s = \frac{D \cdot 25}{2 \cdot 250} + C = 0,05 \cdot D + C \text{ cm,} \quad (509)$$



für Maschinen mit Selbstzündung bei  $p = 40$  at:

$$s = 0,08 D + C \text{ cm.} \quad (510)$$

Als Zugabe  $C$  für ein späteres Nachbohren der Lauffläche kann 0,5 bis 1 cm genommen werden.

Laufbüchsen, die an der Übertragung der Längskräfte nicht beteiligt sind, unterliegen den Tangentialspannungen  $\sigma_z = \frac{D \cdot p}{2s}$  in vollem Maße. Zu diesen treten im Falle, daß Längskräfte durch die Zylinder hindurchgeleitet werden, Zugspannungen in der Längsrichtung, die die Anstrengung des Werkstoffes erniedrigen, wenn man der Beurteilung die größte Dehnung zugrunde legt.

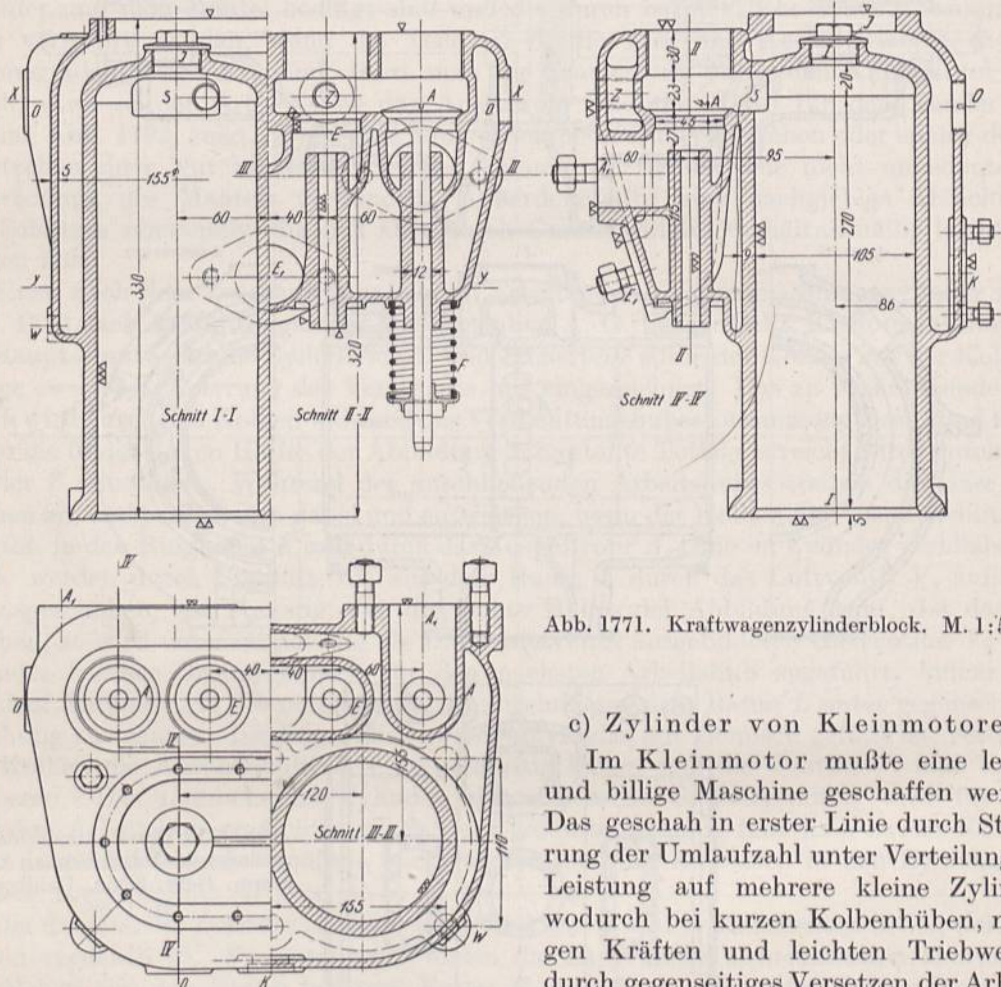


Abb. 1771. Kraftwagenzylinderblock. M. 1:5.

### c) Zylinder von Kleinmotoren.

Im Kleinmotor mußte eine leichte und billige Maschine geschaffen werden. Das geschah in erster Linie durch Steigerung der Umlaufzahl unter Verteilung der Leistung auf mehrere kleine Zylinder, wodurch bei kurzen Kolbenhüben, mäßigen Kräften und leichten Triebwerken durch gegenseitiges Versetzen der Arbeits-

spiele hinreichende Gleichmäßigkeit des Antriebes gesichert ist.

An Kraftwagenmotoren werden die Zylinder fast stets mit den Kühlmänteln zusammengegossen. Die niedrigeren Wärmespannungen infolge der kleinen Wandstärken und der günstigen Kühlungsverhältnisse, insofern als die Zylinderoberfläche im Verhältnis zum Arbeitsraum groß ist, erlauben das. Ausnahmen bilden nur sehr leichte Motoren mit besonders aufgesetzten Mänteln aus Blech oder Motoren mit Luftkühlung, an denen die ausstrahlende Oberfläche durch Rippen auf das nötige Maß gebracht wird. Meist werden mehrere Zylinder, in Abb. 1771 z. B. zwei, sehr häufig aber auch vier und mehr zu einem Block vereinigt, gegossen, um an Bearbeitung zu sparen und um die Baulänge und das Gewicht der Maschine möglichst einzuschränken.



Für die Gestaltung der Zylinder, übrigens auch der Steuerung, der Rohrleitung und schließlich der ganzen Maschine ist die Anordnung der Ventile gegenüber dem Arbeitsraum ausschlaggebend. Zur Steuerung einfachwirkender, im Viertakt arbeitender Zylinder, der am häufigsten anzutreffenden Arbeitsweise, ist je ein Ein- und ein Auslaßventil, meist in Form einfacher Tellerventile, nötig. Die wichtigsten Anordnungen sind heutzutage: nach Abb. 1771 in einer Reihe nebeneinander oder nach Abb. 1772 beiderseits der Zylinder in seitlichen Kammern mit stehenden Ventilen oder unmittelbar in den Zylinderköpfen nach Abb. 1773 gleichlaufend oder nach Abb. 1774 schräg zur Zylinderachse mit hängenden Ventilen. Die zweite Bauart verlangt im Gegensatz zur ersten zwei getrennte Steuerwellen. Die in den Zylinderköpfen eingebauten Ventile

werden bei hohen Verdichtungsgraden notwendig. Sie gestatten die Einschränkung des Verdichtungsraumes, sowie der zu kühlenden Oberflächen und können auf sehr verschiedenartige Weise angetrieben werden.

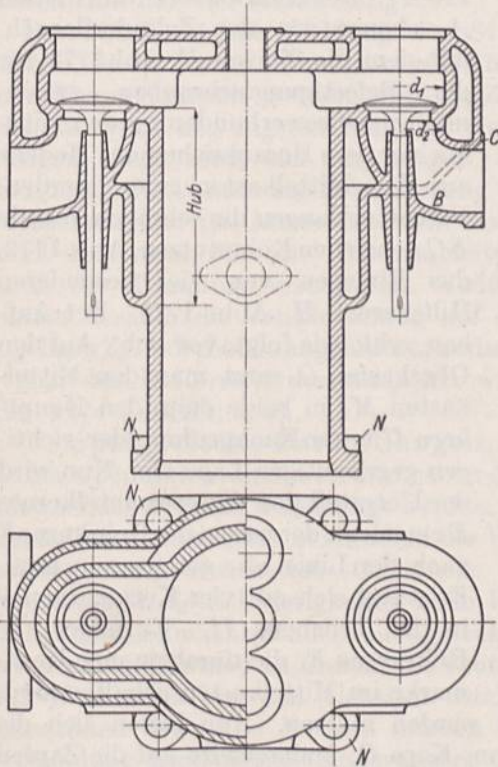


Abb. 1772. Zylinder mit auf beiden Seiten angeordneten Ventilen.

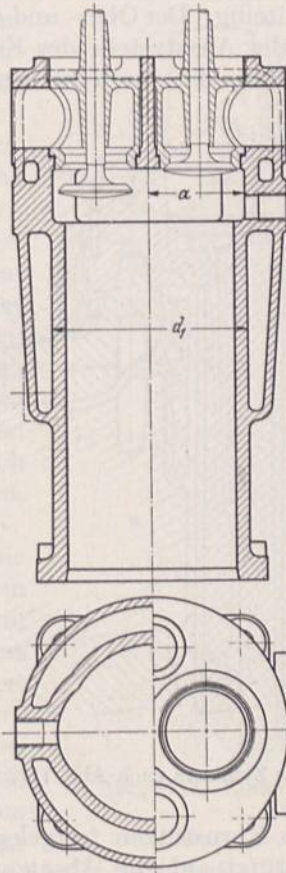


Abb. 1773. Zylinder mit Ventilen im Kopf.

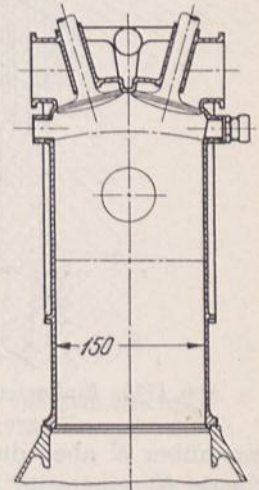


Abb. 1774. Leichtmotorzylinder mit schräg angeordneten Ventilen im Kopf.

Die Hauptschwierigkeiten beim Guß sind weniger in den entstehenden Spannungen zu suchen als in undichten und porösen Stellen an scharfen Übergängen und dort, wo sich Formteile, die sich von den Wänden gelöst haben oder Gase ansammeln können. Die Zylinder pflegen nach dem Guß durch Abpressen unter Wasserdruck auf Dichtigkeit geprüft zu werden; oft treten aber die Fehler erst nach der Bearbeitung hervor. Vor allem ist auf genügend kräftige, sicher gelagerte und gut entlüftete Kerne, im übrigen aber auf möglichste Einfachheit aller Teile zu achten. Beispiele bieten die Abb. 1775 und 1776. Die Zylinder werden mit den Flanschen nach oben gegossen, weil so die Ventilsitze und die am höchsten beanspruchten Teile der Zylinder während des Gusses unter dem größten Drucke stehen und weil sich etwaige verlorene Köpfe im Anschluß an die Zylinderwandung leicht aufsetzen lassen. Das Einförmigen kann sowohl unter Benutzung von Teilebenen senkrecht zu den Zylinderachsen, entsprechend dem in Deutschland vor-



wiegend angewendeten Verfahren, geschehen, wie auch durch Teilung der Modelle und Formen längs Ebenen, die durch die Zylinderachsen gehen und parallel dazu verlaufen. In diesem Falle muß aber die ganze Form eingegraben oder eingespannt werden, um den Druck des flüssigen Eisens beim Gießen aufnehmen zu können, der im ersten Falle durch die Formkästenwände aufgefangen wird, so daß genügende Beschwerung gegen das Treiben ausreicht.

In Abb. 1775 ist der Zusammenbau der Form und das Einlegen der Kerne nach dem ersten Verfahren für einen einzelnen Zylinder mit beiderseits angeordneten Ventilen, Abb. 1772, in perspektivischer Darstellung wiedergegeben. Die Form wird in der gezeichneten Lage zusammengesetzt, zum Guß aber auf den Kopf gestellt. Sie ist ebenso wie das Hauptmodell dreiteilig. Der Ober- und der Mittelkasten, *O* und *M*, berühren sich längs der Fuge *I—I* an der Ansatzstelle des Flansches, der mittlere und der noch nicht aufgesetzte Unterkasten längs der durch die Ein- und Ausströmöffnungen gelegten Ebene

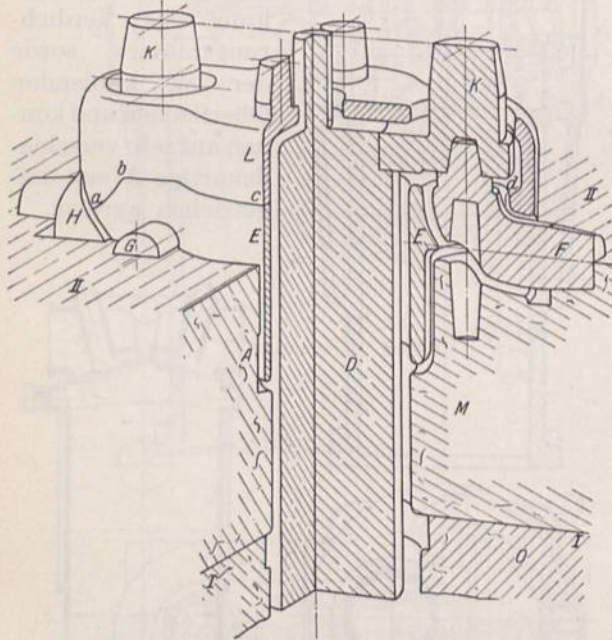


Abb. 1775. Einformen des Zylinders nach Abb. 1772.

*II—II*. Der Kühlwasserzufuhrflansch *A*, ebenso wie der Zylinderflansch, mit dem die Nocken *N*, Abb. 1772, für die Befestigungsschrauben zweckmäßigerweise verbunden werden, müssen vor dem Herausziehen des Modells aus dem Mittelkasten gelöst werden. Ferner verlangen die schrägen Wände *BC* neben den Rohrstützen, Abb. 1772, das Einlegen von vier besonderen Hilfskernen *H*, Abb. 1775. Der Aufbau geht, wie folgt, vor sich. Auf den Oberkasten *O* setzt man den Mittelkasten *M*, in beide dann den Hauptkern *D* unter Nachprüfung der richtigen gegenseitigen Lage ein. Nun wird der Unterteil des Wassermantelkernes *E* eingelegt, der wegen der Rohrkerne *F* nach der Linie *abc* geteilt sein muß. Er stützt sich auf vier Kernmarken *G* in der Teilebene *II*. Es folgen die Rohrkerne *F*, die durch je eine Kernmarke im Mittelkasten gehalten sind,

gegenüber *E* aber durch Kernstützen festgelegt werden müssen. Nun lassen sich die Kerne *K*, einerseits gestützt auf die Absätze am Kern *D*, andererseits auf die Zapfen an den Kernen *F*, die Hilfskerne *H*, und schließlich der Oberteil *L* des Wassermantelkernes einbringen. Damit sich dabei *L* über *K* hinwegschieben läßt, muß *L* an der Stelle *d* genügend weit sein — der Durchmesser  $d_2$  in Abb. 1772 also größer als  $d_1$  sein! Sonst ist noch eine weitere Unterteilung von *L* nötig. Fugen soll man aber an derartigen Kernen, wenn irgend möglich, vermeiden, weil sie leicht zu Haut- und Gratbildungen im Innern des Gußstückes führen, die sich schwer entfernen lassen und nicht selten die Kühlwasserführung empfindlich stören. Die Form wird schließlich durch den Unterkasten, der sich auf die fünf Kernmarken am oberen Ende aufsetzen muß, geschlossen und zum Guß um  $180^\circ$  gewendet. Im ganzen sind 7 Haupt- und 4 Hilfskerne nötig.

Schwierig ist die vollständige Entfernung des Formsandes aus dem engen Kühlwasserraum und dessen Reinigung von Stein und Schlamm, die sich aus dem Kühlwasser absetzen. Günstiger ist in der Beziehung, den genannten Raum am oberen Ende mit einer großen Öffnung, etwa nach Abb. 1771, zu versehen, die durch einen besonderen Deckel verschlossen wird.



Zum Vergleich sei das Einformen eines Zylinders, Abb. 1773, besprochen, an dem die Ventile im Kopf parallel zur Hauptachse angeordnet sind. Es ist wesentlich einfacher, wie schon die äußere Gestalt des Stückes erwarten läßt. Das Modell und die Form, Abb. 1776, sind ähnlich, wie im voranstehenden Falle, durch die Ebenen *I* und *II* in drei Teile zerlegt. Der Hauptzylinderkern *D* kann ohne weiteres mit den Kernen *K* für die Ventilöffnungen zu einem Ganzen vereinigt werden. Auch der Wassermantelkern *E* läßt sich einteilig ausführen, wenn nur beachtet wird, daß er über die Vorsprünge am Hauptkerne *D* hinweggeschoben werden muß, indem das Maß *a* kleiner als  $\frac{d_1}{2}$  gehalten wird. Die Kerne für die Anschlußrohre lassen sich ohne Schwierigkeit von der Seite her durch die Löcher des Kernes *E* einführen, am Hauptkern *D* abstützen und durch Hinterfüllen der Aussparungen *A* festlegen. Im ganzen sind nur vier Kerne nötig.

Betrieblich ist die Kühlung der Sitzflächen, die nicht auf ihrem ganzen Umfang vom Wasser umspült werden, weil die Zwischenwand an der engsten Stelle zu einem einzigen Stege wird, viel ungünstiger. Zudem liegen die Ventile zur Erleichterung des Nachsehens und des Auswechslens in besonderen Einsätzen, die die Wärmeableitung durch die Trennfuge erschweren. Vielfach werden deshalb die Ventile schräg auf den kugeligen Zylinderböden angeordnet, wodurch freilich das Einformen umständlicher wird, Abb. 1774 [XXIII, 8, 9].

Perspektivische Darstellungen, wie die eben benutzten, sind, wenn sie neben dem Entwurf der Zylinder angefertigt werden, ein vorzügliches Mittel, das nicht allein die Vorstellung der verwickelten Gußstücke erleichtert und die Schwierigkeiten beim Einformen deutlich macht, sondern auch gestattet, zweckmäßige Formen zu finden, die Stützen und Kernlöcher an den richtigen Stellen anzuordnen usw. Die Formen müssen zur Vermeidung kostspieliger Änderungen, die häufig noch auf andere Teile zurückwirken, unbedingt schon beim Entwurf vollständig durchdacht werden. Es darf nicht der Modelltischlerei oder der Gießerei überlassen bleiben, mit den in der Konstruktionsabteilung unvollkommen durchgebildeten Formen fertig zu werden!

An dem Zweizylinderblock, Abb. 1771, eines stehenden Kraftwagenmotors sind die nahe aneinander gelegten Zylinder von 105 mm Durchmesser und 130 mm Kolbenhub von einem gemeinsamen Kühlraum umgeben und die Ventile in einer Reihe, die beiden Einlaßventile *E* nebeneinander in der Mitte, die Auslaßventile *A* an den Enden angeordnet. Der Abstand der Ventile von der Zylindermittelebene ergibt sich aus deren Durchmesser oder der Lage der Steuerwelle, die Höhe des Raumes, in dem sie sitzen, aus dem Ventilhub und den zum Ausströmen nötigen Querschnitten. Dabei muß aber gleichzeitig die Größe des Verdichtungsraumes, gegeben durch den Verdichtungsgrad, eingehalten werden. Das Brennstoffgemisch wird während des Saughubes durch die Öffnung *E*<sub>1</sub>, das Einströmventil *E* und den Schlitz *S* von dem nach unten gehenden Kolben angesaugt, beim Rücklauf verdichtet und kurz vor der Totlage des Kolbens mittels des im Gewinde *Z* eingeschraubten Zünders zur Verpuffung gebracht. Nach Abgabe der durch die Verbrennung

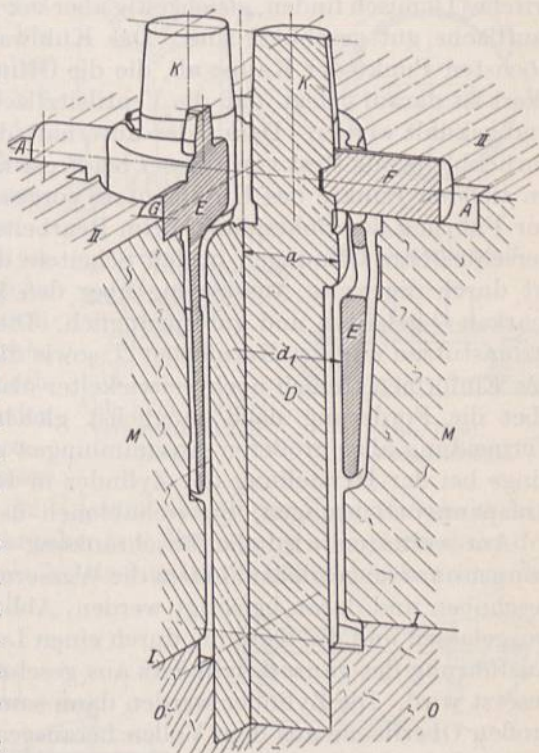


Abb. 1776. Einformen des Zylinders nach Abb. 1773.



frei werdenden Arbeit werden die Gase während des vierten Hubes durch das Auspuffventil  $A$  und den Stutzen  $A_1$  ausgestoßen. Die Ventile bestehen aus Sonderstahl und sind unter sich völlig gleich mit kegeligem Sitz und sehr kräftigem Übergang vom Teller zur Ventilspindel durchgebildet. In langen Bohrungen gut geführt, sind sie sorgfältig auf breiten Sitzflächen unmittelbar im Gußstück selbst aufgeschliffen und von oben her nach dem Herausdrahen von Verschlußstopfen leicht zugänglich. Sie werden durch Federn  $F$ , deren Teller durch einen gesicherten Riegel gehalten wird, auf ihre Sitze gepreßt und beim Öffnen durch eine Nockenwelle angehoben; vgl. Abb. 817. Am Schaft ist eine breite Ölrinne zur Schmierung der langen Spindelführung angebracht. Die Zündkerzen sitzen dicht über den Einlaßventilen in den Bohrungen  $Z$ , so daß sie frisches Gemisch finden, gleichzeitig aber vor dem Verschmutzen durch das Öl der Zylinderlauffläche gut geschützt sind. Das Kühlwasser tritt am Flansch  $K$  ein und fließt im höchsten Punkt der Kappe ab, die die Öffnung über den Zylindern verschließt. Großer Wert ist darauf gelegt, daß die Ventilsitzflächen auf ihrem ganzen Umfange umströmt und gekühlt werden. Damit der unterhalb der Öffnung  $K$  beim Ablassen der Rohrleitung zurückbleibende Rest von Wasser bei Frost nicht schaden kann, ist eine Ablassschraube  $W$  im tiefsten Punkte des Kühlmantels vorgesehen. Zur Stützung des Zylinderkernes und zur Führung der Bohrspindel beim Bearbeiten der Lauffläche dienen durch Schrauben  $J$  verschließbare Öffnungen in den Scheiteln der Verbrennungsräume. Der Kühlraumkern ist durch die weite Aussparung über den Zylindern, ferner durch vier seitliche Kernmarken  $O$  gehalten und gut zugänglich. Die verschiedene Höhenlage der Ein- und Ausströmstutzen und der Kernlöcher  $O$ , sowie die schräge Lage der Einströmflansche macht das Einformen freilich noch verwickelter als bei dem Zylinder nach Abb. 1775. Wohl ist aber die Forderung nach möglichst gleichmäßiger Verteilung des Werkstoffes unter Vermeidung aller größeren Ansammlungen gut erfüllt. Auch die Bearbeitung, die allerdings bei der Herstellung der Zylinder in Reihen oder Massen durch Sondermaschinen, Aufspannvorrichtungen, Bohrschablonen usw. erleichtert wird, ist nicht ganz einfach.

Am weitesten wird die Beschränkung des Gewichts an Rennwagen- und Flugzeugmotoren getrieben, indem die Wassermäntel aus Blech hergestellt, über die Zylinder geschoben und daran befestigt werden, Abb. 1774 oder schließlich der Kühlmantel ganz weggelassen und die Kühlung durch einen Luftstrom bewirkt, die Wandstärke aber durch Ausführung des ganzen Zylinders aus geschmiedetem Stahl auf wenige Millimeter herabgesetzt wird. Die Zylinder werden dann samt den Kühlrippen zur Schaffung der nötigen großen Oberfläche aus dem Vollen herausgearbeitet, müssen aber auch dementsprechend konstruktiv durchgebildet werden. Manche Firmen ziehen in die Stahlzylinder gußeiserne Laubbüchsen ein. Auch Aluminiumzylinder mit dünnen Stahl- oder Gußeisenlaubbüchsen werden ausgeführt.

## V. Verschlüsse, Deckel, Böden und Zylinderköpfe.

### A. Konstruktive Durchbildung.

Verschlüsse können bleibend oder lösbar sein. Beispiele für die erste Gruppe bilden die mit Rohrgewinde versehenen Kernstopfen nach DIN 907, Zusammenstellung 73, S. 245. Sie werden fest eingeschraubt, lösen sich aber nicht selten, z. B. an Kolben beim Laufen unter Wärmeschwankungen, wenn sie aus Werkstoff mit anderer Ausdehnungszahl als die Teile, in denen sie sitzen, bestehen und müssen dann noch besonders gesichert werden: durch Verstemmen am Rande oder durch Verbohren. In Abb. 1003 dienen Ringe aus weichem Kupfer oder Messing, die in mehreren Lagen mit versetzten Stößen am Umfang eines Deckels eingelegt und festgehämmert werden, zum dauernden Verschuß größerer Öffnungen. Manchmal vergießt und verstemmt man die Nuten am Umfang solcher Deckel mit Blei oder anderen weichen Legierungen. Nach Abb. 982 wird eine gewölbte Platte in der am Rande hinterdrehten Öffnung flach gedrückt, gepreßt oder ge-



hämmert. Ihr Rand legt sich bei richtiger Bemessung in der Nut fest und dicht an. An Eisenbahnradsätzen werden Sprengringe nach Abb. 1265 unter Verstemmen zur dauernden Befestigung der Radkränze auf den Felgen benutzt.

In Abb. 1777 ist eine ähnliche Verbindung lösbar. Der runde Deckel *D* wird durch einen nach außen federnden Stahldraht, der in die kegelige Nut *N* einspringt, gegen den Absatz *A* gepreßt und am Herausfallen gehindert. Faßt man den Draht an einem Ende und biegt ihn nach innen, so läßt er sich herausziehen; durch Umbiegen des Drahtendes, wie strichpunktiert angedeutet, kann das Herausziehen noch erleichtert werden. Weitere Beispiele leicht zu öffnender Verschlüsse und Deckel

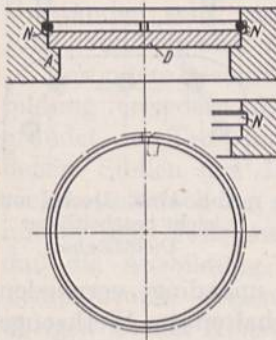


Abb. 1777. Verschuß mittels Sprengringes.

bieten die Abb. 1778 bis 1785; 1778 Verschuß durch einen Riegel, 1779 Bajonettverschluß. Am wichtigsten ist die Verschraubung in ihren verschiedenen Formen: durch Einschrauben des Deckels oder Pfropfens selbst, Abb. 1780, durch Bügelschrauben, Abb. 1781 und 1782, durch Flügel-, Kopf-, Stift- oder Durchsteckschrauben usw. Die Zahl dieser

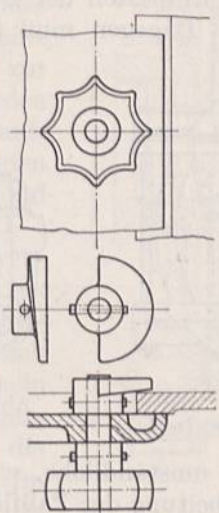


Abb. 1778. Deckelverschluß mittels Riegels.



Abb. 1779. Bajonettverschluß.

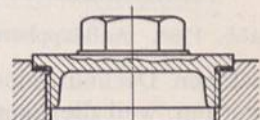


Abb. 1780. Einschraubdeckel.

Schrauben hängt von der Größe der Kraft und davon ab, ob der Verschuß dicht sein soll. Kleineren Deckeln, bei denen zwei Schrauben zur Erzeugung oder Aufnahme der Kräfte genügen, gibt man ovale Form, größeren bei drei und mehr Schrauben meist runde, manchmal auch drei- oder viereckige Gestalt.

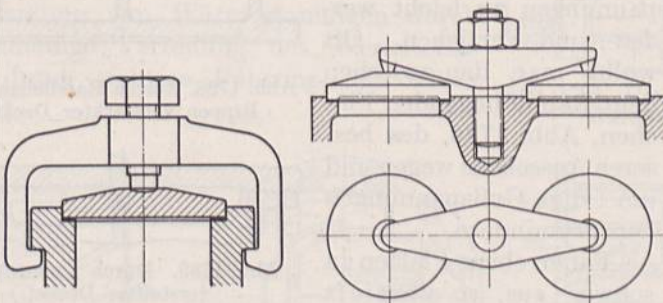


Abb. 1781 und 1782. Bügelverschlüsse.

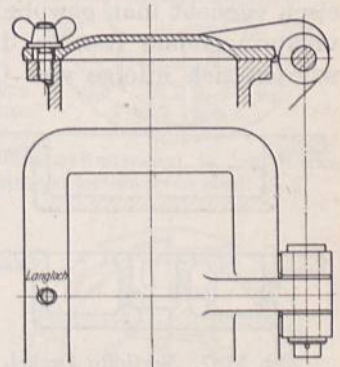


Abb. 1783. Deckelverschluß.

Gelegentlich können die Deckel zwischen anderen Teilen, in Abb. 1745 z. B. zwischen dem Zylinder und dem Rahmen unter Ersparen der Deckelschrauben, eingeklemmt werden.

Zum sicheren Erfassen, Anheben und Aufsetzen dienen Knöpfe, Griffe, Öffnungen, an schweren Stücken Ösen oder Haken. Größere Deckel, die oft gelöst werden müssen, hängt man häufig an Bolzen oder Zapfen auf oder macht sie durch den Einbau von Gelenken aufklappbar, Abb. 1783 und 1784. Die Drehachse wird am besten in der Ebene, längs welcher der Deckel aufliegt, angeordnet, damit sich dieser zur Schonung der Packung senkrecht von der Dichtfläche abhebt. Durch Langlöcher oder Spiel der Bolzen ist verschiedener Packungsdicke Rechnung zu tragen. Die Ansätze zur Stützung der Deckel sollen kräftig gehalten werden, weil ihr Bruch die Teile, an denen sie sitzen,



häufig unbrauchbar macht. Das Lösen kann man durch Schlitz, in denen die Schrauben liegen, Abb. 1784, erleichtern und beschleunigen, da dann die Muttern nur so weit gelöst zu werden brauchen, daß sich die Schrauben aus den Schlitz herausnehmen lassen. In Abb. 1785 sind die Schrauben noch an Bolzen befestigt, vor dem Abfallen geschützt und rasch wegklappbar.

Die Sicherung der Lage der Deckel gegenüber dem Körper, den sie abschließen, läßt sich durch Paßstifte, Einpassen der Schrauben, bei runden Deckeln durch Zentrieren, Abb. 1785, erreichen. Dagegen muß das Einpassen eines vorspringenden Randes an

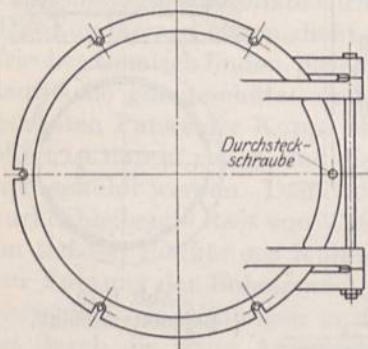


Abb. 1784. Aufklappbarer Deckel.

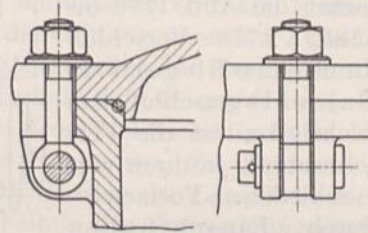


Abb. 1785. Klappschraube zum Deckel Abb. 1784.

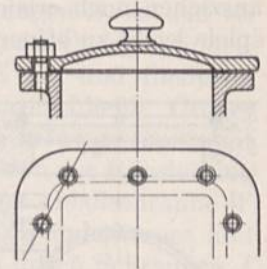


Abb. 1786. Deckel mit leicht bearbeitbarer Dichtfläche.

eckigen Deckeln, eine umständliche, schwierige und teure Arbeit, unbedingt vermieden werden, weil die Bearbeitung der Paßflächen ein mehrfaches Umschalten der Werkzeuge oder Umspannen des Werkstückes verlangt. Bei der richtigen Ausbildung nach Abb. 1786 läßt sich die ebene Dichtfläche an beiden Stücken mit durchlaufenden Werkzeugen in je einer Aufspannung vollständig und genau bearbeiten.

Die einfachste Form der Deckel sind ebene, aus gewalztem Blech herausgeschnittene Scheiben, die oft unbearbeitet verwandt werden, sich aber auch leicht an den Rändern oder durch Überhobeln einer ganzen Fläche bearbeiten lassen. Ebene Deckel aus Gußeisen versieht man gewöhnlich mit einem kräftigen, auf der Arbeitsseite oder beiderseits vorspringendem Rande; durchweg gleich starke Deckel würden sich infolge von Gußspannungen zu leicht werfen und verziehen.

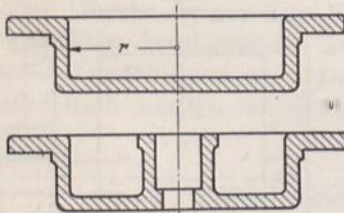


Abb. 1787. Vertiefte Deckel.

Oft wölbt man die zwischen dem Rande liegenden Flächen, Abb. 1786, des besseren Aussehens wegen und um die Gußspannungen herabzumindern.

Fällen ebene Platten zu schwer aus, so vertieft man sie nach Abb. 1787 oder

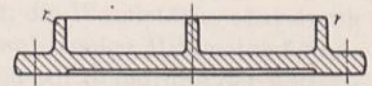


Abb. 1788. Durch Randleisten und Rippen verstärkter Deckel.

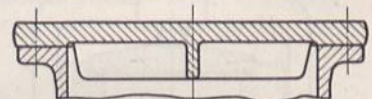


Abb. 1789. Durch Innenrippen verstärkter Deckel.

1742 oder verstärkt sie durch Rippen, Abb. 1788 und 1789. Im ersten Falle darf man den mittleren Teil des Deckels als eine am Rande eingespannte Platte betrachten und deshalb leichter halten, wenn der Rand genügend steif und kräftig ist. Das ist auch der Sinn der häufig an ebenen Deckeln verwandten Randrippen  $r$  der Abb. 1788, die nebenher zur Stützung der Verkleidung und zum Einbau von Wärmeschutzmitteln in den Vertiefungen dienen. Durch weitere Längs- und Querrippen kann man den Deckel in Felder einteilen, die einzeln als eingespannte Platten betrachtet und daher schwächer sein dürfen, wenn die Rippen stark und hoch genug sind. Beim Ansetzen derselben ist dem Grundsatz, daß sie nicht auf Zug beansprucht werden sollen, Rechnung zu tragen, namentlich im Falle der Ausführung in Gußeisen wegen dessen geringer Widerstandsfähigkeit gegenüber Zugspannungen.



Bedeutend größere Tragfähigkeit können runde Deckel durch kegelige oder kugelige Formen bekommen, wie sie u. a. an Kraftmaschinen bei Verwendung kegelliger oder gewölbter Kolben, Abb. 1747, gegeben sind. Ähnliche Formen verleiht man auch den Zwischenböden von Dampfturbinen, Abb. 1790, die die einzelnen Druckstufen voneinander trennen.

Bei sehr großen Abmessungen oder Drucken bildet man die Deckel doppelwandig aus, Abb. 1745, eine Form, die auch dann notwendig ist, wenn sie zur Heizung oder zur Kühlung herangezogen werden sollen. Oft müssen die Deckel Steuerungsteile aufnehmen. Dann wird ihre Durchbildung je nach den Umständen sehr verschiedenartig, Abb. 1750 und 1737, vielfach aber auch recht schwierig.

Besondere Beachtung bei der konstruktiven Durchbildung erfordern die Wärmespannungen, begründet in Temperaturunterschieden an verschiedenen Stellen der Deckel. Ihre Größe läßt sich rechnerisch nach den auf S. 991 abgeleiteten Formeln nur in dem Falle mit einiger Sicherheit verfolgen, daß die Ausbildung der Formänderungen, die die Temperaturen verlangen, ganz gehindert ist. Im übrigen ist der Konstrukteur auf die Beachtung der Gesichtspunkte angewiesen, die schon bei der Besprechung der Wärmespannungen in Zylindern hervorgehoben wurden: auf die Wahl geeigneter Werkstoffe, Ausbildung möglichst einfacher, aber nachgiebiger Formen, symmetrische Gestaltung der Teile, Verminderung des Wärmegefälles durch Beschränkung der Wandstärken, Vermeidung von Wärmestauungen durch gleichmäßige Verteilung des Werkstoffes und durch richtige Führung der Kühlmittel.

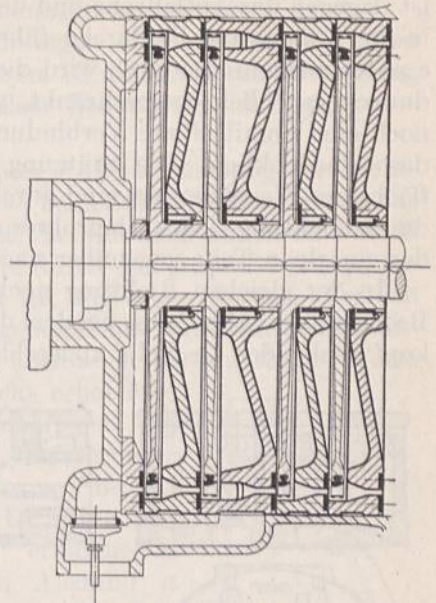


Abb. 1790. Zwischenböden an Dampfturbinen.

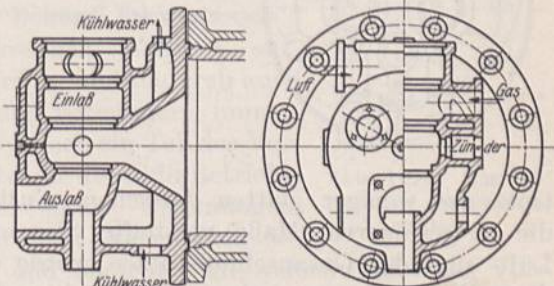


Abb. 1791. Gasmaschinenzylinderkopf, in dem starke Wärmespannungen zu erwarten sind.

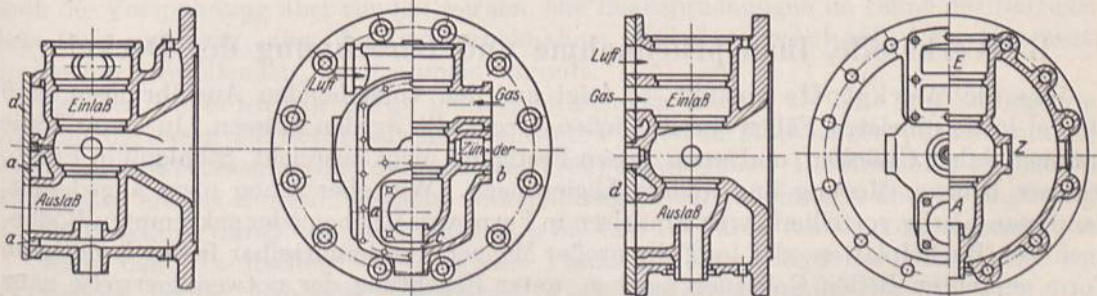


Abb. 1792 und 1793. Verminderung der Wärmespannungen an einem Gasmaschinenzylinderkopf durch konstruktive Mittel.

Abb. 1791 bis 1793. Gasmaschinenzylinderkopf in konstruktiv verschiedener Durchbildung.

Beispiele und einige konstruktive Hilfsmittel besonderer Art zeigen die Abb. 1791 bis 1794. In 1791 ist zunächst ein Gasmaschinenzylinderkopf wiedergegeben, bei dem die Stützen und Einsätze für die Steuerteile unmittelbar eingegossen sind. Dadurch werden Gußspannungen unvermeidlich, zu denen große Beanspruchungen durch die Wärme treten, weil die Innenwände den heißen verbrennenden Gasen, die Außenwände aber dem



Kühlwasser ausgesetzt sind, Spannungen, die häufig zu Rißbildungen an solchen Köpfen führen. Der Kern ist durch verhältnismäßig kleine Kernmarken gehalten. In Abb. 1792 ist dagegen das Auslaßrohr und der Stutzen für den Zünder frei durch Öffnungen *a* und *b* in der Außenwand hindurchgeführt, der Stutzen zur Führung der Ventilspindel aber bei *c* unterbrochen. Dadurch wird die Bildung von Spannungen zwischen den beiden Wandungen erheblich eingeschränkt, weil nur der Einsatz zur Aufnahme des Einlaßventils noch eine unmittelbare Verbindung zwischen ihnen bildet. Da derselbe kühl bleibt, ist das unbedenklich. Die Stützung des Hauptkernes und die Zugänglichkeit der Innenfläche des Wasserraumes sind durch einen großen Deckel *d* wesentlich verbessert, während die Abdichtung des Auslaßrohres durch weiche Gummischüre, die den Verschiebungen der einzelnen Teile gegenüber nachgeben, leicht und sicher bewirkt werden kann.

In der gleichen Richtung noch weiter durchgebildet ist der Deckel eines stehenden Bronsmotors, Abb. 1794, bei dem der Wassermantel durch einen über den ganzen Zylinderkopf reichenden Deckel *d* abgeschlossen ist. Die Biegespannungen, die durch die Schrauben in den Flanschen und in der

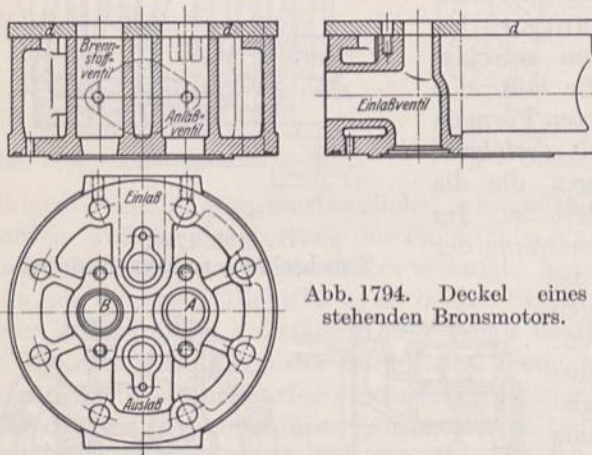


Abb. 1794. Deckel eines stehenden Bronsmotors.

inneren Stirnwand der Deckel, Abb. 1791 und 1792, erzeugt werden, sind in Abb. 1794 dadurch vermieden, daß die Befestigungsschrauben in eingegossenen Rohren sitzen und durch den ganzen Kopf hindurch reichen. Sie halten gleichzeitig die Verschlußplatte *d* fest. Versucht man dieselbe Ausführung auf den Gasmaschinenkopf 1791 anzuwenden, so kommt man zu einer Gestaltung etwa nach Abb. 1793. Es entsteht ein etwas schwerer Deckel, weil der Außenwanddurchmesser ziemlich groß wird, obgleich die Augen für die Halteschrauben

trotz des weniger glatten Aussehens außen auf den Mantel aufgesetzt sind. Auch die in geringerem Maße versteifte Stirnwand muß kräftiger gehalten werden. Der Luft- und der Gasanschlußstutzen wurde durch den Deckel hindurchgeführt, der auf diese Weise symmetrisch zur senkrechten Mittelebene wird und eine sehr einfache und günstige Gestalt bekommt.

## B. Werkstoffe, Inanspruchnahme und Berechnung der Deckel.

Was die Werkstoffe anlangt, so folgt aus den vorstehenden Ausführungen, daß Deckel in den meisten Fällen durch Gießen hergestellt werden müssen. In erster Linie kommen daher Gußeisen, und wenn dessen Festigkeit nicht ausreicht, Stahlguß in Frage; seltener Bronze, Messing und andere Legierungen. Wie aber schon oben angedeutet, kann man häufig vorteilhaft vom Flußeisen in Form von Blechen oder gekrempten Böden, auch von Buckelplatten oder im Falle großer Mengen von unmittelbar in der benötigten Form gepreßten Böden Gebrauch machen, unter Beachtung der notwendigerweise ganz anderen konstruktiven Gestaltung auf Grund der Herstellung durch Walzen, Pressen, Zusammennieten und Schweißen.

Die Inanspruchnahme der Deckel ist sehr mannigfaltig. Wenn man z. B. die Zylinderdeckel der Kraft- und Arbeitsmaschinen herausgreift, so sind dieselben in erster Linie dem Betriebsdruck, häufig aber auch starken Wärmewirkungen und demzufolge Wärmespannungen ausgesetzt. Da meist gleichzeitig völlige Dichtheit der Fugen verlangt wird, müssen die Deckel beim Zusammenbau kräftig angepreßt werden; sie kommen dadurch unter oft recht beträchtliche Vorspannungen. Geheizte Deckel haben dem Druck



des Heizedampfes standzuhalten; während aber der Betriebsdruck meist die doppelwandigen Deckel als ein Ganzes belastet, wirkt der Heizedampf vielfach ungünstiger, nämlich so, daß die einzelnen Wände ihm gegenüber genügend kräftig sein müssen. Endlich ist bei verwickelten Formen stets mit Gußspannungen zu rechnen.

Lediglich zum Verschuß von Hohlräumen oder Öffnungen dienende Deckel, Türen und Klappen wird man leicht zu halten suchen und nur im Hinblick auf die Herstellung und Bearbeitung — und auf die gelegentlich rücksichtslose Behandlung im Betriebe — bemessen.

Ein Deckel einfachster Form, eine ebene, runde, unter Außerachtlassung der Dichtleiste durchweg gleich starke Platte, wird nach Abb. 1795 beim Zusammenbau durch das Anziehen der Schrauben einem Biegemoment ausgesetzt, das ihn nach außen zu wölben sucht. Er kann als eine Platte, die längs der Dichtleiste durch den Anpreßdruck  $p_0$  belastet, längs des Schraubenlochkreises aber unterstützt ist, angesehen werden. Freilich ist man bezüglich der Größe von  $p_0$  und damit des Biegemomentes auf Schätzungen angewiesen. Bei übermäßigem Anziehen der Schrauben, aber auch bei unrichtiger Form des Flansches mit zu großem Hebelarm  $a$  können recht erhebliche Vorbeanspruchungen des Deckels entstehen. Vorteilhaft ist, die Flansche auf ihrer ganzen Fläche aufliegen zu lassen, freilich unter

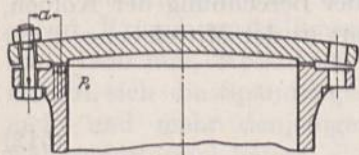


Abb. 1795. Erzeugung von Vorspannungen in Deckeln durch das Anziehen der Deckelschrauben.

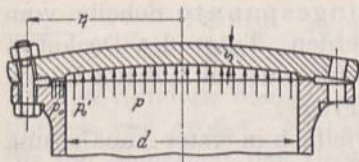


Abb. 1796. Deckel Abb. 1795 im Betriebszustand.

Verminderung der Pressung, die auf die dazwischen gelegte Dichtung ausgeübt wird. Auch ermöglichen Stiftschrauben, den Abstand  $a$  herabzusetzen. Tritt nun der Betriebsdruck  $p$  hinzu, von innen her auf einer Fläche wirkend, die mindestens dem lichten Durchmesser  $d$  des abgeschlossenen Raumes entspricht, so wird  $p_0$  und dadurch auch die Vorspannung vermindert, immerhin erhöht aber noch ein Teil des Vorspannmomentes die durch die Betriebsbelastung erzeugten Spannungen. Denn erst in dem Augenblick, wo

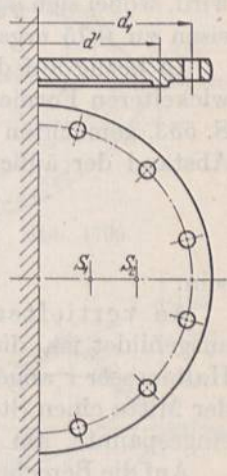


Abb. 1797. Zur Berechnung ebener runder Deckel.

sich der Deckel von der Dichtleiste abhebt und undicht wird, verschwindet das Vorspannmoment.

Wirkt  $p$  im Falle von Unterdruck im Zylinder von außen her auf den Deckel, so muß die Vorspannung überwunden werden, ehe Beanspruchungen im Sinne der Betriebsbelastung auftreten; aber die Inanspruchnahme wird dann wechselnd im Gegensatz zu der nur schwellenden, wenn  $p$  innen angreift.

Bei der Berechnung pflegt man einen solchen Deckel als eine frei aufliegende, gleichmäßig durch den Betriebsdruck  $p$  belastete Platte vom Halbmesser  $r_1$  des Schraubenlochkreises zu betrachten und darauf Formel (62) anzuwenden. Die Annahme ist insofern zu günstig, als das Einspannmoment vernachlässigt wird, andererseits aber zu ungünstig, als die Belastung durch den Betriebsdruck  $p$  bis zum Lochkreis reichend angenommen ist.

Nach dem Bachschen Vorschlag, die Platte als einen längs der Mittelebene eingespannten Träger, Abb. 1797, aufzufassen, kann man die Belastung durch den Betriebsdruck, den man bis zur Mitte oder auch bis zur Außenkante der Dichtung wirkend annehmen wird,

$\frac{P}{2} = \frac{\pi (d')^2}{2 \cdot 4} \cdot p$ , im Schwerpunkte  $S_1$  der Halbkreisfläche vereinigt

denken. Der gleich große Stützdruck darf im Schwerpunkte  $S_2$  der halben Kreislinie vom Durchmesser  $d_1$  zusammengefaßt werden. Dann ist der Hebelarm des so entstandenen

Kräftepaares:  $\overline{S_1 S_2} = \frac{d_1}{\pi} - \frac{2 d'}{3 \pi}$  und mithin die Biegebeanspruchung längs der Mittelebene:



$$\sigma_b = 6 \frac{P \left( \frac{d_1}{\pi} - \frac{2 d'}{3 \pi} \right)}{2 (D - 2 d_0) \cdot s^2} = \frac{P (3 d_1 - 2 d')}{\pi (D - 2 d_0) \cdot s^2},$$

wenn  $D$  den Außendurchmesser des Deckels,  $s$  seine Stärke,  $d_0$  den Schraubenlochdurchmesser, sämtlich in cm, bedeuten. Mit der Annäherung  $d' = d_1$  und  $D - 2 d_0 = d_1$ , sofern man also die Belastung bis zum Lochkreis reichend annimmt, wird:

$$\sigma_b = \frac{P}{\pi s^2} = \frac{\pi d_1^2 \cdot p}{4 \pi s^2} = 0,25 \frac{d_1^2}{s^2} \cdot p = \frac{r_1^2}{s^2} \cdot p.$$

Nach Versuchen von Bach ist die Formel mit einer Berichtigungszahl  $\varphi_0$  zu versehen, so daß:

$$\sigma_b = \varphi_0 \frac{r_1^2}{s^2} \cdot p \quad (511)$$

wird, wobei sich  $\varphi_0$  an Platten, die am Rande frei auflagen, bei Gußeisen zu 1,2, bei Flußeisen zu 0,75 ergab.

In bezug auf die Frage, ob die gleiche Betrachtungsweise auch für Deckel von verwickelteren Formen zulässig ist, gelten sinngemäß die bei der Berechnung der Kolben, S. 553, gemachten Ausführungen. Ist  $J$  das Trägheitsmoment in der Mittelebene,  $e$  der Abstand der äußeren Faser von der Nulllinie, so würde:

$$\sigma_b = \frac{P (3 d_1 - 2 d')}{6 \cdot \pi \cdot J} \cdot e \quad (512)$$

sein.

An vertieften Deckeln, Abb. 1787 oben, darf, wenn der Rand genügend kräftig ausgebildet ist, die eigentliche Stirnfläche als eine ebene, eingespannte Scheibe vom Halbmesser  $r$  angesehen und nach Formel (64) berechnet werden. Trägt der Deckel in der Mitte einen Stopfbüchsenaufsatz, so kommt Formel (69) für eine am äußeren Rande eingespannte, am inneren vertiefte, ringförmige Platte in Frage.

Auf die Berechnung kugelig gewölbter Deckel pflegt man vielfach in erster Annäherung die Formeln (51) oder (54):  $\sigma = \frac{R \cdot p}{2s}$  anzuwenden, indem man die Wölbung als Stück einer Hohlkugel betrachtet und die Spannungen über die ganze Wandstärke gleichmäßig verteilt annimmt. Daß das nicht zutreffend ist, zeigen Untersuchungen H. Kellers [XXIII, 10], deren Hauptergebnisse im folgenden besprochen werden, gleichzeitig in der Absicht, anschaulich darzulegen, in welchem Maße Deckel durch Wölben nach einer Kugelfläche verstärkt werden. Wegen des bei der Untersuchung benutzten Differenzenverfahrens, das auch geeignet ist, runde Deckel mit wechselnder Wandstärke und mit Öffnungen in der Mitte nachzurechnen, wie sie u. a. als Zwischenböden an Dampfturbinen häufig vorkommen, muß auf die Quelle verwiesen werden. Die Deckel, Abb. 1798 bis 1802, haben sämtlich 1800 mm Durchmesser und 60 mm Stärke, bestehen aus Gußeisen und sind durch einen Druck von  $p = 10$  at von der erhabenen Seite her belastet. Die Elastizitätszahl ist gleich  $\frac{1}{900000}$  cm<sup>2</sup>/kg, die Querdehnungszahl  $m = 5$  angenommen worden. Anderem Druck  $p'$  gegenüber nehmen die Spannungen verhältnismäßig zu und ab, so daß  $\sigma' = \sigma \cdot \frac{p'}{p}$  wird. Abb. 1798 zeigt zunächst in den Ordinaten die Größe und Verteilung der Spannungen in einer ebenen, am Rande frei aufliegenden Platte. Als Abszissen sind die Abstände von der Plattenmitte aufgetragen, wo die Spannung sowohl in radialer Richtung ( $\sigma_r$ ), wie in tangentialer ( $\sigma_t$ ) den Größtwert erreicht. Sie sind unter sich und an beiden Oberflächen zahlenmäßig gleich groß:

$$\sigma_r = \sigma_t = \pm 2840 \text{ kg/cm}^2.$$



Wölbt man den freiaufliegenden Deckel kugelig mit einem Halbmesser  $R = 5100\text{ mm}$ , Abb. 1799, so rückt die größte Spannung, die tangentielle  $\sigma_t = 1820\text{ kg/cm}^2$  nach der Innenkante des Scheibenrandes; in der Mitte der Platte aber sind die Spannungen an den beiden Oberflächen verschieden groß geworden. Auf der Außenseite herrschen größte Druckspannungen  $\sigma_{ra} = \sigma_{ta} = -1615\text{ kg/cm}^2$ , an der Innenfläche Zugspannungen  $\sigma_{ri} = \sigma_{ti} = +530\text{ kg/cm}^2$ . Die Näherungsformel (54) liefert einen viel zu geringen Wert von:

$$\sigma_0 = \frac{R_a \cdot p}{2s} = \frac{516 \cdot 10}{2 \cdot 6} = -430\text{ kg/cm}^2.$$

Er ist zum Vergleich strichpunktiert eingetragen.

Verstärkt man die Wölbung entsprechend Krümmungshalbmessern von 2600 und 1430 mm, Abb. 1800 und 1801, so nähern sich die Spannungen in der Mitte mehr und mehr denjenigen, welche die Näherungsformel liefert:

$$\sigma_0 = \frac{266 \cdot 10}{2 \cdot 6} = 222\text{ kg/cm}^2$$

und 
$$\sigma_0 = \frac{149 \cdot 10}{2 \cdot 6} = 124\text{ kg/cm}^2.$$

An den Rändern bleiben jedoch die Spannungen viel größer. Sie sind maßgebend für die Sicherheit der Deckel.

Endlich zeigt Abb. 1802 die Spannungen in der Platte 1801 mit 1430 mm Wölbungshalbmesser, wenn der Rand vollständig eingespannt ist: die größte Druckspannung bekommt etwa dieselbe Höhe, tritt aber an der Innenkante auf: die Zugspannungen sind zugunsten der Sicherheit des Deckels wesentlich vermindert.

Abb. 1803 veranschaulicht an den frei aufliegenden Deckeln den Einfluß der Wölbung auf die größten Spannungen, die als Ordinaten über den Pfeilhöhen der Deckel aufgetragen sind. Mit zunehmender Pfeilhöhe fällt die Spannung sehr rasch. Zum Vergleich ist in der strichpunktierten Linie die Beanspruchung  $\sigma_0$  nach der Näherungsformel (54) angegeben.

Untersuchungen weiterer Beispiele zeigen, daß die Widerstandsfähigkeit kugelig gewölbter Böden nicht mit dem Quadrat der Wandstärke steigt, wie es für ebene Platten gilt. Die Inanspruchnahme sinkt

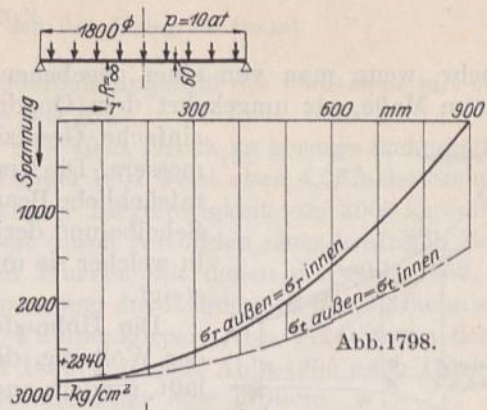


Abb. 1798.

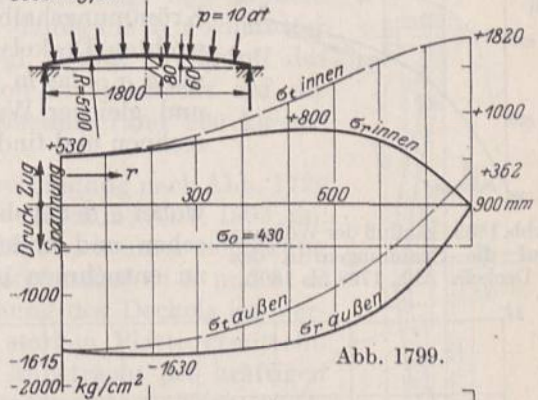


Abb. 1799.

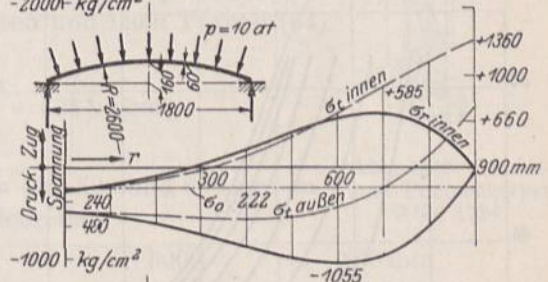


Abb. 1800.

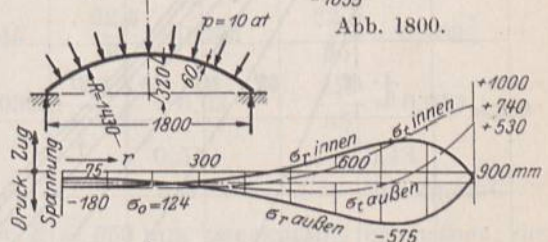


Abb. 1801.

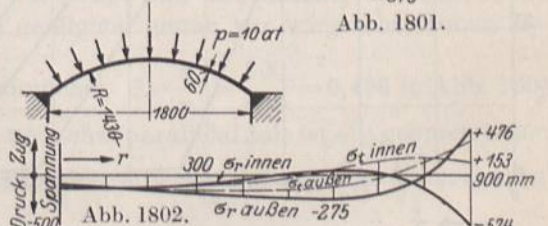


Abb. 1798 bis 1802. Spannungsverteilung in ebenen und gewölbten Deckeln von 1800 mm Durchmesser bei 10 at Druck nach H. Keller.

- Abb. 1798. Ebener Deckel;
- Abb. 1799. Deckel mit  $R = 5100\text{ mm}$  gewölbt;
- Abb. 1800. Deckel mit  $R = 2600\text{ mm}$  gewölbt;
- Abb. 1801. Deckel mit  $R = 1430\text{ mm}$  gewölbt;
- Abb. 1802. Deckel mit  $R = 1430\text{ mm}$  gewölbt und am Rande eingespannt.



vielmehr, wenn man von einer gegebenen Platte zu einer stärkeren übergeht, in geringerem Maße, als umgekehrt dem Quadrat der Dicke. In ähnlicher Weise fehlt eine einfache Gesetzmäßigkeit des Einflusses des Deckeldurchmessers. Die Erscheinung dürfte darin begründet sein, daß die tatsächliche Beanspruchung zwischen derjenigen einer ebenen Scheibe und derjenigen einer vollständigen Kugelschale liegt, in welcher sie umgekehrt zur ersten Potenz der Wandstärke steigt.

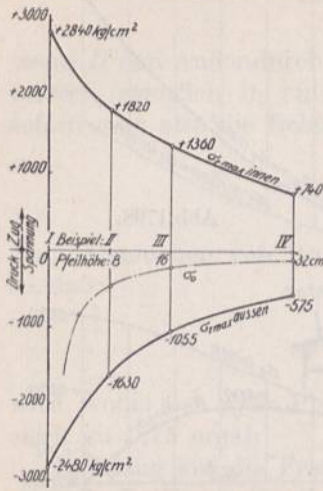


Abb. 1803. Einfluß der Wölbung auf die Spannungen in den Deckeln Abb. 1798 bis 1802.

Die Höhe der Spannungen ist jedoch nicht allein von der Wölbung, die sich durch das Verhältnis  $r : R$  ausdrücken läßt, sondern auch von dem Verhältnis der Wandstärke  $s$  zum Krümmungshalbmesser  $R$  abhängig. Sind die Maße eines gewölbten Deckels gegeben, so kann man zunächst die Spannung  $\sigma_0$ , die in einer ebenen Platte gleichen Halbmessers  $r$  und gleicher Wandstärke  $s$  nach Formel (62) entsteht, berechnen und findet dann die wirkliche höchste Spannung aus:

$$\sigma = \xi \cdot \sigma_0, \tag{513}$$

wobei  $\xi$  der Abb. 1804, die Verfasser auf Grund der Keller-schen und anderer Untersuchungen zusammengestellt hat, zu entnehmen ist. Die Berichtigungszahl  $\xi$  ist darin senkrecht zum Verhältnis

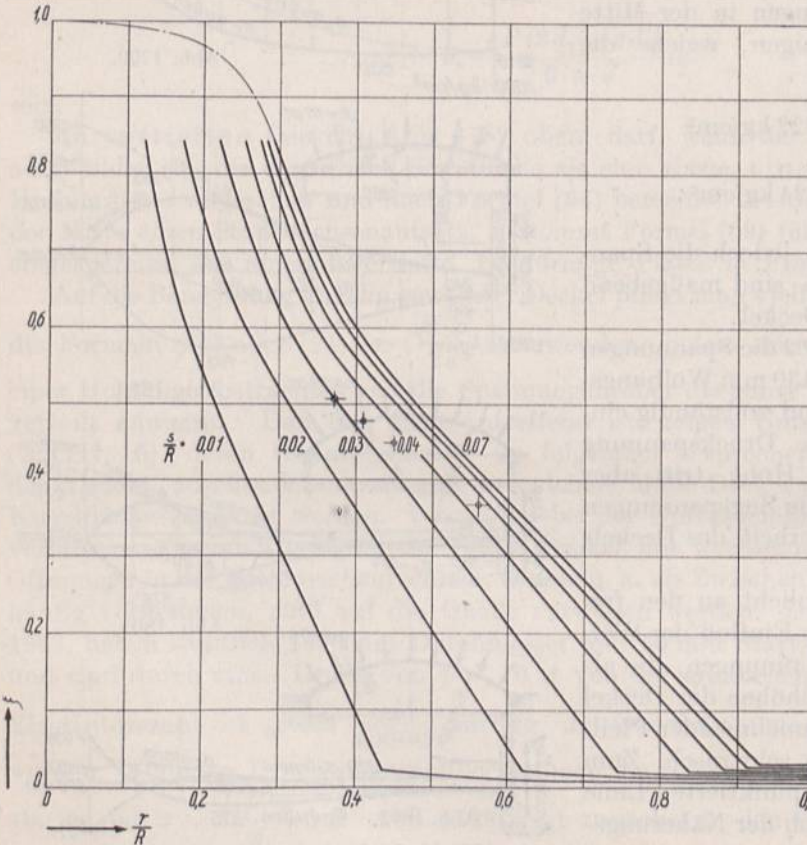


Abb. 1804. Zur Berechnung gewölbter, von außen gleichmäßig belasteter Deckel.

$r : R$  aufgetragen und durch eine Reihe von Linien dargestellt, die für verschiedene Verhältnisse  $s : R$  gelten.  $\xi$  fällt vom Werte 1 mit zunehmender Wölbung rasch ab. Bei großen Werten für  $r : R$  wird für die Beanspruchung diejenige von Hohlkugeln nach Formel (54) gültig; die Kurven gehen in die annähernd wagerecht verlaufenden Äste über.

Durch die Benutzung der Größe  $\xi$  wird die Berechnung gußeiserner, kugelig gewölbter Deckel, die durch äußeren Überdruck belastet sind, außerordentlich vereinfacht, wie das folgende Beispiel zeigt.

Für den Fall, daß der Deckelrand als eingespannt zu betrachten ist, bestimmt man  $\sigma_0$  nach der Formel (64).

Die Wirkung des Betriebsdruckes von innen her zu beurteilen, reichen die vorliegenden Untersuchungen nicht aus. Ebenso dürfen die Kurven nicht ohne weiteres auf flußeiserne



Deckel angewendet werden, da Keller die Querdehnungszahl des Gußeisens mit  $m = 5$  angesetzt hatte, während für Flußeisen  $m = 3,3$  gilt.

Die Deckel Abb. 1798 bis 1800 haben bei  $p = 10$  at Druck zu geringe Sicherheit, um in Gußeisen ausgeführt zu werden; erst der Deckel 1801 weist etwa 4,05fache Sicherheit gegen Bruch auf, wenn er aus Gußeisen von einer Biegefestigkeit von  $3000 \text{ kg/cm}^2$  hergestellt wird. In welchem Maße die Sicherheit durch Ausbilden eines kräftigen Randes erhöht werden kann, zeigt der Vergleich der Kurven mit denen der Abb. 1802, nach welchen die Sicherheit im Falle völliger Einspannung des Randes auf das 6,3fache steigt.

**Zahlenbeispiel 15.** Hinterer Deckel zum Pumpenkörper, Abb. 1724, wenn derselbe wegen der günstigeren Inanspruchnahme auf Druck gemäß Abb. 1805 nach innen gewölbt ausgeführt wird. Die Form verlangt allerdings eine größere Ausladung des Stutzens am Pumpenkörper, damit die Kolbenmutter nicht anstößt. Betriebsdruck  $p = 5,4$  at, vgl. S. 959. Werkstoff des Deckels Gußeisen; seine Beanspruchung soll in Rücksicht auf die schwellende, gelegentlich aber stoßweise Belastung rund  $300 \text{ kg/cm}^2$  betragen.

Nimmt man, ausgehend von der Flanschverbindung nach Abb. 1729 den Ansatzhalbmesser der Wölbung zu  $r = 225 \text{ mm}$ , Abb. 1805 an, wählt die Wölbungsstärke  $s$  zu  $18 \text{ mm}$ , so läßt sich unter Schätzung des Wölbungshalbmessers  $R$  an Hand der Verhältnisse  $r : R$  und  $s : R$  aus Abb. 1804  $\xi$  und damit die Beanspruchung des Deckels im Vergleich zu derjenigen einer ebenen, gleich starken Platte ermitteln. Diese ebene Vergleichsplatte wird man in Anbetracht des kräftigen Flansches am Rande eingespannt betrachten und nach Formel (64) berechnen können. Sie wäre mit:

$$\sigma_e = 0,75 \cdot p \cdot \frac{r^2}{s^2} = 0,75 \cdot 5,4 \cdot \frac{22,5^2}{1,8^2} = 635 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht.

$R$  ist zunächst in Stufen von je  $100 \text{ mm}$  zu  $400, 500$  und  $600 \text{ mm}$  angenommen. Dann ergibt sich folgende Zahlenreihe:

$R =$	400	500	600	550 mm
$\frac{r}{R} =$	$\frac{22,5}{40} = 0,56$	$\frac{22,5}{50} = 0,45$	$\frac{22,5}{60} = 0,375$	$\frac{22,5}{55} = 0,409$ ,
$\frac{s}{R} =$	$\frac{1,8}{40} = 0,045$	$\frac{1,8}{50} = 0,036$	$\frac{1,8}{60} = 0,03$	$\frac{1,8}{55} = 0,033$ ,
$\xi =$	0,37	0,45	0,51	0,48
$\sigma = \xi \cdot \sigma_e =$	235	286	324	$305 \text{ kg/cm}^2$ .

Die Liste läßt einen Wölbungshalbmesser  $R = 550 \text{ mm}$  zweckmäßig erscheinen, der bei der Nachrechnung in der letzten Spalte genügend genau zur vorgeschriebenen Beanspruchung führt.

(Ein zweiter Weg zur Ermittlung von  $R$  ist, zunächst  $\xi = \frac{k_0}{\sigma_e} = \frac{300}{605} = 0,496$  in Abb. 1804 einzutragen. Die ihm entsprechende, zur Abszissenachse parallele Linie ist ein geometrischer Ort zur Ermittlung des Verhältnisses  $r : R$ . Der zweite findet sich aus  $\frac{s}{r} = \frac{1,8}{22} = 0,0818$ . Setzt man nämlich in:

$$\frac{s}{r} = \left(\frac{s}{R}\right) : \frac{r}{R} \quad \text{oder} \quad \frac{r}{R} = \left(\frac{s}{R}\right) : \frac{s}{r} = \frac{s}{R} \cdot \frac{1}{0,0818},$$

die in Abb. 1804 benutzten Werte von  $\frac{s}{R} = 0,01, 0,02 \dots$  ein, so findet man durch Eintragen der zugehörigen Werte  $\frac{r}{R}$  eine Kurve, deren Schnitt mit der Geraden  $\xi = 0,496$  das gesuchte Verhältnis  $r : R$  und damit  $R$  selbst liefert.)

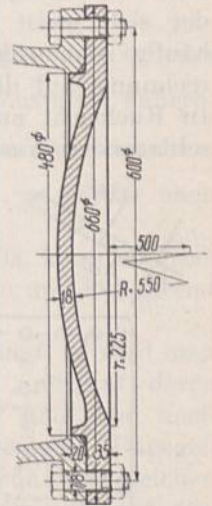


Abb. 1805. Deckel zum Pumpenkörper Abb. 1724.



Die oben erwähnte Verlängerung des Stützens am Pumpenkörper ergibt sich auf Grund der Zeichnung des Deckels zu 70 mm.

Ebene, durch radiale Rippen verstärkte Deckel kann man sich in eine Anzahl von Kreisabschnitten zerlegt denken, die in erster Annäherung in der bei den Kolben auf S. 557 an Hand der Formel (270) und Abb. 1000 angegebenen Weise als eingespannte Platten angesehen werden dürfen, wenn die Rippen genügend kräftig sind. Leider sind wir noch nicht in der Lage, derartige Deckel als ein Ganzes zu berechnen.

Doppelwandige Deckel oder Böden werden, wie schon oben angedeutet, in verschiedener Weise beansprucht, je nachdem sie nur dem Druck im Zylinder, der von außen her auf sie wirkt, ausgesetzt sind oder auch dem Druck des Heizmittels von innen her standhalten müssen. Durch den großen Abstand der Stirnflächen voneinander, der sich meist leicht erreichen läßt, oft sogar konstruktiv gegeben ist, entstehen häufig sehr widerstandsfähige Formen des gesamten Stückes, so daß man die Berechnung auf die zwischen den Rippen liegenden Wandungsteile beschränken kann. In Rücksicht auf den Umlauf des Heizdampfes und die Ableitung des sich nieder-schlagenden Wassers müssen die Rippen Aussparungen erhalten, die man nach den Erfah-

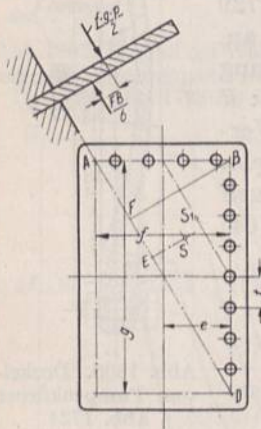


Abb. 1806. Zur Berechnung viereckiger Deckel nach Bach.

rungen an den Kolben, lfd. Nr. 7 bis 9 der Zusammenstellung 110, S. 560, und nach den Pfeleidererschen Versuchen an geschlitzten Balken in der Mitte vermeiden und in den Ecken, und zwar sowohl am äußeren Umfang, wie an der Nabe, Abb. 1745, anordnen wird. Dadurch umgeht man gleichzeitig die Entstehung von Wassersäcken und schränkt die Lunkerbildung an den Stellen ein, wo mehrere Wandungsteile zusammentreffen.

Einwandige, ebene Deckel rechteckiger Form an kleineren Schieberkästen und ähnlichen Teilen können als freiaufliegende Platten nach Formel (77) berechnet werden. Vielfach wird das von Bach angegebene Näherungsverfahren benutzt, nach dem man sich den Deckel zwecks Berechnung längs einer Diagonale eingespannt denkt, Abb. 1806. Wird ähnlich wie bei runden das durch die Schraubenlöcher gegebene Rechteck von  $f \cdot g$  cm Seitenlänge als belastete Fläche angenommen, so greift die Belastung des

halben Deckels  $\frac{f \cdot g \cdot p}{2}$  am Abstand des Schwerpunktes von der

Diagonale,  $SE = \frac{1}{3} FB$  an, während die Schraubenkräfte im Punkte  $S_1$ , im Abstände  $\frac{FB}{2}$  von der Diagonale vereinigt gedacht werden können. Dadurch entsteht das im Aufriß angedeutete Kräftepaar mit dem Hebelarm

$$\frac{FB}{2} - \frac{FB}{3} = \frac{FB}{6}$$

Drückt man den Flächeninhalt des Dreiecks  $ABD$  einerseits durch:

$$\frac{AB \cdot BD}{2} = \frac{f \cdot g}{2},$$

andererseits durch:

$$\frac{AD \cdot FB}{2} = \frac{\sqrt{f^2 + g^2} \cdot FB}{2}$$

aus und setzt die Werte einander gleich, so folgt:

$$FB = \frac{f \cdot g}{\sqrt{f^2 + g^2}},$$

ferner das Biegemoment, dem der Deckel längs der Diagonale unterliegt:

$$M_b = \frac{f^2 \cdot g^2}{12 \sqrt{f^2 + g^2}} \cdot p,$$



und die Beanspruchung auf Biegung:

$$\sigma_b = \frac{\varphi_0 \cdot f^2 \cdot g^2 \cdot p \cdot e}{12 \sqrt{f^2 + g^2} \cdot J}, \quad (514)$$

wenn  $J$  das Trägheitsmoment des eingespannt gedachten Querschnitts,  $e$  den Abstand der äußersten Faser von der Nulllinie und  $\varphi_0$  eine aus Versuchen herzuleitende Berichtigungszahl bedeuten. Nähert man den gefährlichen Querschnitt durch ein Rechteck von der Breite  $\sqrt{f^2 + g^2}$  und der Höhe  $s$  an, so wird:

$$\sigma_b = \frac{\varphi_0 \cdot f^2 \cdot g^2 \cdot p}{2 \sqrt{f^2 + g^2} \cdot s^2}. \quad (515)$$

$\varphi_0$  gibt Bach zu  $\frac{3}{4}$  bis  $\frac{9}{8}$  an, je nachdem die Platte am Rande eingespannt ist oder frei aufliegt. Die meisten Deckel dürften sich dem zuletzt genannten Zustande nähern, so daß  $\varphi_0 = 1$  bis  $\frac{9}{8}$  gesetzt werden kann. Inwieweit die Formel auch auf verwickeltere Querschnitte und auf doppelwandige Deckel angewendet werden darf, ist wieder nach den auf S. 553 gemachten Ausführungen zu beurteilen.

Rechteckige Felder an durch Rippen verstärkten Deckeln, Abb. 1808, kann man bei genügender Steifigkeit der Rippen am Umfange eingespannt betrachten und annähernd als elliptische Platten nach Formel (74) berechnen.

Was die Belastung der Schrauben zur Befestigung der Deckel anlangt, so wird man auf eine gleichmäßige Verteilung des Druckes auf alle Schrauben und auf deren gleichmäßige Inanspruchnahme nur bei kreisförmigen Öffnungen und bei nach allen Richtungen gleichartig durchgebildeten Verschlüssen rechnen können. Dagegen werden die Schrauben an rechteckigen oder elliptischen Deckeln, wenn sie in gleichen Abständen voneinander angeordnet sind, verschieden stark belastet, am stärksten diejenigen, die dem Schwerpunkt der überdeckten Fläche, in dem man sich den gesamten Druck zu einer Mittelkraft vereinigt denken kann, am nächsten liegen. Nach Abel ist die Kraft, die auf eine solche Schraube entfällt:

$$Q = \frac{P \cdot t}{2\pi \cdot e}, \quad (516)$$

wobei nach Abb. 1806, bedeuten:

$P$  den gesamten Deckeldruck in kg,

$t$  die Schraubenteilung in cm,

$e$  den geringsten Abstand der Schrauben vom Schwerpunkt der überdeckten Fläche in cm.

Selbst an runden Deckeln kann eine Mehrbelastung einzelner Schrauben eintreten, wenn einer der durch ihre Achse gehenden Querschnitte ein besonders geringes Widerstandsmoment hat. Die Schrauben, die nahe dieser Ebene sitzen, sind höher belastet als die übrigen, wie man sich leicht klar machen kann, wenn man den äußersten Fall annimmt, daß nämlich der Deckel in dem Querschnitt geteilt sei, dort also das Widerstandsmoment Null habe. In ähnlicher Weise können auch Ungleichmäßigkeiten in der Ausbildung der Flansche oder der Teile, von denen die Deckel gehalten werden, wirken.

Bezüglich der Schraubenverteilung an rechteckigen Deckeln ist noch zu bemerken, daß man vermeiden soll, die Schrauben auf die Ecken zu setzen. Der sicheren Abdichtung wegen ordne man die nächsten Schrauben so an, daß die Verbindungslinie ihrer Mitte, Abb. 1786, über die Dichtung hinwegläuft.

Einfache Beispiele der Berechnung von Deckeln bieten die oben durchgebildeten Zylinder. Sehr lehrreich sind an Deckeln vorgekommene Brüche, die nicht selten durch Wegschleudern der Bruchstücke mit schweren Unfällen verbunden waren. Bach erwähnt u. a. die folgenden beiden:



1. Schieberkastendeckel des Niederdruckzylinders auf dem Dampfer Main, Abb. 1807, gebrochen, als dem Niederdruckzylinder Kesseldampf zugeführt wurde, dessen Druck sich im Augenblick des Unfalles 8 at genähert haben soll. Nach der Formel (514) berechnet, wenn also der Deckel als ein längs einer Diagonale eingespannter Träger angesehen wird, erreicht die Zugspannung an der äußeren Rippenkante mit  $f = 67$ ,  $g = 79$  cm,  $J = 315$  cm<sup>4</sup>,  $e_1 = 5,04$  cm, unter Annahme von  $\varphi_0 = 1$ :

$$\sigma_b = \frac{1}{12} \varphi_0 \frac{f^2 g^2}{\sqrt{f^2 + g^2}} \cdot p \cdot \frac{e_1}{J} = \frac{1}{12} \cdot 1 \cdot \frac{67^2 \cdot 79^2}{\sqrt{67^2 + 79^2}} \cdot 8 \cdot \frac{5,04}{315} = 2885 \text{ kg/cm}^2,$$

erreicht also die Biegefestigkeit guten Gußeisens.

2. Schieberkastendeckel des Niederdruckzylinders einer Walzenzugmaschine, Abb. 1808. Er ist hohl ausgebildet und wird vom Heizdampf durchströmt, der der Hauptdampfleitung entnommen, nacheinander durch die Mäntel und Deckel der beiden Zylinder und den

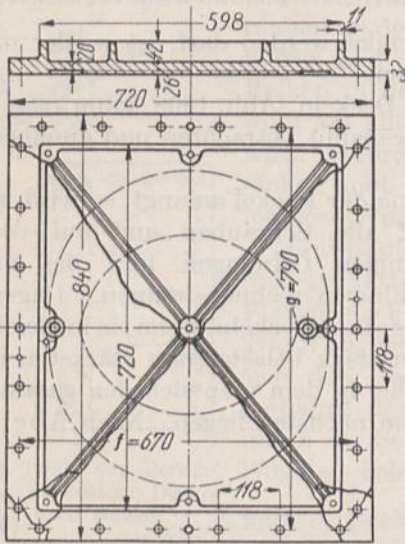


Abb. 1807. Bruch des Schieberkastendeckels des Dampfers Main. Nach Bach. M. 1:15.

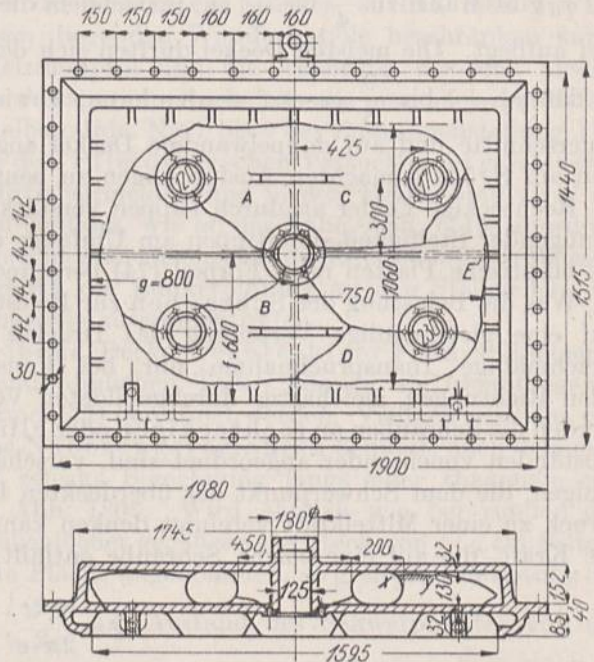


Abb. 1808. Bruch eines Schieberkastendeckels einer Walzenzugmaschine. Nach Bach. M. 1:30.

Schieberkastendeckel geleitet war. Der Frischdampfdruck von 7 at kann daher namentlich beim Abstellen der Maschine — der Unfall trat tatsächlich während einer Betriebspause ein — auch in dem betrachteten Deckel voll zur Geltung kommen, besonders da das gesamte in den Heizräumen niedergeschlagene Wasser vom Heizdampf mitgeführt wird. Während des Betriebes war der Deckel starken Belastungsschwankungen und wechselnden Spannungen ausgesetzt, weil der Druck im Schieberkasten zwischen 5 und 0,5 at abschwankte, also bald über, bald unter der atmosphärischen Pressung lag. Der Deckel ist, da nur die äußere Wand zertrümmert wurde, offenbar durch den Heizdampfdruck zerstört worden, so daß für die Nachrechnung lediglich die Widerstandsfähigkeit der Stirnwände oder ihrer Felder, nicht aber die des gesamten Deckels als Ganzes in Frage kommt. Am gebrochenen Stück zeigte sich an einer der inneren Rippen von  $x$  bis  $y$  ein älterer Anriß, der wohl auf die Ausparungen in den Rippen zurückzuführen ist, an denen der Bruch nach den Versuchen von Pfeleiderer, S. 37, und nach den Erfahrungen an den Kolben bei Beanspruchungen auf Biegung einzusetzen pflegt. Die wirkliche Wandstärke betrug 30 mm gegenüber der in der Konstruktionszeichnung verlangten von 32 mm; eine Abweichung, die allerdings bei der Herstellung so großer Körper in Kauf genommen werden muß. Bach vermutet, daß der Bruch, der in den Feldern  $A$ ,  $B$  und  $D$  annähernd



längs den Felddiagonalen verläuft, von den Kernlochrändern ausgegangen sei. Den abweichenden Verlauf im Felde  $C$  führt er auf die Wirkung des oben erwähnten Anrisses  $xy$  zurück. Werden die Felder als rechteckige, am Rande eingespannte Platten von  $f = 60$  und  $g = 80$  cm Seitenlänge aufgefaßt, so ergibt sich nach der Näherungsformel (515) mit  $\varphi_0 = \frac{3}{4}$  eine Beanspruchung von:

$$\sigma_b = \frac{\varphi_0}{2} \cdot \frac{f^2 \cdot g^2}{f^2 + g^2} \cdot \frac{p}{s^2} = \frac{3}{2 \cdot 4} \cdot \frac{60^2 \cdot 80^2}{60^2 + 80^2} \cdot \frac{7}{3^2} = 672 \text{ kg/cm}^2,$$

wenn das Kernloch nicht vorhanden wäre. Infolge der Schwächung der Wandung durch die Kern- und Stiftschraubenlöcher dürfte die größte Beanspruchung  $1000 \text{ kg/cm}^2$  Biegespannung wesentlich überschritten haben.

Der Verlauf der Bruchlinien läßt aber nach Ansicht des Verfassers nicht ausgeschlossen erscheinen, daß der Bruch, von dem Anriß  $xy$  ausgehend, zunächst längs des Deckelinnenrandes erfolgte und daß der Deckel dann erst infolge von Rissen durch die Kernlöcher hindurch völlig zertrümmert worden ist. Darauf deutet insbesondere der Umstand hin, daß die durch die Kernlöcher gehenden Risse unter großen Winkeln, manche fast rechtwinklig zum Umfangriß ansetzen. Die Festigkeitsrechnung führt, wenn man die Tragfähigkeit der angerissenen Rippe vollständig vernachlässigt und die rechte Hälfte der Deckelwand als eine rechteckige, an den Rändern eingespannte Platte von  $750 \cdot 1060$  mm Fläche betrachtet und in erster Annäherung als eine elliptische, am Umfange vollkommen eingespannte berechnet, bei einem Verhältnis ihrer Halbachsen  $b : a = 375 : 530 = 0,707$ , nach Abb. 72 zu  $\varphi_8 = 1,26$  und am Ende der kleinen Achse, also im Punkt  $E$  zu einer Biegespannung:

$$\bar{\sigma}_b = \varphi_8 \cdot p \cdot \frac{b^2}{s^2} = 1,26 \cdot 7 \cdot \frac{37,5^2}{3^2} = 1380 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Deckel hätte wesentlich widerstandsfähiger gestaltet werden können, wenn man die Kernlöcher und die Aussparungen in den Rippen am Rande angeordnet hätte.

Im Anschluß an die Untersuchung der Deckel bemerkt Bach wörtlich:

„Die besprochenen Unfälle bekunden deutlich die Notwendigkeit, darauf zu achten, daß im Schieberkasten des Niederdruckzylinders bzw. im Innern des Deckels unter Umständen der volle Dampfdruck eintreten kann, sowie daß die Widerstandsfähigkeit von Schieberkastendeckeln und ähnlichen Wandungen rechnermäßig bestimmt und daß da, wo das Gußeisen mit Rücksicht auf die Verhältnisse nicht widerstandsfähig genug erscheint, zu zähem Stahlguß oder zu schmiedbarem Material gegriffen werden muß. Wenn man Deckel aus Gußeisen von der Größe, wie in diesen Fällen als Wandungstücke eines Dampfkessels sich denken sollte, so würde man sie sofort — ganz abgesehen von dem, was behördlicherseits vorgeschrieben ist — verwerfen. An Dampfmaschinen, wo sie in ähnlicher Weise Unfall bringend wirken können, ordnet man sie an, trotzdem in nicht wenigen Fällen ein Deckel aus zähem Flußeisen sich billiger erweisen würde.“

## Vierundzwanzigster Abschnitt.

### Reibräder.

#### I. Vorbemerkung über Treibräder.

Die Mittel zur Übertragung der Drehbewegung von einer Welle auf eine andere kann man unter dem Begriff der Treibräder zusammenfassen. Sie arbeiten immer paarweise als Getriebe zusammen und werden, je nachdem sie die Bewegung nach Abb. 1809 unmittelbar, oder nach 1810 unter Einschalten eines Zwischengliedes (Riemen, Seil oder Kette) vermitteln, in zwei Gruppen eingeteilt:



A. unmittelbar wirkende Räder und Getriebe: Reib- und Zahnräder, Reib- und Zahnradgetriebe,

B. mittelbar wirkende Räder und Getriebe: Riemen-, Stahlband-, Seilscheiben und Kettenräder, Riemen-, Stahlband-, Seil- und Kettentriebe.

Der Drehsinn der Räder eines Paares ist im ersten Falle bei gegenseitiger Berührung von außen her entgegengesetzt, Abb. 1809, im zweiten, solange das Übertragungsmittel nicht geschränkt ist, gleich, Abb. 1810.

Die Unterabteilungen ergeben sich aus der Art der Kraftübertragung, ob sie durch Reibung am Umfang stattfindet, wie bei den Reibrädern, den Riemen- und Seilscheiben, oder durch Zähne, die in die Lücken des Gegenrades (Zahnräder) oder in die des Verbindungsgliedes, der Kette (Kettenräder), eingreifen. In diesem Falle entspricht der Drehung der einen Welle eine verhältnismäßige der anderen; bei der Benutzung der Reibung wird das Übertragungsverhältnis durch die Geschwindigkeitsverluste infolge Gleitens beeinflusst.

Grundlegende Bedeutung bei der Ausbildung der unmittelbar wirkenden Reib- und Zahnräder der Gruppe A hat die Lage der Achsen des Räderpaares:

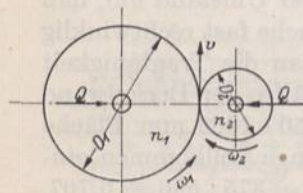


Abb. 1809. Unmittelbar wirkende Treibräder. Reibradgetriebe.

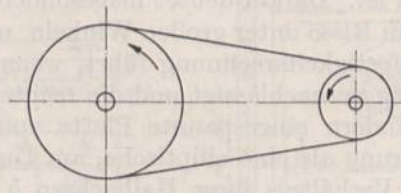


Abb. 1810. Mittelbar wirkende Treibräder. Riementrieb.

1. laufen die Achsen parallel zueinander, so sind die Grundformen der Räder Zylinder, die aufeinander abwälzen: zylindrische Räder, Stirnräder, Stirnradgetriebe;

2. schneiden sich die Achsen, so sind die Grund-

formen aufeinander abwälzende Kegel: Kegellräder, Kegellradgetriebe;

3. sind die Achsen geschränkt, so werden die Übertragungen praktisch fast nur mittels Zahnrädern durchgeführt. Die Grundformen der dazu dienenden Schnecken-, Schrauben- und Hyperbelräder sind Zylinder und Hyperboloide.

Getriebe aus Rädern der Gruppen 1 und 2 werden wegen des Abwälzens der Grundkörper unter der Bezeichnung Wälzgetriebe (aus Wälzrädern bestehend) zusammengefaßt. Im Gegensatz dazu stehen die aus Schraubrädern der Gruppe 3 zusammengesetzten Schraubgetriebe, die einer zusätzlichen Gleitbewegung längs der Berührungslinien unterliegen.

Für die Gruppe B der mittelbar wirkenden Räder kommen fast nur zylindrische Scheiben in Frage.

## II. Reibräder.

Abb. 1809 zeigt zwei zylindrische Reibräder. Die Bewegung wird von dem einen auf das andere durch die Reibung am Umfange übertragen. Geschiehe das ohne Gleiten, rollten also die beiden Umfänge aufeinander ab, so hätten die Scheiben im Berührungspunkt die gleiche Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \omega_1 \frac{D_1}{2} = \omega_2 \frac{D_2}{2},$$

so daß, da weiterhin die Winkelgeschwindigkeiten den Drehzahlen  $n_1$  und  $n_2$  verhältnismäßig sind:

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (517)$$

wird.

Demnach verhalten sich bei Vernachlässigung des Gleitens die Durchmesser umgekehrt wie die Winkelgeschwindigkeiten und Drehzahlen der Räder.

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2}$$

heißt Übersetzung oder Drehzahlverhältnis.



Zur Übertragung einer bestimmten Umfangskraft  $U$  müssen die Räder mit genügendem Druck  $Q$  aneinandergedreht werden, der sich aus der Bedingung:

$$Q \cdot \mu \geq U$$

zu

$$Q \geq \frac{U}{\mu} \tag{518}$$

ergibt.

Um ihn gering zu halten, wendet man Werkstoffe mit großen Reibungszahlen an, stellt beide Scheiben oder eine von ihnen aus Holz, manchmal auch aus Papier her oder versieht sie mit Lederüberzügen. Möglichst soll hierbei die getriebene Scheibe aus dem härteren, widerstandsfähigeren Stoffe bestehen, damit bei eintretendem Gleiten örtliche Abnutzungen vermieden werden.  $\mu$  darf man im Mittel annehmen zu:

0,1 ... 0,15	für	Gußeisen	auf	Gußeisen,
0,15 ... 0,2	„	„	„	Papier,
0,2 ... 0,3	„	„	„	Holz oder Leder [XXIV, 2],

hat aber zu beachten, daß je nach dem Zustand der Scheiben, ob trocken, feucht oder fettig, recht erhebliche Schwankungen auftreten.

Holz, Papier und Leder verschleifen leicht und können sich bei längerem Gleiten bis zum Verbrennen erhitzen. Dagegen wird die Oberfläche gußeiserner Scheiben durch das Laufen immer mehr verdichtet, härter und widerstandsfähiger.

Auf 1 cm Breite dürfen an spezifischer Umfangskraft  $U_{1\text{cm}}$  bei größeren Scheibendurchmessern und

Gußeisen auf Gußeisen	...	7 kg,
„ „ hartem Holz, Eiche, Ahorn	...	5 „
„ „ weichem Holz	...	3 „
„ „ Leder	...	2-3 „

übertragen werden. Die Umfangskraft  $U$  verlangt somit eine Scheibenbreite:

$$B = \frac{U}{U_{1\text{cm}}} \text{ cm.} \tag{519}$$

Da aber die gleichmäßige Anlage von Rädern, die im Verhältnis zum Durchmesser sehr breit sind, unsicher ist und praktisch  $B$  höchstens gleich  $D$  genommen werden soll, beschränkt sich die Anwendung von Reibrädern nach Abb. 1809 auf geringe Leistungen.

Den recht bedeutenden Anpreßdruck an glatten zylindrischen Reibrädern kann man durch Eindrehen von Rillen nach Abb. 1811 erniedrigen. Mit den eingeschriebenen Bezeichnungen muß unter Berücksichtigung der Reibung beim Eindringen der beiden Flächen ineinander der Anpreßdruck:  $Q' = 2R \sin(\alpha + \varrho)$  sein. Für die Erzeugung der Reibung an den Berührungsflächen selbst kommen nur die zu ihnen senkrechten Seitenkräfte von  $R$ , nämlich  $2R \cos \varrho$  in Betracht, mithin ist:

$$U = 2R \cos \varrho \cdot \mu \text{ und unter Beachtung, daß } \mu = \text{tg } \varrho \text{ ist, } U = 2R \sin \varrho;$$

$$R = \frac{U}{2 \sin \varrho};$$

$$Q' = U \frac{\sin(\alpha + \varrho)}{\sin \varrho} = \frac{U}{\mu'}, \tag{520}$$

wenn die Reibungszahl für keilförmige Nuten:

$$\mu' = \frac{\sin \varrho}{\sin(\alpha + \varrho)} = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \tag{521}$$

eingeführt wird.

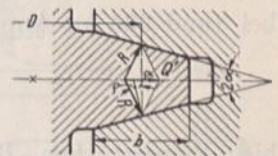


Abb. 1811. Kraftwirkung an Rillenreibrädern.



Den Einfluß der Rillen auf die Größe der Reibungszahl und auf den Anpreßdruck zeigt die folgende Zusammenstellung, in welcher für  $2\alpha$  der übliche Winkel von  $30^\circ$  eingesetzt ist und aus der hervorgeht, daß Rillen bei Werkstoffen mit geringen Reibungszahlen besonders vorteilhaft sind.

Zusammenstellung 145.

Reibungszahlen und Anpreßdrucke an zylindrischen und Rillenreibrädern.									
Zylindrische Reibräder:			Rillenreibräder:						
$\mu = 0,1$	0,15	0,2	0,3	0,4	$\mu' = 0,28$	0,37	0,44	0,55	0,62
$Q = 10$	6,7	5	3,3	$2,5 \cdot U$	$Q' = 3,6$	2,7	2,3	1,8	$1,6 \cdot U$

Ein Nachteil der Rillenträder ist die größere Abnutzung, weil reines Rollen nur in einem Punkte der Berührungslinie stattfinden kann, in den übrigen aber Schleifen eintreten muß, und zwar in um so stärkerem Maße, je breiter die Reibflächen sind. Deshalb soll die Breite  $b$ , Abb. 1811, in radialer Richtung gemessen, nur etwa  $0,05$  bis  $0,06 D$  betragen, so daß ein Rad von  $200$  mm Durchmesser Reibflächenbreiten von  $10$  bis  $12$  mm erhält. Bei einem Räderpaar ist stets das kleinere Rad maßgebend; das größere bekommt genau gleich breite Druckflächen, die außen und innen zur Verhütung von Gratbildungen scharf abzusetzen sind. Auf gleichmäßiges Anliegen in allen Rillen kann man nur bei sehr genauer Ausführung und sorgfältigem Zusammenbau rechnen. Zweckmäßigerweise beschränkt man sich deshalb auf höchstens  $5$  bis  $6$  Rillen, dreht die Scheiben auf ihren eigenen Wellen fertig und gibt der des einen Rades in axialer Richtung Spiel, damit sich die Scheiben richtig zueinander einstellen können. Auf eine Rille kann man an gußeisernen Rädern etwa  $20$  kg Umfangskraft rechnen. Der Wirkungsgrad von Rillenreibgetrieben kann nach Ernst zu  $\eta = 0,88$  bis  $0,90$  angenommen werden.

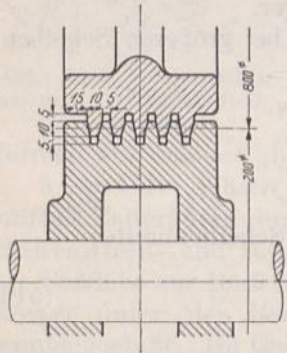


Abb. 1812. Rillenreibräder. R. Dinglinger, Cöthen. M. 1: 5.

Ein Getriebe nach Abb. 1812 der Maschinenfabrik R. Dinglinger, Cöthen, überträgt, wenn das kleine Rad  $240$  bis  $360$  Umdrehungen in der Minute macht,

bei rund  $335$  kg Anpreßdruck  $U = 100$  kg Umfangskraft oder:

$$N = \frac{U \cdot \omega}{75} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{100 \cdot 25,1}{75} \cdot \frac{0,2}{2} = 3,3$$

bis  $5$  Pferdestärken. Bei ziemlich starkem Betriebe, aber sehr sorgfältigem Zusammenbau und mäßigem Anpreßdruck können derartige Räder etwa zwei Jahre laufen, ehe sie nachgedreht werden müssen. Zu empfehlen ist, den Anpreßdruck durch ein Stellgewicht zu regeln, ihn also nicht der Willkür der Maschinisten zu überlassen, die die Räder meist unnötig stark aneinander pressen.

Für sich schneidende Achsen werden Kegelreibräder nach Abb. 1813 mit Kegelflächen verwendet, deren Spitzen im Schnittpunkte der Achsen liegen müssen, wenn reines Rollen erzielt werden soll.

Die Übersetzung  $u$  ist durch zusammengehörige Durchmesser, z. B. durch  $\frac{D_1}{D_2}$  gegeben. Zu beachten ist, daß der axiale Anpreßdruck der beiden Räder verschieden groß ausfällt. Zwecks Übertragung der Umfangskraft  $U$  muß der Druck an der Berührungsstelle  $R = \frac{U}{\mu}$  sein; dazu sind die Axialdrucke:

$$Q_1 = R \cdot \sin \delta_1 = \frac{U}{\mu} \cdot \sin \delta_1 \quad \text{und} \quad Q_2 = \frac{U}{\mu} \sin \delta_2 \quad (522)$$

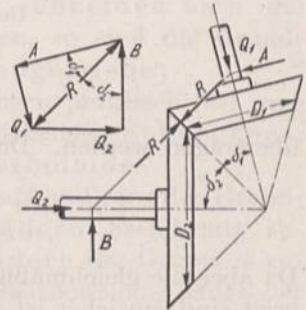


Abb. 1813. Kegelreibräder.



nötig, wobei  $\delta_1$  und  $\delta_2$  die halben Spitzenwinkel der Kegel bedeuten. Demnach verlangt das kleinere Rad den geringeren Anpreßdruck; wenn der Antrieb aus- und eingerückt werden soll, wird man das kleinere verschiebbar machen, wie Abb. 1814 an einem einfachen Reibradwendegetriebe zeigt. Sitzen die Räder  $a$  und  $b$  auf der treibenden Welle  $A$ , so kann die Welle  $B$  in dem einen oder anderen Sinne angetrieben werden, wenn das rechte oder das linke Rad durch den Gleitring  $g$  an die Scheibe  $C$  angepreßt wird.

Geschwindigkeitsänderungen und Umkehr der Bewegung, selbst während des Ganges,

lassen sich auf konstruktiv einfache Weise durch das Teller- oder Diskusgetriebe, Abb. 1815, herbeiführen. Die mit unveränderlicher Geschwindigkeit angetriebene Welle  $W_1$  trägt an ihrem Ende eine eben abgedrehte Reibscheibe  $S$ , welche die schwach ballige Diskusscheibe  $D$  vom Durchmesser  $d$  mit verschiedener Geschwindigkeit mitnimmt, je nachdem  $D$  in größerer oder geringerer Entfernung  $x$  von der Achse der Welle  $W_1$  anliegt. Im Mittelpunkt selbst hört der Antrieb auf; darüber hinaus verschoben, läuft die Scheibe  $D$  in entgegengesetztem Sinne. Ist  $n_0$  die minutliche Drehzahl der treibenden Welle  $W_1$ , so folgt unter Vernachlässigung des Gleitens die Drehzahl der Diskusscheibenwelle  $W_2$ :

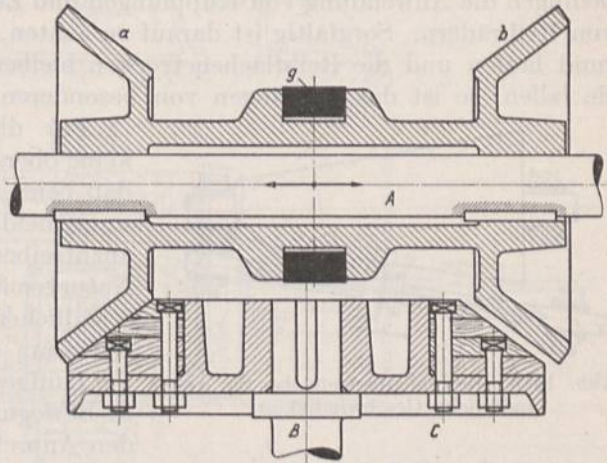


Abb. 1814. Reibradwendegetriebe.

$$n = n_0 \cdot \frac{x}{d/2} . \quad (523)$$

Die Reibungsverhältnisse sind um so ungünstiger, je näher die Diskusscheibe am Mittelpunkte des Tellers  $S$  arbeiten muß. Das äußert sich nicht allein in stärkerem Gleiten, größeren Geschwindigkeitsverlusten und Abnutzungen, sondern auch in der Abnahme der Umfangskraft, wie die Versuche an dem unten näher beschriebenen Beispiele zeigen. Aus dem gleichen Grunde ist die Verwendung der Umkehrung des Getriebes, bei welcher die Diskusscheibe treibend wirkt, insofern beschränkt, als der mittlere Teil der Scheibe  $S$  nicht benutzt werden kann. Bei der Berechnung und Durchbildung muß beachtet werden, daß sowohl die Diskuswelle  $W_2$ , wie auch die Welle  $W_1$  durch den Anpreßdruck stark auf Biegung beansprucht sind,  $W_1$  besonders, wenn die Diskusscheibe in der Nähe des äußeren Randes von  $S$  arbeitet. Eine lange Lagerung von  $W_1$  ist deshalb sehr zu empfehlen.

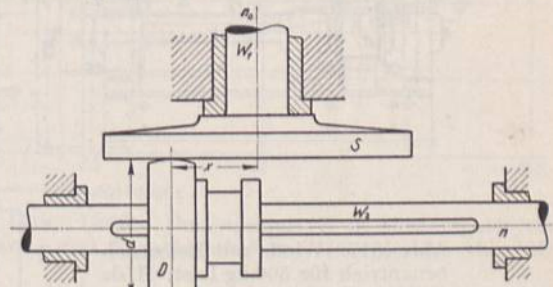


Abb. 1815. Tellergetriebe.

Veränderungen der Geschwindigkeit in gewissen Grenzen ermöglicht auch das in Abb. 1816 schematisch dargestellte Getriebe. Unvorteilhaft ist jedoch die schiefe Stellung der Achsen zueinander.

Anwendung der Reibräder. Die Nachteile der Reibräder: der große Anpreßdruck, die Unsicherheit der Übertragung bei auftretendem Gleiten sowie die dadurch bedingten, oft unregelmäßigen Abnutzungen, sind hinreichend Gründe dafür, Reibräder möglichst zu vermeiden. Oft ist es auch konstruktiv umständlich, den Anpreßdruck etwa durch Federn oder Gewichte zu erzeugen. Bei hohen Belastungen oder bei häufigem Einrücken



ist Warmlaufen der Räder nicht ausgeschlossen. Reibräder werden verwendet, wenn es sich darum handelt, geräuschlosen Gang zu erzielen, den Antrieb rasch ausrückbar zu machen, die Umkehr der Bewegung oder allmähliche Geschwindigkeitsänderungen zu ermöglichen, ferner dort, wo wegen auftretender Stöße Zahnräder ausgeschlossen sind. Beispiele für den letzten Fall finden sich u. a. an Spindelpressen und Stanzen, bei denen Reibräder beim Aufsetzen des Stempels gleiten, wenn sie noch angepreßt sind, während Zahnräder Brüchen ausgesetzt wären. Die übertragbaren Kräfte sind gering; größere bedingen die Anwendung von Kupplungen und Zahnrädern oder Riementrieben an Stelle von Reibrädern. Sorgfältig ist darauf zu achten, daß die Räder auf ihren Wellen genau rund laufen und die Reibflächen trocken bleiben. Können Öl- oder Wassertropfen auf sie fallen, so ist das Anbringen von besonderen Schutzblechen oder Kappen geboten.

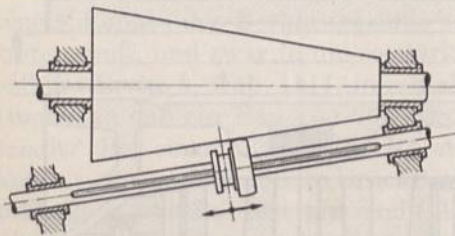


Abb. 1816. Reibscheibengetriebe für veränderliche Geschwindigkeit.

Für die Umfangsgeschwindigkeit ist an sich keine obere Grenze gegeben; doch ist zu beachten, daß beim Einrücken während des Ganges Gleiten unvermeidlich ist, weil die durch die Reibräder anzutreibenden Teile beschleunigt werden müssen. Naturgemäß fällt das Gleiten um so stärker und schädlicher aus, — dementsprechend sind Reibräder um so weniger zu empfehlen, — je größer die Laufgeschwindigkeiten und je bedeutender die in Bewegung zu setzenden Massen sind. Auch bei den Anpreßvorrichtungen spielen die Massen eine große Rolle. Hebel mit Gewichtsbelastung sind weniger vorteilhaft, weil sie bei unruhigem Lauf der Scheibe in oft sehr heftige Schwingungen geraten, die den ruhigen Lauf beeinträchtigen oder gar unmöglich machen. Ausführungen mit Federn von geringen Massen sind ihnen gegenüber vielfach vorzuziehen.

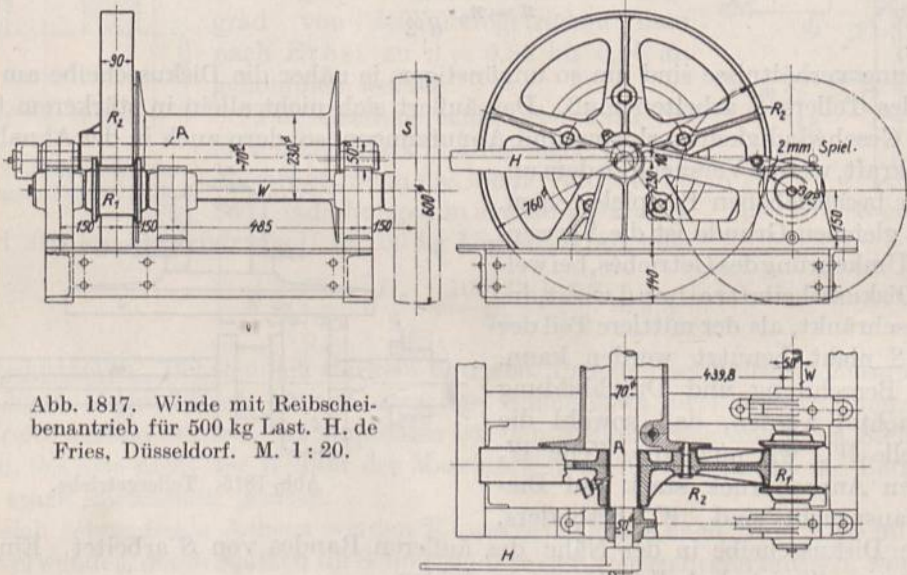


Abb. 1817. Winde mit Reibscheibenantrieb für 500 kg Last. H. de Fries, Düsseldorf. M. 1:20.

Der Wirkungsgrad von Reibrädern kann mit 0,85 bis 0,9 angenommen werden.

Abb. 1817 stellt eine einfach durchgebildete Reibungswinde für 500 kg Last der Firma Heinrich de Fries in Düsseldorf dar. Gegen das Reibrad  $R_1$ , das auf der von einem Kleinmotor oder einer Transmission durch die Riemenscheibe  $S$  getriebenen Welle  $W$  sitzt, wird zum Heben der Last das Rad  $R_2$  durch den Handhebel  $H$  gepreßt. Zu dem Zwecke ist die Achse  $A$ , auf der  $R_2$  und die Trommel in Büchsen laufen, in den beiden Böcken auf dem Rahmen der Winde um 10 mm exzentrisch gelagert. Wird der Hebel  $H$  nach oben gedreht, so wird das Rad  $R_2$  nach rechts gegen  $R_1$  gedrückt. Die Achsbelastun-



gen, die dabei auftreten, werden durch die kräftigen Lagerböcke, in denen die Zapfen von  $A$  ruhen, unmittelbar aufgenommen und ausgeglichen.  $R_1$  ist beiderseits durch dicht herangesetzte Lager gehalten und geführt.

Bei Verwendung der Winde zum Lastheben ist eine geeignete Bremse notwendig, die beim Loslassen des Hebels  $H$  oder beim Aufhören des Antriebs selbsttätig in Wirkung tritt und die Last festhält. Das Senken derselben geschieht durch Lüften der Bremse.

Ein Tellergetriebe für eine Festigkeitsprüfmaschine zeigt Abb. 1818. Die Antriebscheibe  $S$  ist eine Riemenscheibe und kann durch das Gewicht  $G$  am Winkelhebel  $H$  gegen die Diskusscheibe  $R$  gepreßt werden. Diese ist vermittels des Handrades  $B$ , das durch drei Zahnräder  $Z$  auf die beiden Schraubenspindeln  $A$  wirkt, verstellbar.

Die abnehmbare Kurbel  $K$  dient zum Betriebe der Maschine von Hand, wenn die Reibscheibe  $S$  ausgerückt ist. Zur Vergrößerung der Reibung ist  $S$  mit Leder überzogen. Zwecks Ausrückens wird der Hebel  $H$  angehoben und durch Umlegen des Anschlages  $C$ , wie gezeichnet, abgestützt. Die Welle  $W_1$  läuft in einem langen Lager.

Mit dem Getriebe angestellte Versuche bei verschiedenen Anpreßdrucken und Stellungen der Diskusscheibe führten zu den in den Abb. 1819 und 1820 wiedergegebenen Zahlen. In Abb. 1819 stellen die Ordinaten die größten Umfangskräfte  $U$  im Augenblick des Gleitens in den verschiedenen Stellungen der Diskusscheibe dar. Während die Tellerscheibe  $S$  dauernd lief, wurden die an der Diskusscheibe wirkenden größten Kräfte  $U$  dadurch bestimmt, daß der Umfang der Scheibe durch ein Band festgehalten wurde, in das eine Federwaage zur Messung der Umfangskraft

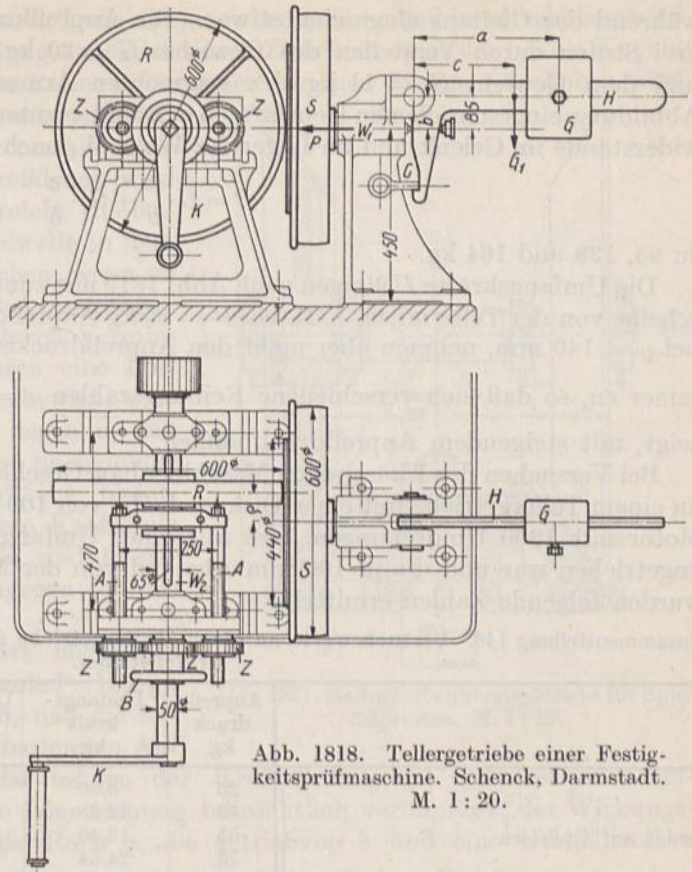


Abb. 1818. Tellergetriebe einer Festigkeitsprüfmaschine. Schenck, Darmstadt. M. 1 : 20.

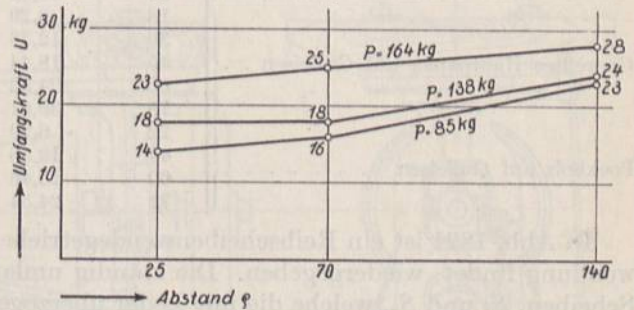


Abb. 1819. Größte Umfangskraft  $U$  in Abhängigkeit vom Abstand  $q$  und Anpreßdruck  $P$  am Tellergetriebe Abb. 1818.

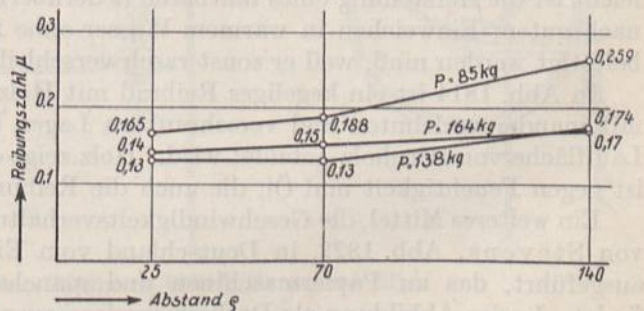


Abb. 1820. Reibungszahl  $\mu$  in Abhängigkeit vom Abstand  $q$  und Anpreßdruck  $P$  am Tellergetriebe Abb. 1818.

ein Band festgehalten wurde, in das eine Federwaage zur Messung der Umfangskraft



während des Gleitens eingeschaltet war. Die Anpreßkraft  $P$  der Tellerscheibe wurde in drei Stufen durch Verstellen des Gewichts  $G = 20$  kg verändert.  $P$  ergab sich aus  $G$  und dem Gewicht  $G_1 = 11$  kg des wagrechten Armes des Hebels  $H$  mit den in die Abbildung eingeschriebenen Hebelarmen  $a$ ,  $b$  und  $c$  unter Vernachlässigung der Reibungswiderstände im Gelenk und im Lager der Welle  $W_1$  nach:

$$P = G \cdot \frac{a}{b} + G_1 \cdot \frac{c}{b}$$

zu 85, 138 und 164 kg.

Die Umfangskräfte  $U$  steigen nach Abb. 1819 mit zunehmendem Abstand  $\rho$  der Diskusscheibe von der Tellermitte, z. B. bei  $P = 85$  kg Anpreßdruck von 14 bei  $\rho = 25$  auf 23 kg bei  $\rho = 140$  mm, nehmen aber nicht den Anpreßdrücken verhältnismäßig, sondern langsamer zu, so daß sich verschiedene Reibungszahlen  $\mu = \frac{U}{P}$  ergeben, die, wie Abb. 1820 zeigt, mit steigendem Anpreßdruck sinken.

Bei Versuchen der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft in Grafenstaden (XXIV, 1) an einem Tellergetriebe mit einer Diskusscheibe von 100 mm Durchmesser, die von einem Motor mit 1200 Umdrehungen, also mit einer Umfangsgeschwindigkeit von 6,28 m/sek angetrieben war und die in 100 mm Abstand von der Mitte der zweiten Scheibe anlag, wurden folgende Zahlen ermittelt:

Zusammenstellung 146. Versuchswerte an einem Tellergetriebe der Elsässischen Maschinenbau-Ges., Grafenstaden.

	Anpreßdruck kg	Umfangskraft kg	Übertragene Leistung PS	Reibungszahl	Wirkungsgrad %
Leder auf Gußeisen . . . . .	25	6,30	0,5	0,252	0,528
	42	12,38	1,0	0,294	0,655
	55	18,45	1,5	0,335	0,732
	75	24,54	2,0	0,327	0,719
	90	30,62	2,5	0,340	0,710
Gepreßtes Hanfpapier auf Gußeisen . . . . .	18	6,29	0,5	0,349	0,521
	30	12,36	1,0	0,412	0,647
	45	18,44	1,5	0,409	0,726
	60	24,52	2,0	0,408	0,764
	75	30,61	2,5	0,408	0,733
Pockholz auf Gußeisen . . . . .	22	6,29	0,5	0,286	0,525
	44	12,38	1,0	0,281	0,656
	60	18,46	1,5	0,307	0,734
	72	24,54	2,0	0,340	0,769

In Abb. 1821 ist ein Reibscheibenwendegetriebe, wie es an Spindelpressen häufig Verwendung findet, wiedergegeben. Die ständig umlaufende Welle  $A$  trägt zwei gußeiserner Scheiben,  $S_1$  und  $S_2$ , welche die mit Leder überzogene dritte  $S_3$  in der einen oder anderen Drehrichtung antreiben, je nachdem, welche von ihnen angepreßt wird. Praktisch nicht leicht ist die Herstellung eines haltbaren Lederüberzuges, der überall gleich dick sein und nach gutem Einweichen in warmem Wasser ohne irgendwelche Falten aufgebracht und befestigt werden muß, weil er sonst rasch verschleißt.

In Abb. 1814 ist ein kegeliges Reibrad mit Holzbesatz dargestellt, der aus einzelnen, miteinander verleimten und verschraubten Lagen besteht und so unterteilt ist, daß die Lauffläche von Hirnholz gebildet wird. Holz zeigt oft ungleichmäßige Abnutzungen und ist gegen Feuchtigkeit und Öl, die auch die Reibung vermindern, empfindlich.

Ein weiteres Mittel, die Geschwindigkeitsverhältnisse zu verändern, bietet das Getriebe von Stevens, Abb. 1822, in Deutschland vom Eisenwerk Wülfel in Hannover-Wülfel ausgeführt, das an Papiermaschinen und manchen Werkzeugmaschinen Verwendung findet. In der Abbildung als Deckenvorgelege ausgebildet, besteht es aus zwei kegeligen Trommeln, zwischen welche ein geschlossener, durchweg gleich dicker Riemen eingeklemmt ist, der das Übertragungsmittel bildet. Je nach der Stellung, die der Riemen gegenüber den Trommeln hat, wird die Geschwindigkeit größer oder kleiner; sie wächst,



wenn der Riemen nach dem dünneren Ende der getriebenen Scheibe hin verschoben wird. Die Verstellung ist während des Ganges möglich durch Ziehen an einer der beiden Kugeln, wodurch das Führungsgehäuse des Riemens längs der schrägen Stange verschoben wird, oder auch durch eine schräge Schraubenspindel, die von Hand oder durch ein Kettenrad angetrieben werden kann. Der Anpreßdruck wird durch zwei Schrauben erzeugt, welche die beiden Lager der unteren Trommelwelle in dem Lagerrahmen gleichzeitig verschieben, wenn sie durch den herabhängenden Hebel angezogen werden. Das Ausrücken kann durch Vermindern des Anpreßdrucks oder durch eine Losscheibe auf der treibenden Welle bewirkt werden. Die Vorteile des Getriebes liegen in den geringen Anpreßdrucken, weil das nachgiebige Leder eine größere Berührungsfläche bietet, ferner in der Möglichkeit größere Kräfte als durch Diskusräder zu übertragen und in der größeren Betriebssicherheit. Dagegen ist das Getriebe teuer.

Einen wesentlichen Fortschritt bietet das Kruppreibradgetriebe der Firma Fr. Krupp A.-G., Essen, Abb. 1823, dadurch, daß die Belastung der Lager durch den bedeutenden Anpreßdruck gewöhnlicher Reibräder infolge der Kraftschlüssigkeit des Getriebes vermieden ist. Dabei wird auch die Lagerreibung beträchtlich vermindert, der Wirkungsgrad aber erhöht. Die treibende Rolle *a*, die getriebene *b* und eine Umkehrrolle *c*

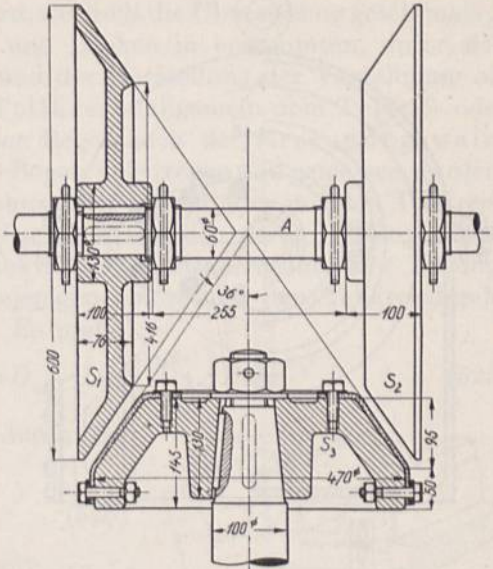


Abb. 1821. Reibscheibenwendegetriebe für Spindelpressen. M. 1 : 10.

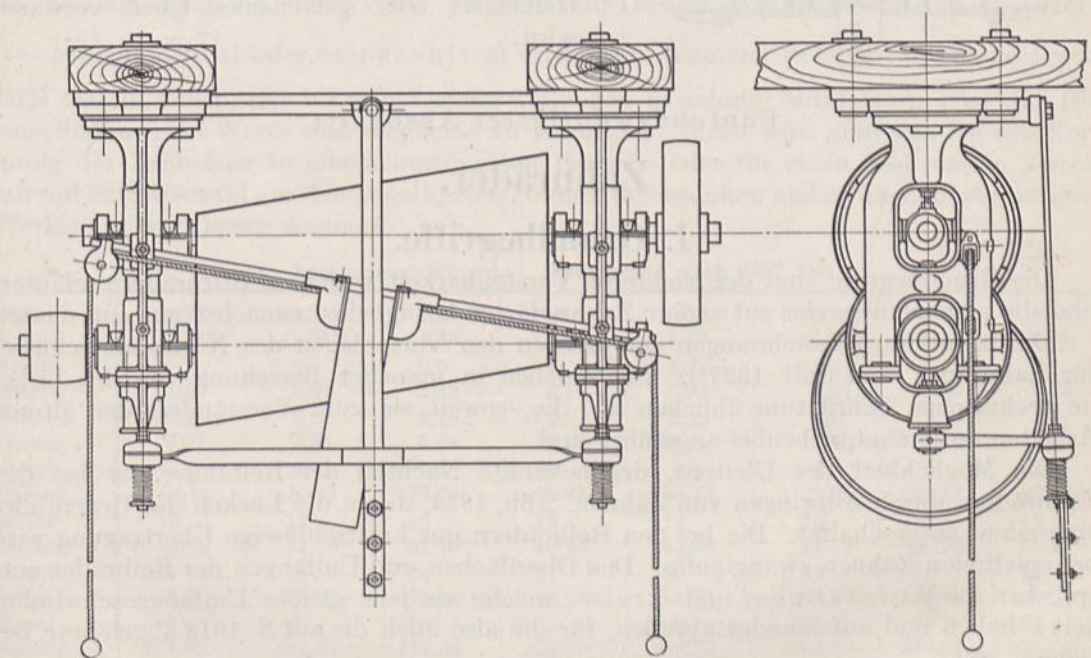


Abb. 1822. Stevensgetriebe. Eisenwerk Wülfel, Hannover-Wülfel.

werden von einem kräftigen Ring *d* umschlossen, welcher deren gegenseitige Anpressung erzeugt. Während des Stillstandes liegt derselbe mit nur geringer Vorspannung an *a* und *c* an. Beim Betriebe geht er in die gestrichelte Lage über, weil ihn die Rolle *a*



durch die Reibung unter Drehung um den Anlagepunkt  $E$  der Rolle  $c$  mitnimmt. Dann liegen aber die Berührungspunkte  $E$  und  $F$  auf einer Sehne des Ringes, und da diese kürzer

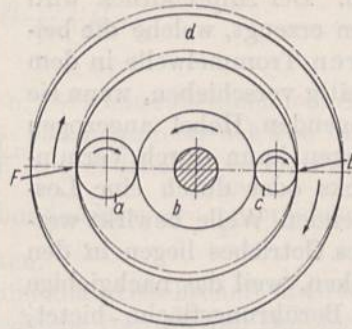
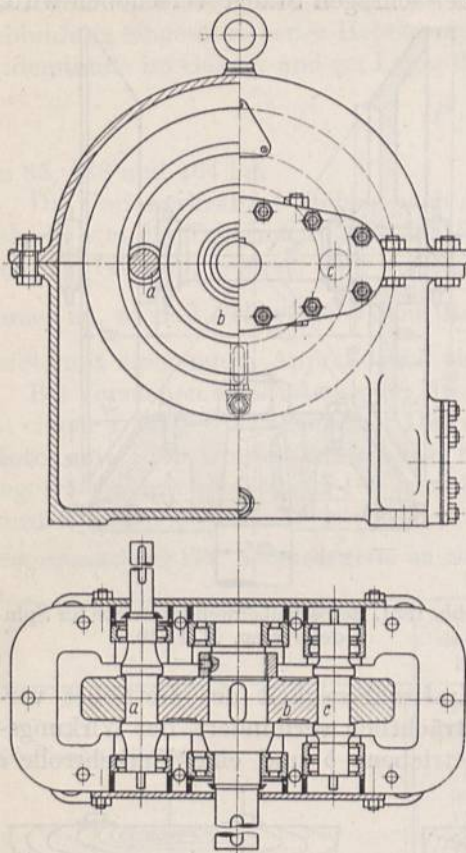


Abb. 1823. Kruppreibrad-  
getriebe. Fr. Krupp, Essen.  
M. 1 : 10.

als der Durchmesser des Ringes ist, werden die Rollen schärfer aneinandergedrückt, bis die Reibung zur Übertragung der in Frage kommenden Leistung genügt. Das Getriebe läuft in Öl in einem geschlossenen Kasten. Es eignet sich nach der Druckschrift der Firma für verhältnismäßig große Leistungen bei günstigem Wirkungsgrad,

geräuschlosem Gang und Übersetzungen von 1 : 2 bis 1 : 15, wobei allerdings die übertragbare Leistung mit steigender Übersetzung abnimmt. Ringe und Rollen werden hoch beansprucht, bestehen aus Sonderstahl und müssen genau zylindrisch geschliffen sein. Es ist gleichgültig, welche der drei Rollen als treibendes oder getriebenes Glied verwandt wird.

Fünfundzwanzigster Abschnitt.

## Zahnräder.

### I. Grundbegriffe.

Die Grundbegriffe sind der leichteren Vorstellbarkeit wegen an Stirnrädern erläutert und die allgemeinen oder auf andere Zahnradarten bezüglichen zunächst nur angedeutet.

Die benutzten Bezeichnungen entsprechen den Vorschlägen des Normenausschusses für Zahnräder vom Juli 1927<sup>1)</sup>. Sie weichen in mancher Beziehung von den bisher im technischen Schrifttum üblichen ab, die, soweit sie zum Verständnis der älteren Arbeiten nötig sind, nebenbei angeführt sind.

Die Möglichkeit des Gleitens, der bekannte Nachteil der Reibräder, ist bei den Zahnrädern durch Anbringen von Zähnen, Abb. 1824, die in die Lücken des Gegenrades eingreifen, ausgeschaltet. Die bei den Reibrädern nur kraftschlüssige Übertragung wird bei spielfreien Zähnen zwangsläufig. Den Oberflächen und Umfängen der Reibräder entsprechen die Wälzzyylinder und -kreise, welche wie jene gleiche Umfangsgeschwindigkeit  $v$  haben und aufeinander abrollen, für die also auch die auf S. 1018 abgeleitete Beziehung gilt:

$$\frac{D'_1}{D'_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \text{konst} = u. \quad (524)$$

<sup>1)</sup> Die kleinen Abweichungen, Eingriffslinie, Eingriffsfeld, Bezugsprofil, Achsentfernung statt Eingriffslinie, Eingriffsfeld, Bezugsprofil, Achsentfernung usw. zu schreiben, mögen der kürzeren und glatteren Aussprache wegen gestattet sein.



Die Wälzkreisdurchmesser verhalten sich umgekehrt, wie die Winkelgeschwindigkeiten und Drehzahlen der Zahnräder.  $u$  ist die Übersetzung. (Den Wälzzyindern entsprechen allgemein Wälzkörper, den Wälzkreisen Wälzbahnen).

An unrundern Zahnrädern, z.B. Ellipsenrädern, wechselt die Übersetzung gesetzmäßig.

An einem Zahnrade folgen sich die Zähne und Lücken in bestimmten, unter sich gleichen Abständen, die bei der Aufzeichnung und der Herstellung der Verzahnung als

Teilung  $t$  auf dem Teilkreis (allgemein dem Teilriß oder der Teilbahn, in der Regel auch der Erzeugungswälzbahn), Abb. 1825, als Bogen abgetragen und gemessen werden. Sind  $z_1$  und  $z_2$  die Zahnzahlen<sup>1)</sup> der Räder mit den Teilkreisdurchmessern  $D_1$  und  $D_2$ , so lassen sich deren Umfänge einerseits durch die Produkte der Zahnzahlen und der Teilung, andererseits durch diejenigen aus  $\pi$  und den Teilkreisdurchmessern ausdrücken. Es muß:

$$z_1 \cdot t = \pi D_1; \quad D_1 = \frac{z_1 t}{\pi}; \quad D_2 = \frac{z_2 t}{\pi} \quad (525)$$

sein. Daraus folgt durch Division:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{D_1}{D_2}, \quad (526)$$

in Worten: die Zahnzahlen verhalten sich wie die Teilkreisdurchmesser. Um bei

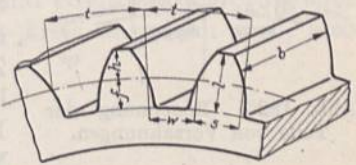


Abb. 1825. Bezeichnung der Maße an Verzahnungen.

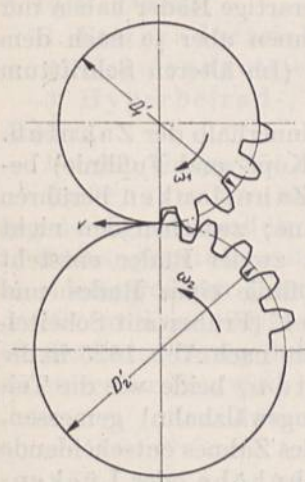


Abb. 1824. Reib- und Zahnradpaar.

diesen höchstens mit zehntel Millimetern, bei größeren Teilungen aber möglichst mit ganzen rechnen zu können, wählt man, da in  $D = \frac{z \cdot t}{\pi}$  die Zahnzahl  $z$  eine ganze Zahl

ist, die Teilung  $t$  als Vielfaches von  $\pi$ . Das führt zur Durchmesser- oder Modulteilung;  $\frac{t}{\pi} = m$  heißt Modul oder Stichzahl und wird nach Zusammenstellung 147, entsprechend

DIN 780, in vollen, nur bei sehr kleinen Teilungen in zehntel Millimetern gewählt. Die eingeklammerten Werte sind möglichst zu vermeiden. Meist wird man sich bei der Normung der Zahnräder in einem bestimmten Betriebe oder für einen bestimmten Zweck nur auf eine Auswahl aus den angeführten Moduln beschränken und so die Zahl der nötigen Werkzeuge verringern können.

Zusammenstellung 147. Modulreihe nach DIN 780.

Modul . .	0,3	(0,35)	0,4	(0,45)	0,5	(0,55)	0,6	(0,65)
Teilung . .	0,943	(1,01)	1,25	(1,41)	1,57	(1,72)	1,88	(2,04)
Modul . .	0,7	0,8	0,9	1	1,25	1,5	1,75	2
Teilung . .	2,20	2,51	2,83	3,14	3,93	4,71	5,50	6,28
Modul . .	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5	3,75	4
Teilung . .	7,07	7,85	8,64	9,42	10,21	11,00	11,78	12,57
Modul . .	4,5	5	5,5	6	6,5	7	8	9
Teilung . .	14,14	15,71	17,28	18,85	20,42	21,99	25,13	28,27
Modul . .	10	11	12	13	14	15	16	18
Teilung . .	31,42	34,56	37,70	40,84	43,98	47,12	50,26	56,55
Modul . .	20	22	24	27	30	33	36	39
Teilung . .	62,83	69,12	75,40	84,82	94,25	103,67	113,10	122,52
Modul . .	42	45	50	55	60	65	70	75
Teilung . .	131,95	141,37	157,08	172,79	188,50	204,20	219,91	235,62

Bei manchen Verzahnungsarten müssen die Zahnräder so zusammengebaut werden, daß sich ihre Teilkreise (Teilbahnen) berühren, daß diese also zugleich Wälzkreise (Wälz-

<sup>1)</sup> Es empfiehlt sich, Zahnzahl statt Zähnezahl zu brauchen, weil Begriffe in zusammengesetzten Worten in der Einzahl stehen, vgl. Gangzahl, Kopfhöhe, Zahnform, Zahnköpfe, Zahnsumme, Kopfhöhe, Hubzahl.



bahnen) sind. Dann ist der Achsabstand  $a$  durch die halbe Summe der Teilkreisdurchmesser  $a = \frac{D_1 + D_2}{2}$  gegeben. Bei Rädern mit Evolventenverzahnung darf der Achsabstand in gewissen Grenzen verändert werden; in manchen Fällen muß er guten Zusammenarbeitens wegen anders als die vorstehende Beziehung angibt, ausgeführt werden. Dabei bilden sich von den Teilkreisen verschiedene Betriebswälzkreise (Betriebswälzbahnen) aus, wie weiter unten gezeigt ist. Derartige Räder haben nur je einen, durch die Herstellung bedingten Teilkreis, können aber je nach dem Zusammenbau verschiedene Betriebswälzkreise haben. (Im älteren Schrifttum werden diese beiden Begriffe noch nicht unterschieden.)

Außerhalb des Teilkreises, Abb. 1826, liegt der Zahnkopf, innerhalb der Zahnfuß. Die beiden Teile sind durch den Kopf- und den Fußkreis (Kopf- und Fußlinie) begrenzt. Sohle heißt die Fläche am Grunde der Lücke. An den Zahnflanken berühren

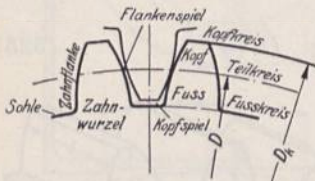


Abb. 1826. Benennung der Teile von Verzahnungen.

sich die zusammenarbeitenden Zähne; zwischen den nicht zum Anliegen kommenden Flanken zweier Räder entsteht das Flankenspiel, zwischen Kopflinie eines Rades und Sohle des Gegenrades das Kopfspiel. (Früher mit Scheitelspiel bezeichnet.) Die Teilung zerfällt nach Abb. 1825 in die Zahndicke  $s$  und die Lückenweite  $w$ , beide wie die Teilung auf dem Teilkreis (Erzeugungswälzbahn) gemessen. Fußdicke ist das für die Festigkeit des Zahnes entscheidende Maß am Fuß des Zahnes,  $l$  die Zahnhöhe oder Lückentiefe, zusammengesetzt aus der Kopfhöhe  $h$  und der Fußhöhe  $f$ ,  $b$  die Zahnbreite.

Normalerweise pflegt die Kopfhöhe  $h$  gleich dem Modul  $m$  genommen zu werden, so daß die Kopfkreisdurchmesser:

$$D_k = (z + 2) \cdot m, \tag{527}$$

ähnlich wie die Teilkreisdurchmesser runde Maße bekommen. Bei der Fußhöhe wird, abhängig vom Herstellverfahren und von Sonderbedürfnissen, noch ein Betrag von 0,1  $m$  bis 0,3  $m$  zugegeben, um das nötige Kopfspiel zu schaffen, so daß  $f = 1,1m$  bis 1,3  $m$  wird. Häufig benutzte Werte sind  $f = 1,17m$  und 1,2  $m$ .

Das Flankenspiel richtet sich nach den zu erwartenden Herstellungs-, insbesondere Teil- und Zahnformfehlern sowie nach der Genauigkeit des Zusammenbaus. Bei unbearbeiteten Zähnen nimmt man es zu  $t/20$ , vermindert es aber bei bearbeiteten auf  $t/40$  bis  $t/80$  und führt selbst nahezu spielfreie Zähne aus, mit etwa 0,2 mm Spiel bei geschliffenen Zähnen mittlerer Teilung. Normalerweise führt man die Zähne an beiden Rädern eines Getriebes gleich dick aus. Dementsprechend wird im Fall:

<p>unbearbeiteter Zähne:</p> <p>die Zahndicke <math>s = \frac{19}{40} t = 0,475 t</math></p> <p>die Lückenweite <math>w = \frac{21}{40} t = 0,525 t</math></p>	<p>(528)</p>	<p>bearbeiteter Zähne:</p> <p><math>s = \frac{39}{80} t \dots \frac{79}{160} t \dots \frac{1}{2} t</math></p> <p><math>= 0,487 t \dots 0,494 t \dots 0,5 t</math></p> <p><math>w = \frac{41}{80} t \dots \frac{81}{160} t \dots \frac{1}{2} t</math></p> <p><math>= 0,513 t \dots 0,506 t \dots 0,5 t</math></p>	<p>(529)</p>
--	--------------	--	--------------

Besitzen die Zähne des einen Rades eines Getriebes wegen geringerer Festigkeit des verwandten Werkstoffes oder infolge ungünstiger Zahnform weniger Widerstandsfähigkeit als die des anderen, so werden die Zahndicken ungleichmäßig verteilt. Beispielweise gibt man Holzkämmen, die mit gußeisernen Zähnen zusammenarbeiten, Dicken von 0,6  $t$  bzw. 0,35 bis 0,38  $t$ .

Bei der früher üblichen Wahl der Teilung in ganzen Millimetern, die zu Bruchteilen derselben bei den Teilkreisdurchmessern führt, pflegte man  $h = 0,3 t$ ,  $f = 0,4 t$ ,  $l$  also  $= 0,7 t$  zu machen.



Die Breite  $b$  wird gewöhnlich zwischen 2 und 6  $t$  oder 6 und 20  $m$  ausgeführt.

Ein zusammenarbeitendes Räderpaar, aus Rad und Gegenrad, bei verschiedener Größe aus Kleinrad (Ritzel) und Großrad (Rad) bestehend und durch einen Rahmen oder Steg verbunden, bildet ein Zahnradgetriebe. Wird ein Rad festgehalten und läuft der Steg um, so entstehen Umlauf- oder Planetengetriebe.

Je nach der gegenseitigen Lage der Radachsen unterscheidet man, wie schon auf S. 1018 erwähnt:

1. Stirnradgetriebe mit gleichlaufenden,
2. Kegelradgetriebe mit sich schneidenden,
3. Hyperbelrad-, Schraubenrad- und Schneckentriebe mit geschränkten Achsen.

Bei den Gruppen 1 und 2 ergeben sich nach der Lage der beiden Räder zueinander:

Außengetriebe mit Außenverzahnungen, wenn sich die Teil- oder Wälzkörper gegenseitig von außen her berühren (Außenräder) und

Innengetriebe mit einer Innen- und einer Außenverzahnung, wenn ein kleines Rad in einem größeren (Innenrad) liegt. Die Drehung erfolgt im ersten Falle in entgegengesetztem Sinne, im zweiten gleichläufig. Als Sonderform und Grenzfall der Stirnräder ist die Zahnstange hervorzuheben, bei der der Teil-(Wälz-)kreis unendlich groß, also zu einer Geraden wird.

## II. Stirnräder.

### A. Das Grundgesetz der Verzahnung.

Soll die Bewegung von einem Stirnrad auf das andere gleichförmig, also  $\Gamma$  unter einer bestimmten Übersetzung, übertragen werden, so muß die Normale im Berührungspunkt der Zahnflanken durch den Schnittpunkt der Wälzkreise mit der Mittellinie, den Wälzpunkt, gehen. In Abb. 1827 seien  $M_1$  und  $M_2$  die Mittelpunkte,  $R'_1$  und  $R'_2$  die Wälzkreishalbmesser zweier Zahnräder, die sich mit den Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_1$  und  $\omega_2$  drehen.  $O$  ist der Wälzpunkt (früher Zentralpunkt genannt), in dem sich die aufeinander abrollenden Wälzrisse ständig berühren. Er liegt auf der Verbindungslinie der Radmitten  $\overline{M_1 M_2}$ , der Radmittellinie. Durch ihn muß die im augenblicklichen Berührungspunkt  $B$  der Zahnflanken errichtete gemeinsame Normale  $BO$  gehen. Die Wälzkreise haben, wie oben ausgeführt, dieselbe Umfangsgeschwindigkeit  $v = R'_1 \cdot \omega_1 = R'_2 \cdot \omega_2$ . Aus der Form  $\frac{R'_1}{R'_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$  folgt, da die linke Seite der Gleichung unveränderlich ist, daß auch das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten stets gleich ist. Betrachten wir  $B$  als einen Punkt des Rades 1, so beträgt seine augenblickliche Geschwindigkeit um den Mittelpunkt  $M_1$ :

$$v_1 = \omega_1 \cdot \overline{M_1 B} = \omega_1 \cdot r_1.$$

Sie ist senkrecht zu  $\overline{M_1 B}$  gerichtet. Als Punkt des zweiten Rades hat  $B$  die zu  $\overline{M_2 B}$  senkrechte Geschwindigkeit:

$$v_2 = \omega_2 \cdot \overline{M_2 B} = \omega_2 \cdot r_2.$$

Damit aber die Berührung im Punkte  $B$  nicht aufhört, müssen die Seitengeschwindigkeiten  $BC$  in Richtung der Normalen gleich groß, also:

$$v_1 \sin \alpha = v_2 \sin \beta$$

sein. Wäre nämlich  $v_1 \cdot \sin \alpha$  größer als  $v_2 \cdot \sin \beta$ , so würde sich die Flanke des Rades 1

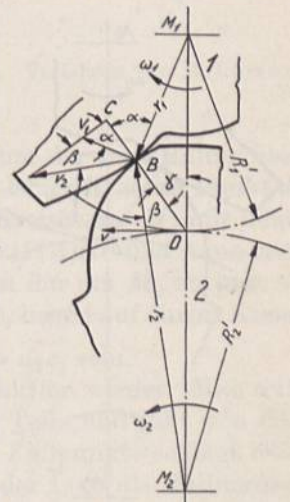


Abb. 1827 Zum Grundgesetz der Verzahnung.



von Rad 2 abheben, wäre es kleiner, so müßten die beiden Flanken ineinander eindringen. Daraus folgt:

$$r_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin \alpha = r_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin \beta,$$

$$\frac{r_1 \sin \alpha}{r_2 \sin \beta} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R'_1}{R'_2} = \text{konst.}$$

Daß diese Bedingung tatsächlich erfüllt ist, wenn die Normale in  $B$  durch den Schnittpunkt  $O$  der Wälzkreise mit der Mittellinie geht, läßt sich durch Anwendung des Sinussatzes auf die Dreiecke  $M_1BO$  und  $M_2BO$  zeigen. In ihnen kehren die Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  der Geschwindigkeitsdreiecke,  $\alpha$  als Außenwinkel, wieder, da entsprechende Schenkel der Winkel aufeinander senkrecht stehen. Unter Einführung des Winkels  $\gamma$  zwischen der Normalen und der Mittellinie ist nun im Dreieck  $M_1BO$ :

$$\frac{\sin (180^\circ - \alpha)}{\sin \gamma} = \frac{\sin \alpha}{\sin \gamma} = \frac{R'_1}{r_1},$$

im Dreieck  $M_2BO$ :

$$\frac{\sin \beta}{\sin (180^\circ - \gamma)} = \frac{\sin \beta}{\sin \gamma} = \frac{R'_2}{r_2}.$$

Durch Division wird:

$$\frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = \frac{R'_1}{r_1} \cdot \frac{r_2}{R'_2}$$

oder wie oben:

$$\frac{r_1 \sin \alpha}{r_2 \sin \beta} = \frac{R'_1}{R'_2}.$$

Da nun  $R'_1$  und  $R'_2$  die Wälzkreishalbmesser sind, ist der Schnittpunkt  $O$  der Normalen auf den Zahnflanken gleichzeitig derjenige der Wälzkreise mit der Mittellinie.

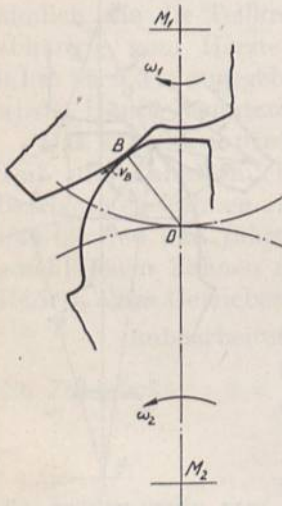


Abb. 1828. Zum Beweis des Grundgesetzes auf kinematischem Wege.

Das Grundgesetz läßt sich auch sehr einfach auf kinematischem Wege ableiten. Der augenblickliche Drehpol für die Bewegung eines der beiden Räder, bezogen auf das andere, ist wegen des Abrollens der Wälzkreise ihr Berührungspunkt  $O$ , Abb. 1828. Dadurch ist die Richtung der Geschwindigkeit  $v_B$  des Punktes  $B$ , in dem die Berührung der Zahnflanken augenblicklich stattfindet, bezogen auf den Drehpol  $O$ , durch die Senkrechte zum Polstrahl  $OB$  gegeben. Sollen nun die Zahnflanken nicht ineinander eindringen oder sich voneinander abheben, so muß diese Geschwindigkeit tangential zu beiden Zahnflanken gerichtet sein; mit anderen Worten:  $BO$  muß die gemeinsame Normale der Zahnflanken im Berührungspunkt sein und durch den Wälzpunkt  $O$  gehen.

Die absolute Geschwindigkeit  $v_2$  des Punktes  $B$  als Punkt des Rades 2 folgt aus der geometrischen Addition der Geschwindigkeiten  $v_B$  und der Polgeschwindigkeit  $v$ .

(Die allgemeine Form des Verzahnungsgesetzes lautet: Die Normalen in den Berührungspunkten der Zahnflanken müssen durch die Wälzlinie; das ist die Berührungslinie der Wälzkörper, gehen.)

Unmittelbar auf dem Gesetz beruht das Verfahren von Poncelet zur Bestimmung der Zahnflankenform eines Stirnrades, wenn die Gegenflanke gegeben ist. In Abb. 1829 sei die Flanke  $a_1Ob_1$  des Rades 1 in der Lage gezeichnet, daß sie durch den Wälzpunkt  $O$  geht. Die Normale in einem beliebigen Punkte  $c_1$  treffe den zugehörigen Wälzkreis in  $d_1$ . Nach dem Grundgesetz wird  $c_1$  der Verzahnung mit dem Gegenprofil in Berührung kommen, wenn sich Rad 1 so weit gedreht hat, daß  $d_1$  nach  $O$  gelangt ist, wenn also die Flanke die Lage  $a'c'b'$  angenommen hat. Dann ist aber  $c'$  auch ein Punkt der gesuchten



Gegenflanke, der nun um den Mittelpunkt  $M_2$  zurückgedreht werden kann. Er liegt auf dem Kreise vom Halbmesser  $Oc'$  um  $d_2$ , wobei die Bögen  $\widehat{Od}_1$  und  $\widehat{Od}_2$  wegen des Abrollens der Wälzkreise gleich sein müssen.

Abb. 1830 zeigt die zweckmäßige Durchführung der Konstruktion. Man trägt auf den Umfängen der Wälzkreise eine Anzahl gleicher Teile ab, fällt auf die gegebene Flanke von den Punkten des zugehörigen Wälzkreises Lote und schlägt mit diesen um die entsprechenden Punkte des anderen Wälzkreises Kreisbögen, welche die gesuchte Kurve einhüllen.

Die Unsicherheit, die darin liegt, daß die Gegenflanke als Eingehüllte gefunden wird, hat Reuleaux durch die punktweise Ermittlung derselben beseitigt. Er bestimmt zunächst die Eingrifflinie, d. h. den geometrischen Ort der Punkte, in welchen die Flanke nach dem Grundgesetz der Verzahnung mit der Gegenflanke in Berührung kommen muß. In Abb. 1831 sei wiederum die Flanke  $a_1Ob_1$  des Rades 1 gegeben. Bei

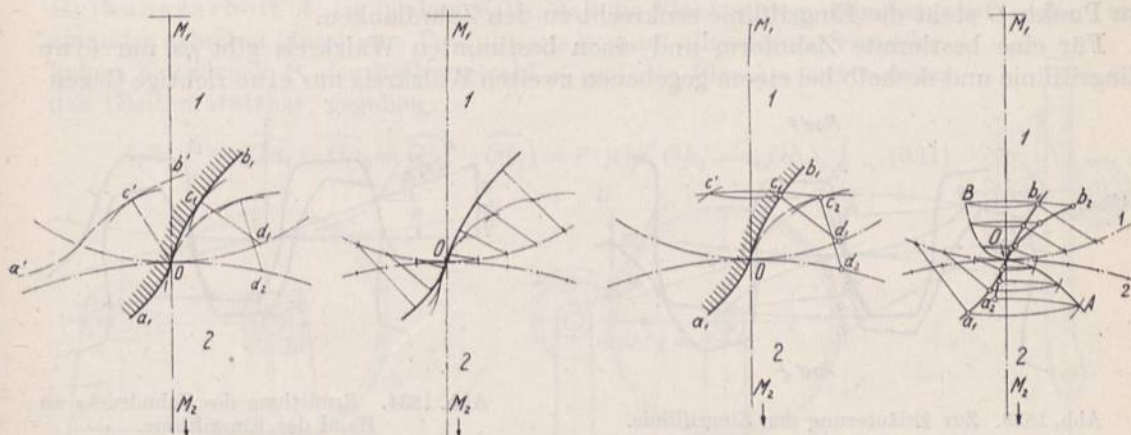


Abb. 1829 und 1830. Verfahren von Poncelet zur Ermittlung der Zahnflankenform.

Abb. 1831 und 1832. Verfahren von Reuleaux.

der Drehung bewegt sich ein beliebiger Punkt  $c_1$  auf dem Kreise um  $M_1$  vom Halbmesser  $M_1c_1$ ; er kommt mit der Flanke des Gegenrades in der Lage  $c'$  in Eingriff, wenn Punkt  $d_1$  des Lotes  $c_1d_1$  nach  $O$  gelangt.  $c'$  ist also der Schnittpunkt des Kreises um  $M_1$  mit demjenigen um  $O$  vom Halbmesser  $c_1d_1$ . Er ist ein Punkt der Eingrifflinie und kann nun als Punkt der Flanke des Rades 2 aufgefaßt werden. Dreht man ihn um  $M_2$  zurück, so erhält man in  $c_2$  einen Punkt der Zahnflanke des Rades 2;  $c'$  und  $c_2$  liegen auf einem Kreisbogen um  $M_2$ , Bogen  $\widehat{Od}_2$  muß gleich dem Bogen  $\widehat{Od}_1$  und  $d_2c_2 = d_1c_1$  sein.

Abb. 1832 gibt die für mehrere Punkte durchgeführte Konstruktion wieder. Man teilt die beiden Wälzkreise, vom Wälzpunkt  $O$  ausgehend, in gleiche Teile und fällt von den Punkten des Kreises 1 Lote auf die gegebene Flanke. Durch die Fußpunkte schlägt man konzentrische Kreise um  $M_1$ . Dann zieht man mit den Längen der Lote als Halbmesser Kreise um  $O$  und findet in den Schnitten entsprechender Kreise Punkte der Eingrifflinie  $AOB$ . Von ihnen führen Kreise um  $M_2$  und mit den zugehörigen Lotlängen um die Punkte des Wälzkreises 2 beschriebene Kreisbögen zu Punkten der gesuchten Flanke  $a_2Ob_2$ .

## B. Eigenschaften der Eingrifflinie.

An einem Zahngetriebe grenzen die Kopfkreise der beiden Räder auf der Eingrifflinie die Eingriffstrecke  $AOB$ , Abb. 1833, ab.  $A$  und  $B$  sind die äußersten Punkte, die auf der an sich längeren Eingrifflinie benutzt werden, da dort die Zahnspitzen mit den Gegenflanken in Berührung treten. Die Zahnflanken, die sich in der Abbildung im Wälzpunkt  $O$  berühren, sind so lange miteinander im Eingriff, wie die Wälzbögen



$\widehat{CO}$  des Wälzkreises 1 und  $\widehat{OD}$  des Wälzkreises 2 abrollen.  $C$  und  $D$  findet man durch Errichten der Normalen in den Spitzen der Zahnflanken. Die Summe  $\widehat{COD}$  der Wälzbogen wird als Eingrifflänge (früher Eingriffbogen) bezeichnet. So viel Zähne, wie zwischen  $C$  und  $D$  Platz haben, sind miteinander im Eingriff. Da nun Bedingung für eine stetige Übertragung ist, daß der nächste Zahn schon eingreift, ehe der vorangehende außer Berührung kommt, muß  $\widehat{COD} > t$ , d. h. die Eingrifflänge größer als die auf die Wälzkreise bezogene Teilung sein.

Das Verhältnis  $\frac{\text{Eingrifflänge}}{\text{Teilung}} = \frac{COD}{t} = \varepsilon$  kennzeichnet die durchschnittliche Zahl der gleichzeitig eingreifenden Zähne. Man bezeichnet es als Überdeckungsgrad, kurz Überdeckung  $\varepsilon$ . (Früher Eingriffdauer genannt, eine leicht irreführende Bezeichnung, da  $\varepsilon$  in keiner Beziehung zur Zeit steht.)

$\varepsilon$  muß größer als 1 sein. Praktisch pflegt man es mindestens gleich 1,2 zu nehmen. Im Punkte  $O$  steht die Eingrifflinie senkrecht zu den Zahnflanken.

Für eine bestimmte Zahnform und einen bestimmten Wälzkreis gibt es nur eine Eingrifflinie und deshalb bei einem gegebenen zweiten Wälzkreis nur eine richtige Gegen-

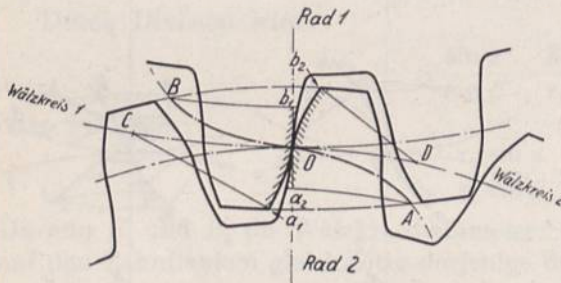


Abb. 1833. Zur Erläuterung der Eingrifflinie.

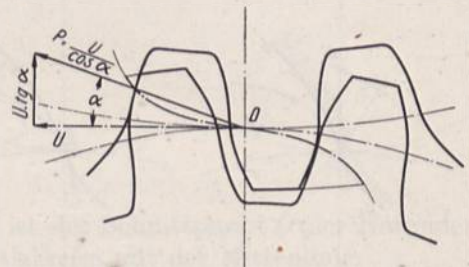


Abb. 1834. Ermittlung des Zahndrucks an Hand der Eingrifflinie.

flanke. Wird dieser Wälzkreis größer oder kleiner gewählt, so ändert sich auch die zugehörige Flanke; alle so entstehenden Räder können aber, wenn sie gleiche Teilung haben, mit Rad 1 zusammenarbeiten. Sollen sie auch unter sich austauschbar sein, so müssen ihre Eingrifflinien nicht allein kongruent sein, sondern außerdem noch durch die Mittellinie in zwei kongruente Stücke zerlegt werden. Denn nur dann decken sich beim Zusammenstecken zweier beliebiger Räder der Gruppe die Eingrifflinien. Die so entstehenden Satzräder bilden die Grundlage für die Normalisierung der Zahnräder und finden sich u. a. häufig als Wechselräder an Werkzeugmaschinen und in Getrieben aller Art.

Die Eingrifflinie gestattet die Bestimmung der Richtung und Größe des Zahndrucks  $P$ . Erstere ist durch die Verbindungslinie der Punkte der Eingrifflinie mit dem Wälzpunkt  $O$  gegeben, während die Größe  $P$  aus der zu übertragenden, tangential am Teilkreis wirkenden Umfangskraft  $U$ , Abb. 1834, aus:

$$P = \frac{U}{\cos \alpha} \quad (530)$$

folgt. Der Winkel  $\alpha$  zwischen  $U$  und  $P$  heißt Eingriffwinkel. Die radial gerichtete Seitenkraft  $U \cdot \operatorname{tg} \alpha$  ist um so größer, je größer  $\alpha$  ist, je mehr also die Richtung des Zahndrucks von der Tangente am Wälzkreise im Wälzpunkte  $O$  abweicht.  $U \cdot \operatorname{tg} \alpha$  sucht die Zahnradwellen auseinander zu drücken; auf eine möglichst starre und unmittelbare Verbindung der Lagerstellen, Abb. 1835, im Gegensatz zu der unrichtigen Ausführung, Abb. 1836 oder auf eine gute Stützung oder Führung der Zahnstange, Abb. 1837, ist daher Wert zu legen.

Der Einfluß der Reibung auf Richtung und Größe des Zahndrucks ist kurz am Schluß des Abschnittes über die Abnutzung der Zähne, S. 1059, behandelt.



Auch über das bei der Bewegung der Zahnräder auftretende Gleiten der Zahnflanken gibt die Eingrifflinie Aufschluß. In Abb. 1833 kommt die Spitze  $a_1$  des einen Zahnes in  $A$  zum Eingriff mit dem Punkte  $a_2$  der Gegenflanke, der nach den früheren Ausführungen als Schnitt dieser Flanke mit dem Kreise durch  $A$  um den Mittelpunkt des zweiten Rades gefunden wird. Um die Differenz  $\widehat{Oa_1} - \widehat{Oa_2}$  müssen die Kopfflanken des Rades 1 an den Füßen des Rades 2 gleiten. Entsprechend arbeitet die Kopfflanke  $Ob_2$  des Rades 2 unter Gleiten um  $\widehat{Ob_2} - \widehat{Ob_1}$  nur am Teil  $Ob_1$  des Gegenzahnfußes. Die Kopfflanken gleiten also durchweg auf kürzeren Strecken an den Füßen und nutzen die Zähne dort stärker ab. Allmählich tritt so eine Änderung der Zahnform durch den Betrieb ein, über die sich Näheres bei den einzelnen Verzahnungsarten findet. Die Länge der Gleitstrecken hängt von den Zahnzahlen der Räder, von der Form und der Lage der Eingrifflinie ab. Starkes Gleiten bedingt größere Erwärmung, stärkere Abnutzung und schlechteren Wirkungsgrad des Getriebes. Denn die für den letzteren maßgebende Reibungsarbeit  $A_r$  ist in dem Falle, daß die Flanken ungeschmiert, also trocken, aufeinander arbeiten, durch das Produkt aus dem im allgemeinen veränderlichen Zahndruck  $P$ , der Reibungszahl  $\mu$  und der Strecke, auf welcher das Gleiten statthat, gegeben:

$$A_r = P \cdot \mu (\widehat{Oa_1} - \widehat{Oa_2} + \widehat{Ob_2} - \widehat{Ob_1}) = P \cdot \mu (a_1 Ob_2 - a_2 Ob_1), \quad (531)$$

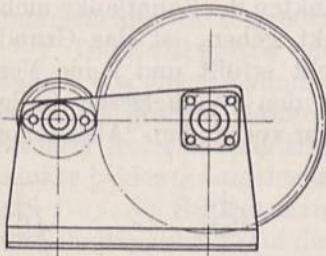


Abb. 1835. Unmittelbare Aufnahme des Radialdrucks an Zahngetrieben.

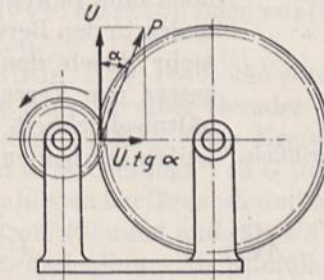


Abb. 1836. Unzweckmäßige Aufnahme des Radialdrucks an Zahngetrieben.

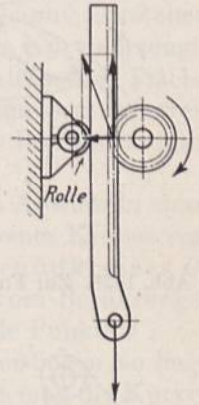


Abb. 1837. Aufnahme des Radialdrucks an einer Zahnstange.

wächst also unter sonst gleichen Verhältnissen mit größeren Gleitstrecken. Der Wirkungsgrad  $\eta$  ist aus der übertragenen Nutzarbeit  $A$ , d. h. dem Produkt aus der Umfangskraft  $U$  und der Eingrifflänge  $\widehat{COD} = \varepsilon \cdot t$  zu bestimmen. Er folgt aus:

$$\eta = \frac{A}{A + A_r} \approx 1 - \frac{A_r}{A} = 1 - \frac{P \cdot \mu (a_1 Ob_2 - a_2 Ob_1)}{U \cdot \widehat{COD}} = 1 - \frac{\mu (a_1 Ob_2 - a_2 Ob_1)}{\varepsilon \cdot t \cdot \cos \alpha}, \quad (532)$$

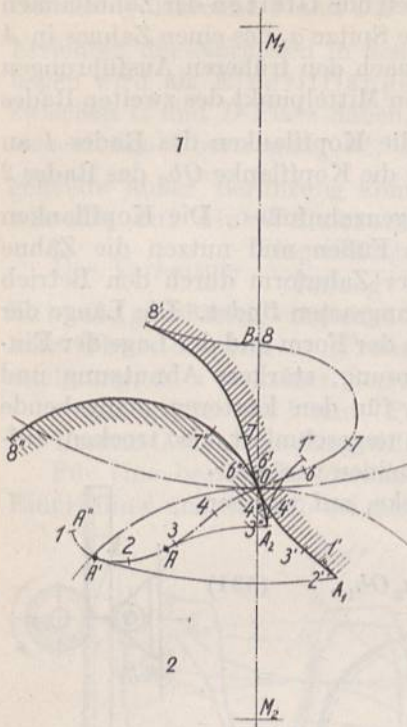
kann also an Hand der Zeichnung ermittelt werden.  $\mu$  liegt zwischen 0,20 und 0,25 bei neuen und trocken gehenden und beträgt etwa 0,15 bei gut gefetteten Rädern. Bei der Ableitung der Formel ist vorausgesetzt, daß die Kraftübertragung nur durch das betrachtete Zahnpaar stattfindet.

Nach Versuchen kann der Wirkungsgrad im Mittel bei bearbeiteten Zähnen zu 0,94 bis 0,98, unter sehr sorgfältiger Schmierung sogar 0,99, bei unbearbeiteten zu 0,90 bis 0,95 angenommen werden. Die oberen Werte gelten für gut geschmierte Triebe.

An einem Räderpaar mit Winkelzähnen fand Rikli [XXV, 5] bestätigt, daß die Verluste durch die Zahnreibung allein verhältnismäßig dem Zahndruck und der Umfangsgeschwindigkeit sind. Sie bilden also stets einen bestimmten und unveränderlichen Teil der übertragenen Leistung, so daß der Wirkungsgrad unabhängig von den beiden erwähnten Größen, für einen bestimmten Zahntrieb also stets gleich ist.

Die Eingrifflinie kann an sich eine beliebige Form  $A''AOB$ , Abb. 1838, haben. Praktisch ausführbare Zahnflanken liefert aber nur der Teil  $AOB$ , der durch die Berührungspunkte der tangierenden Kreise um  $M_2$  und  $M_1$  eingegrenzt wird. Punkt  $A$  führt zu der





Spitze  $A_2$ , die Punkte auf  $AA'A''$  zu der nicht ausführbaren Flanke  $A_2 I''$  am Rade 2. In ähnlicher Weise tritt an der Flanke des Rades 1 Spitzenbildung in  $A_1$  ein, dem Berührungspunkte  $A'$  des Kreises um  $M_1$  entsprechend. Daß die Grenze der Eingriffmöglichkeit in dem auf der Mittellinie gelegenen Punkte  $B$  gegeben ist, geht aus Abb. 1839 hervor, wo die Stellungen 1 bis 8 die Zähne in acht aufeinander folgenden, um gleiche Drehwinkel verschiedenen Lagen wiedergeben. In Stellung 1 und 2 steht der nur theoretisch mögliche zweite Ast  $A_2 I''$  der Zahnflanke des unteren Rades, Abb. 1838, im Eingriff. Praktisch ist, wie die Abbildungen erkennen lassen, der gegenseitige Antrieb der Räder noch nicht eingetreten. In den Lagen 3 bis 7 treibt der untere Zahn den oberen in normaler Weise an, in Stellung 8 fällt die Normale im Berührungspunkt in die Mittellinie, eine Kraftübertragung ist also nicht mehr möglich. Bei der weiteren Drehung des unteren Zahnes in die Lagen 9 und 10 tritt zwar noch eine Bewegung des oberen ein; da aber die Normalen in den Berührungspunkten der Zahnflanke nicht mehr durch den Wälzpunkt gehen, ist das Grundgesetz der Verzahnung nicht erfüllt und keine Verhältnismöglichkeit zwischen den Winkelgeschwindigkeiten der beiden Räder mehr vorhanden. Aber schon

Abb. 1838. Zur Form der Eingrifflinie.

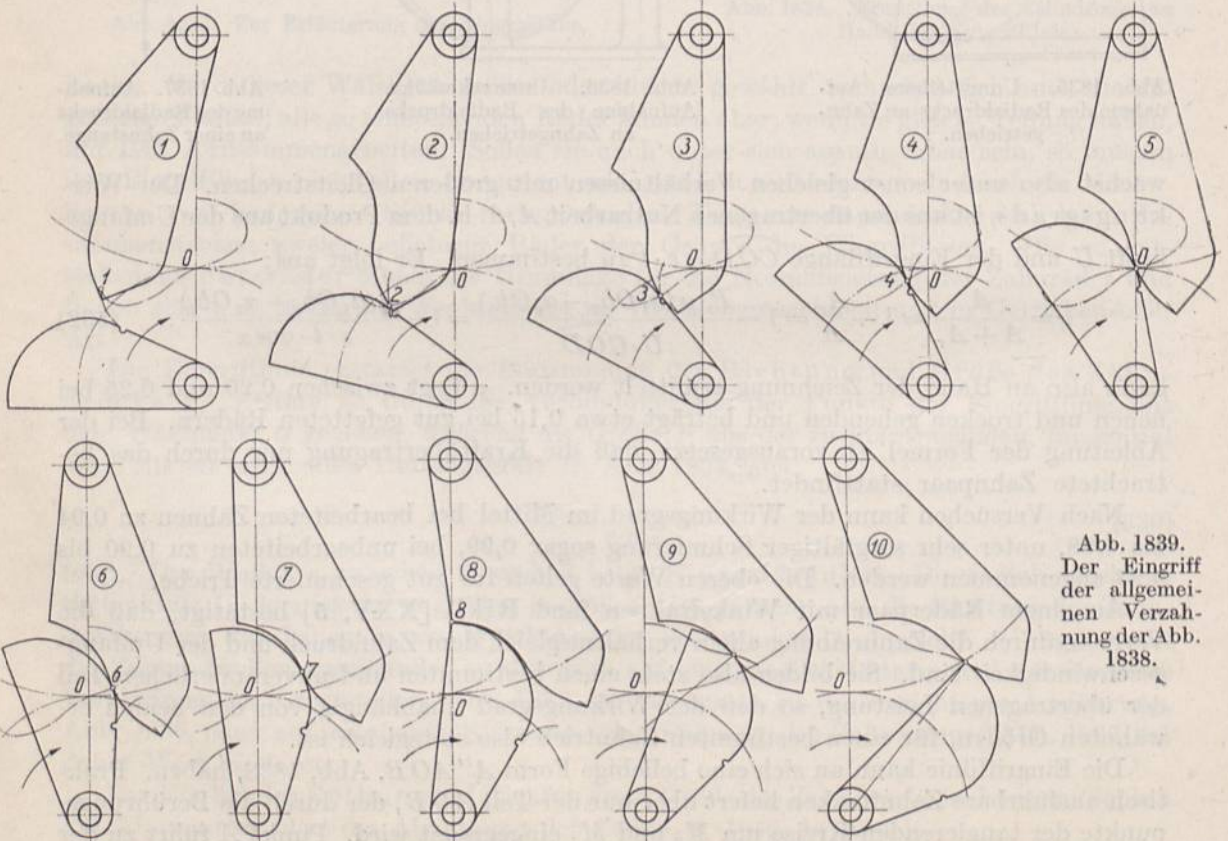


Abb. 1839. Der Eingriff der allgemeinen Verzahnung der Abb. 1838.



die Strecke 7 bis 8 der Eingrifflinie ist wegen der ungünstigen Kraft- und Gleitverhältnisse wenig wertvoll.

Bei spielfreiem Gang und beim Lauf des Getriebes in entgegengesetzter Richtung gibt, symmetrische Gestaltung der Zahnflanken vorausgesetzt, das Spiegelbild der Eingrifflinie zur Mittenlinie der Verzahnung die Lage der Berührungspunkte des anderen Flankenpaares wieder, vgl. Abb. 1860.

Wenn unter Beachtung der eben besprochenen Bedingung die Eingrifflinie oder die Form eines Zahnes beliebig gewählt werden darf, so beschränkt sich die Praxis bei der Ausführung neuer Verzahnungen meist auf die Verwendung zyklischer Kurven für die Zahnflanken. Denn an ihnen ist die Ermittlung der Normalen einfach; die Eingrifflinien werden Kreisbögen und Geraden; die Zahnformen lassen sich auf Maschinen selbsttätig genau herstellen. Je einfacher die Eingrifflinien sind, um so leichter ist die Herstellung der zugehörigen Werkzeuge und die Ausführung der Verzahnungen.

### C. Die zyklischen Kurven.

Die zyklischen Kurven, nach Reuleaux auch Radlinien genannt, entstehen durch Rollen von Kreisen aufeinander. Je nachdem der Punkt, der die Kurve erzeugt, auf dem Umfang des rollenden Kreises selbst, innerhalb oder außerhalb seiner Fläche liegt oder durch eine Verkürzung oder eine Verlängerung des Kreishalbmessers zu erreichen ist, spricht man von gemeinen, verkürzten oder verlängerten Radlinien. Man unterscheidet die folgenden fünf Arten.

1. Die Evolvente oder Fadenlinie, Abb. 1840. Sie entsteht beim Abwickeln eines Fadens von einem Zylinder oder beim Abrollen einer Geraden  $L$ , das ist eines Kreises von unendlich großem Halbmesser, auf dem Umfang eines Kreises, des Grundkreises  $G$ . Zu ihrer Aufzeichnung trägt man auf dem Umfange von  $G$  und auf  $L$ , vom Berührungspunkte  $O$  ausgehend, eine Anzahl gleicher Teile ab und erhält so die Punkte  $1 \dots 8$  und  $1' \dots 8'$ . Schlägt man nun z. B. mit  $4'O$  um  $4$  und mit  $4'4'$  um  $O$  Kreisbögen, so liegt ihr Schnittpunkt  $4''$  auf der gesuchten Fadenlinie. Als Einhüllende findet man die Kurve, wenn man sich auf das Schlagen der Kreisbogen mit den Halbmessern  $01'$ ,  $02'$ ,  $03'$ , ... um  $1$ ,  $2$ ,  $3 \dots$  beschränkt. Die Gerade  $44''$  ist die Normale, Punkt  $4$  der Krümmungsmittelpunkt für  $4''$ . Die Fadenlinie ist eine zur Geraden  $MO$  symmetrische Doppelspirale, deren Äste durch Rollen der Erzeugenden nach rechts und links von  $O$  aus entstehen.

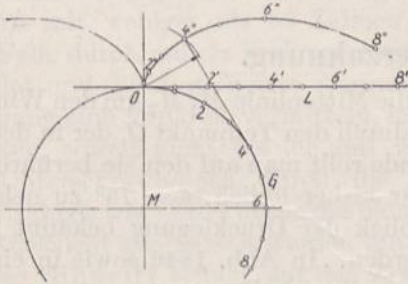


Abb. 1840. Konstruktion der gemeinen Evolvente oder Fadenlinie.

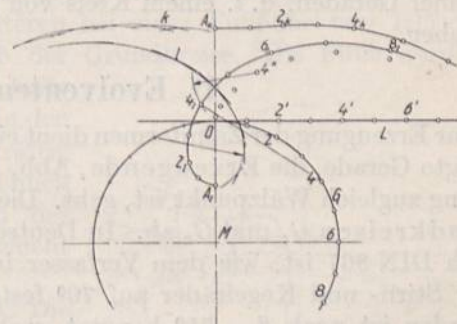


Abb. 1841. Verlängerte und verkürzte Form der Fadenlinie.

Verlängerte und verkürzte Formen  $l$  und  $k$  zeigt die Abb. 1841. Sollen dieselben punktweise ermittelt werden, so sucht man zunächst nach Abb. 1841 die Lagen, die der Punkt  $O$  beim Abwickeln einnimmt, z. B.  $4''$  und schlägt mit  $OA_1$  um  $4''$  und mit  $4'A_1$  um  $4$  Kreisbögen. Ihr Schnittpunkt gibt Punkt  $4_1$  der verlängerten Fadenlinie. Als Einhüllende findet man die Kurve, wenn, wie in der linken Hälfte der Abbildung gezeigt, Kreisbögen mit den Entfernungen  $1'A_1$ ,  $2'A_1$ ,  $3'A_1 \dots$  um die Teilpunkte des Grundkreisumfangs  $1$ ,  $2$ ,  $3 \dots$  geschlagen werden.



2. Epizykloiden oder Aufradlinien, Abb. 1842, erhält man durch Abrollen eines Kreises auf dem Umfange  $G$  eines andern. Zur Ermittlung einzelner Punkte, z. B. von  $4''$  schlägt man nach Auftragen einer Anzahl gleicher Teilstrecken von  $O$  aus auf den beiden Umfängen mit  $4'O$  um  $4$  und mit  $44'$  um  $O$  Kreisbögen, deren Schnittpunkt  $4''$  ist.

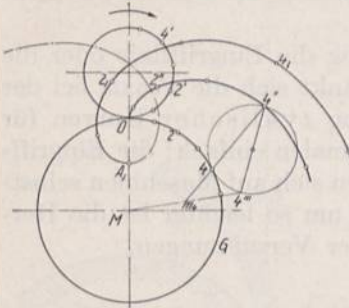


Abb. 1842. Aufradlinien.  
(Gemeine und verlängerte Form.)

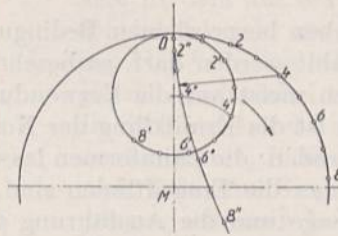


Abb. 1843. Inradlinie.

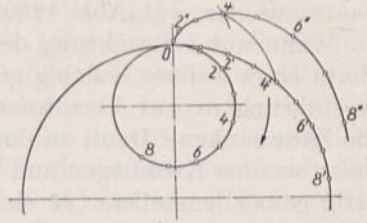


Abb. 1844. Umradlinie.

Die Gerade  $44''$  ist wiederum die Normale. Der auf ihr liegende Krümmungsmittelpunkt  $m_4$  wird durch Verbinden des Gegenpunktes  $4'''$  zu  $4''$  auf dem Rollkreise mit dem Mittelpunkte  $M$  des Kreises  $G$  gefunden. Eine verlängerte Aufradlinie zeigt die gleiche Abbildung.

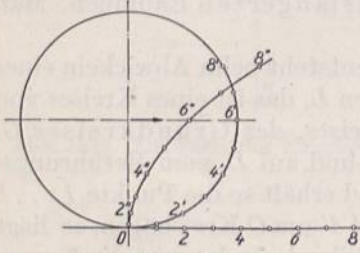


Abb. 1845. Radlinie.

3. Hypozykloiden oder Inradlinien, Abb. 1843, werden beim Abrollen eines Kreises in einem anderen beschrieben und auf ganz entsprechende Weise wie die vorigen erhalten. Auch den Umstand, daß zusammengehörige Punkte des rollenden Kreises und der Radlinie, also z. B.  $4'$  und  $4''$  auf einem Kreise um den Mittelpunkt  $M$  des ruhenden liegen müssen, kann man zum Aufsuchen der Kurven benutzen.

4. Perizykloiden oder Umradlinien entstehen, wenn ein Kreis längs seines inneren Umfanges um einen feststehenden kleineren, Abb. 1844, rollt.

5. Orthozykloiden oder Radlinien schlechthin werden beim Rollen eines Kreises auf einer Geraden, d. i. einem Kreis von unendlich großem Halbmesser, Abb. 1845, beschrieben.

### D. Evolventenaußenverzahnung.

Zur Erzeugung der Zahnformen dient eine gegen die Mittenlinie  $M_1M_2$  um den Winkel  $\beta$  geneigte Gerade, die Erzeugende, Abb. 1846, die durch den Teilpunkt  $O$ , der in der Abbildung zugleich Wälzpunkt ist, geht. Die Erzeugende rollt man auf den sie berührenden Grundkreisen  $G_1$  und  $G_2$  ab. In Deutschland war bisher üblich,  $\beta = 75^\circ$  zu nehmen. Durch DIN 867 ist, wie dem Verfasser im Augenblick der Drucklegung bekannt wird,  $\beta$  für Stirn- und Kegelräder auf  $70^\circ$  festgelegt worden. In Abb. 1846 sowie in einigen folgenden ist noch  $\beta = 75^\circ$  benutzt, wobei die Grundkreishalbmesser:

$$R_g = R \cdot \sin \beta, \tag{533}$$

$$R_{g_1} = R_1 \sin 75^\circ = 0,966 R_1 \quad \text{und} \quad R_{g_2} = 0,966 R_2$$

werden, wenn  $R_1$  und  $R_2$  die Teilkreishalbmesser sind.  $\beta = 70^\circ$  bedingt Grundkreishalbmesser:

$$R_g = 0,940 R.$$

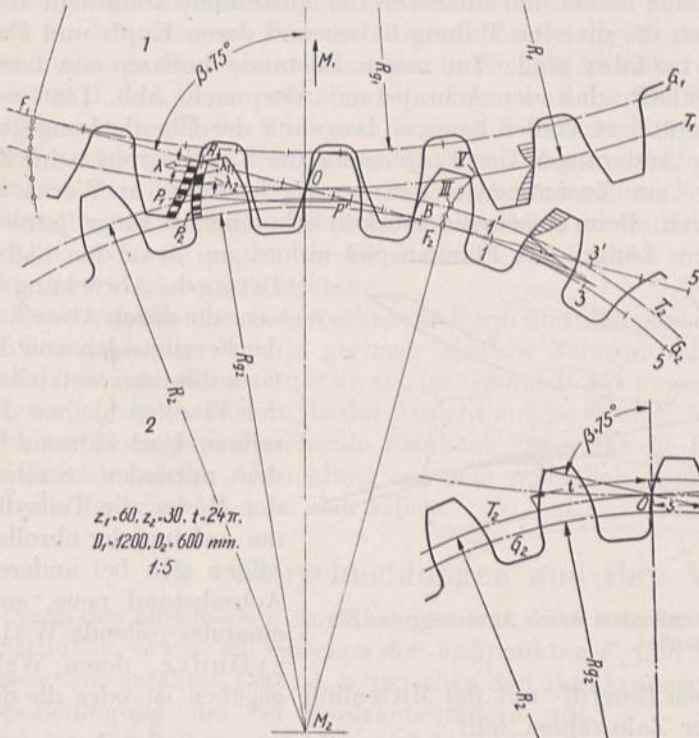
Eine zur Mittenlinie senkrechte Erzeugende ( $\beta = 90^\circ$ ) würde nur die Begrenzung der Zahnköpfe liefern.

Zur Aufzeichnung der Flanken bestimmt man die Berührungspunkte  $F_1$  und  $F_2$  der Erzeugenden mit den Grundkreisen als Fußpunkte der Lote  $M_1F_1$  und  $M_2F_2$ , trägt von



$F_1$  und  $F_2$  aus auf der Erzeugenden und auf den Grundkreisen gleiche Teile ab und konstruiert nach Abb. 1840 die beiden Fadenlinien. So wird z. B. Punkt  $V$  am Rade 2, Abb. 1847, gefunden als Schnittpunkt der Kreisbögen mit  $F_2 5'$  um 5 und mit  $55'$  um  $F_2$ .

Die Zahnflanken erhält man durch abwechselndes Auftragen der Zahnstärken  $s$  und der Lückenweiten  $w$  auf den Teilkreisen — dabei zweckmäßigerweise vom Wälzpunkt  $O$  beginnend — und durch Übertragen der Evoluten an Hand von Pauspapierstreifen, die sich um  $M_2$  bzw.  $M_1$  drehen. Die einzelnen Punkte werden am einfachsten mit



$z_1 = 60, z_2 = 30, t = 24\pi,$   
 $D_1 = 1200, D_2 = 600 \text{ mm.}$   
 $t : 5$

Abb. 1846. Evolutenverzahnung.

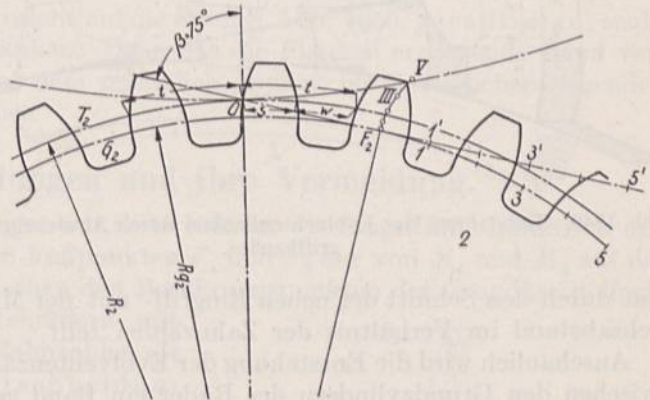


Abb. 1847. Ermittlung der Zahnflanken am Rade 2 der Abb. 1846.

einer Nadel durchgestochen. Außen sind die Zähne durch die Kopf-, an der Sohle durch die Fußkreise begrenzt. Dabei liegen die letzteren bei einer Fußhöhe von  $1,17 m$  an Rädern mit weniger als 68 Zähnen innerhalb der Grundkreise. Die Füße werden in dem Falle durch radiale Verlängerungen der Evolente gebildet und durch geeignete Abrundungen, die den Übergang zum Fußkreis vermitteln, möglichst kräftig gehalten, soweit nicht bei 30 und weniger Zähnen auf Unterschneidungen durch die Kopfbahn des Gegenzahnes wie weiter unten des näheren untersucht ist, Rücksicht genommen werden muß.

Der Eingriff erfolgt auf der Erzeugenden. Die Eingriffslinie ist also eine Gerade, auf der die Eingriffstrecke  $AB$ , Abb. 1846 und 1848, durch die Kopfkreise der beiden Räder abgegrenzt wird. Der Beweis folgt z. B. für den Punkt  $L$  aus Abb. 1848, wenn man sich die Zahnflanke  $JLN$  durch Abwickeln der Geraden  $F_2OL$  auf dem Grundkreise  $G_2$  entstanden denkt. Denn die Normale zur Zahnkurve in  $L$  ist durch die Verbindungslinie von  $L$  mit dem Berührungspunkte  $F_2$  gegeben; da sie durch den Wälzpunkt  $O$  geht, so muß nach dem Grundgesetz der Verzahnung auch der Eingriff in der gezeichneten Lage in  $L$  stattfinden.

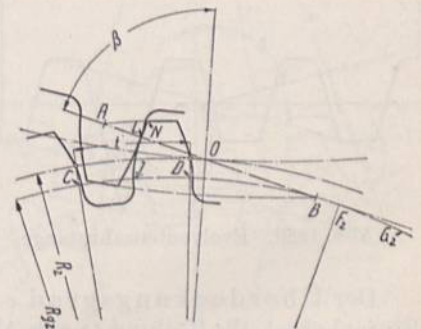


Abb. 1848. Zum Beweis, daß  $AOB$  die Eingriffslinie ist.



Der Zahndruck  $P$  hat ständig dieselbe Richtung und Größe:

$$P = \frac{U}{\sin \beta}, \tag{534}$$

ist also stets gleich, wenn das Drehmoment unverändert bleibt.

Da die Stücke der Eingriffslinie rechts und links von der Mittellinie kongruent sind, folgt, daß alle Evolventenräder, die dieselbe Teilung haben und deren Kopf- und Fußhöhen zueinander passen, Satzräder sind. Im neuen Zustande besitzen sie ferner die praktisch wichtige Eigenschaft, daß der Achsabstand, der nach Abb. 1846 normalerweise  $a = R_1 + R_2$  ist, verändert werden kann, so lange nur der Überdeckungsgrad größer als Eins bleibt. Geringe Änderungen der Entfernung der Lagermitten beim Zusammenbau neuer Räder oder beim Zusammenstecken der Wechselläder an Werkzeugmaschinen sind also unbedenklich. Beim Auseinanderrücken bekommt die Eingriffstrecke eine steilere Lage und geringere Länge, das Flankenspiel nimmt um etwa den halben

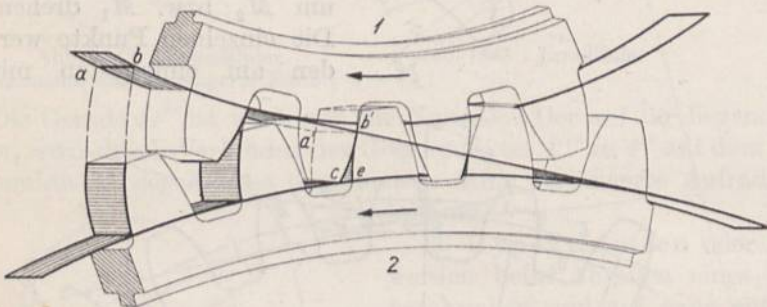


Abb. 1849. Entstehung der Evolventenflanken durch Abwickeln des Eingriffbandes.

Betrag der Abrückung zu; aber die durch Abwickeln der Erzeugenden von den Grundkreisen entstehenden Flanken bleiben dieselben. Und während bei der normalen Stellung der Räder die Teilzylinder aufeinander abrollen, bilden sich bei anderem Achsabstand neue, aufeinander rollende Wälzylinder, deren Wälz-

linie durch den Schnitt der neuen Eingriff- mit der Mittellinie gegeben ist oder die den Achsabstand im Verhältnis der Zahnzahlen teilt.

Anschaulich wird die Entstehung der Evolventenzähne, wenn man sich nach Abb. 1849 zwischen den Grundzylindern der Räder ein Band gespannt denkt, das von dem einen Rade ab- und auf das andere aufgewickelt wird. Die geraden Linien  $ab$  und  $a'b'$  erzeugen bei diesem Vorgange gleichzeitig die kräftig ausgezogenen Zahnflanken beider Räder. So hat z. B. die Linie  $a'b'$  in der dargestellten Lage das Flankenstück  $eb'$  beim Abwickeln des Bandes vom Grundzylinder des Rades 2, gleichzeitig aber das Stück  $cb'$  des Zahnes am Rade 1 während des Aufwickelns des Bandes auf dem Grundzylinder 1 erzeugt. Die beiden Zähne stehen längs der Linie  $a'b'$  im Eingriff. Die Flanken des links davon gelegenen Zahnpaars sind schon fertig gestaltet. Das Band bildet die Eingrifffläche der Zähne.

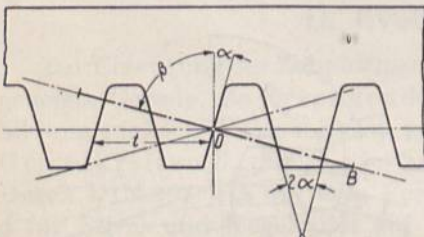


Abb. 1850. Evolventenzahnstange.

Auch hüllen die Flanken des einen Rades die Gegenflanken ein, wenn die Teilzylinder zweier zusammenarbeitender Räder aufeinander abrollen, eine Tatsache, von der man bei manchen Bearbeitungsverfahren Gebrauch macht.

Der Überdeckungsgrad  $\epsilon$  ist gleich dem Verhältnis der Eingrifflänge zur Teilung. Einfacher ist, die Teilung  $t$  nach Abb. 1848 durch Ziehen von Halbmessern auf den Grundkreis  $G_2$  zurückzuführen und den so erhaltenen Bogen  $CD$  mit der Eingriffstrecke  $AB$  zu vergleichen. Rechnerisch ergibt sich daraus:

$$\epsilon = \frac{AB}{\widehat{CD}} = \frac{AB}{t \cdot \frac{R_{G_2}}{R_2}} = \frac{AB}{t} \cdot \frac{R_2}{R_{G_2}} = \frac{AB}{t \sin \beta}. \tag{535}$$

Im Falle von Abb. 1846 und 1848 ist  $\epsilon = 2,09$ .



Wird  $\beta$  verkleinert, so schließen die Kopfkreise eine kürzere Strecke ein; Eingriffstrecke und Überdeckungsgrad nehmen also ab. Bei normaler Kopfhöhe  $k = m$  und  $\beta = 75^\circ$  ist der theoretische obere Grenzwert für  $\varepsilon$  bei Außenverzahnungen 2,54, bei  $\beta = 70^\circ$  1,98.

Teilt man die Flanke eines Zahnes in eine Anzahl gleicher Teile, Abb. 1846 links und sucht zu den einzelnen Punkten die zugehörigen der Gegenflanke, so zeigt sich, daß verschieden lange Strecken miteinander in Eingriff kommen und aufeinander gleiten. Man findet z. B. den Gegenpunkt zu  $P_1$ , indem man durch diesen einen Kreisbogen um den Mittelpunkt des Rades 1 bis zum Schnitt  $P'$  mit der Eingriffslinie zieht und von dort auf einem Kreisbogen um den Mittelpunkt des Rades 2 nach  $P_2$  an der Gegenflanke geht. Die kürzeren Strecken am Fuße werden stärker abgenutzt werden, so daß dort eine Aushöhlung entsteht und die Zahnform allmählich verändert wird, vgl. die Ausführungen zu Abb. 1878. Je ungleicher die Strecken am Rade 2 sind, um so rascher und stärker wird diese Änderung eintreten.

Evolventenflanken haben erhabene Form und sind um so schärfer gekrümmt, je kleiner die Grundzylinder sind, je geringer also die Zahnzahl, die Teilung und der Neigungswinkel  $\beta$  ist. An der Zahnstange, im Grenzfall mit unendlich großem Teil- und Grundzylinder, entstehen ebene, in der Ansicht auf die Stange, Abb. 1850, geradlinige, senkrecht zur Erzeugenden stehende Flanken. Denn das die Flanken erzeugende Band verschiebt sich bei der Abwicklung auf dem unendlich großen, im Unendlichen liegenden Grundzylinder parallel zu sich selbst.

### E. Unterscheidungen und ihre Vermeidung.

Nach den allgemeinen Ausführungen auf Seite 1033 ist die Eingriffslinie praktisch nur verwendbar, soweit sie zwischen den Fußpunkten  $F_1$  und  $F_2$  der von  $M_1$  und  $M_2$  auf die Erzeugende gefällten Lote, d. h. zwischen den Berührungspunkten der Grundkreise liegt, eine Bedingung, die bei Evolventenrädern mit normalen Kopfhöhen und kleinen Zahnzahlen oft nicht erfüllt ist. Dann treten Unterscheidungen der Zahnfüße des Kleinrades auf, indem die Zahnspitzen des großen in die Füße des Gegenrades eindringen und dort eine Aushöhlung erfordern. In Abb. 1851 ist zunächst für zwei Räder mit Außenverzahnung der Grenzfall dargestellt, in welchem der Kopfkreis  $K_1$  des größeren Rades durch den Fußpunkt  $F_2$  geht. Rad 2 wird dabei ein sogenanntes Grenzrad. Der andere Endpunkt  $A$  der Eingriffstrecke, der durch den Kopfkreis des kleinen Rades bestimmt wird, liegt sicher innerhalb des benutzbaren Gebietes, also zwischen  $F_1$  und  $O$ . Unter der Voraussetzung der normalen Kopfhöhe von  $m$  Millimetern folgt im Grenzfall aus dem Dreieck  $M_1, F_2O$  die Bedingung:

$$\overline{M_1 F_2}^2 = \overline{F_2 O}^2 + \overline{O M_1}^2 - 2 \overline{F_2 O} \cdot \overline{O M_1} \cos(180^\circ - \beta),$$

die mit  $\overline{M_1 F_2} = R_1 + m = \frac{z_1 \cdot m}{2} + m$ ,  $\overline{F_2 O} =$

$R_2 \cos \beta = \frac{z_2 m}{2} \cos \beta$  und  $\overline{O M_1} = R_1 = \frac{z_1 \cdot m}{2}$  zu

der Beziehung:

$$z_1 = \frac{z_2^2 \cos^2 \beta - 4}{4 - 2 z_2 \cos^2 \beta}$$

führt.

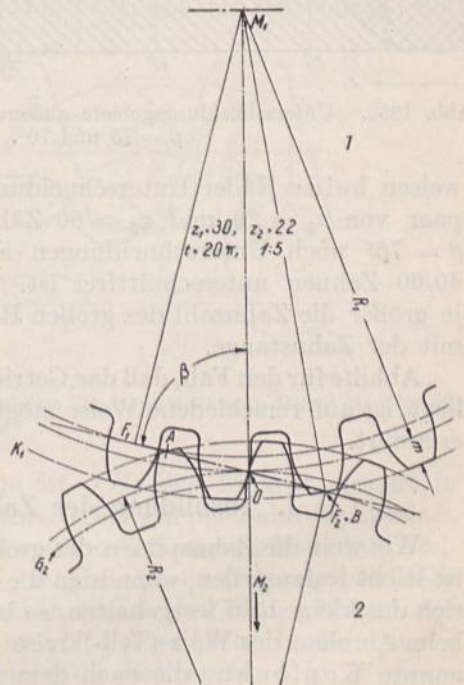


Abb. 1851. Grenzfall unterschnittfreier Verzahnung. Rad 2 ist ein Grenzrad.



Ist  $z_1$  kleiner als vorstehend berechnet, so kommt der Endpunkt  $B$  der Eingriffstrecke innerhalb von  $F_2O$  zu liegen, weil mit  $z_1$  auch der Kopfkreisradius abnimmt, so daß die allgemeine Bedingung für die Vermeidung von Unterschneidungen lautet:

$$z_1 \geq \frac{z_2^2 \cdot \cos^2 \beta - 4}{4 - 2z_2 \cos^2 \beta}$$

die mit  $\beta =$

in:

$75^\circ$	$70^\circ$
$z_1 \geq \frac{0,067 z_2^2 - 4}{4 - 0,135 z_2}$	$z_1 \geq \frac{0,117 z_2^2 - 4}{4 - 0,234 z_2}$ (536)

übergeht.

In Abb. 1852 sind zusammengehörige Zahnzahlen  $z_1$  und  $z_2$  als Abszissen und Ordinaten aufgetragen und die Gebiete, innerhalb deren Unterschneidungen auftreten, durch Strichelung hervorgehoben. Insbesondere ergibt sich für gleich große Räder durch Gleichsetzen der beiden Zahnzahlen:

bei  $\beta = 75^\circ$ :  $z_1 = z_2 = 20,9 \sim 21$ ,  
 bei  $\beta = 70^\circ$ :  $z_1 = z_2 = 12,3 \sim 12$

als Mindestzahl, wenn keine Unterschneidungen vorkommen sollen. Für die Zahnstange folgt mit  $z_1 = \infty$  die Zahnzahl des Gegenrades  $z_2 = 29,6 \approx 30$  bzw.  $17,1$  aus der Bedingung, daß die Nenner der Brüche in Formel (536) Null sein müssen. Fläche I gibt an, daß Rad 1, Fläche II, daß Rad 2 unterschritten wird. Dort, wo sich die zwei Flächen überdecken,

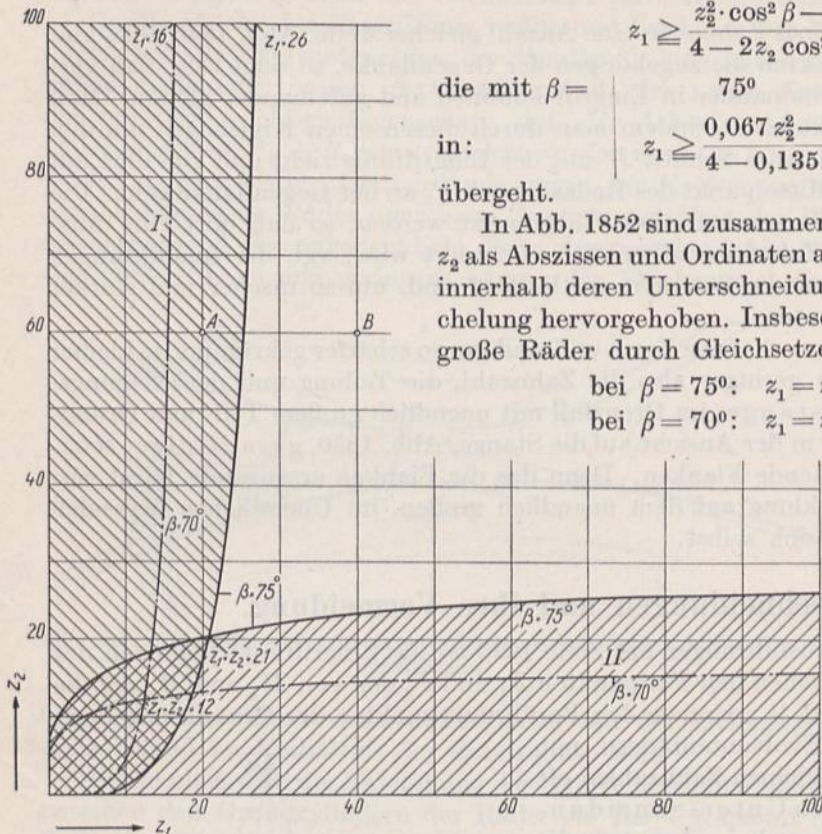


Abb. 1852. Unterschneidungsgebiete außenverzählter Evolventenräder bei  $\beta = 75$  und  $70^\circ$ .

weisen beide Räder Unterschneidungen auf. Z. B. sagt Punkt  $A$  aus, daß ein Räderpaar von  $z_1 = 20$  und  $z_2 = 60$  Zähnen bei gewöhnlicher Evolventenverzählung und  $\beta = 75^\circ$  noch Unterschneidungen am Rade I zeigt, Punkt  $B$ , daß ein solches von  $40/60$  Zähnen unterschneidungsfrei ist. Die Unterschneidungen sind um so bedeutender, je größer die Zahnzahl des großen Rades ist, am stärksten also beim Zusammenarbeiten mit der Zahnstange.

Abhilfe für den Fall, daß das Getriebe innerhalb der gestrichelten Gebiete der Abb. 1852 liegt, ist auf verschiedene Weise möglich. Die wichtigsten Arten sind im folgenden näher erläutert.

### 1. Ausbildung der Zahnfüße entsprechend der Kopfbahn.

Wie weit die Zahnspitzen des großen Rades in die Zahnfüße des kleinen einschneiden, ist leicht festzustellen, wenn man die Relativbewegung der Räder verfolgt. Denkt man sich das kleine Rad festgehalten, so beschreibt die Zahnspitze  $C$  des größeren, Abb. 1853, beim Abrollen der Wälz-(Teil-)kreise aufeinander eine verlängerte Aufradlinie, die sogenannte Kopfbahn, die nach dem an Abb. 1841 erläuterten Verfahren gefunden wird. Sie bildet eine Schleife, die den Zahnfuß aushöhlt und ihn bei Rädern mit geringen Zahnzahlen in oft beträchtlichem Maße schwächt. Gleichzeitig wird stets ein Teil der Evolvente weggeschnitten, da der Schnittpunkt  $E$  der Kopfbahn mit der Zahnflanke außerhalb des Grundkreises liegt, wodurch die Eingriffstrecke auf die Länge  $AG$  be-







Daß die erläuterten Umstände eine äußerst genaue Ausführung und Einstellung der Räder verlangen, wenn Störungen vermieden werden sollen, braucht nicht betont zu werden. Hinzu kommt noch, daß der Zahndruck sehr ungünstige Antriebsverhältnisse findet, weil seine Richtung im Punkte  $J$  mit der Mittenlinie zusammenfällt und auf der Strecke  $JL$  geringe Neigung zur Mittenlinie hat, so daß große Radialdrücke, Klemmungen und Störungen unvermeidlich sind.

An Rädern, die durch Schneckenfräser mit geraden Flanken bei normaler Zustellung bearbeitet werden, treten die der Zahnstange entsprechenden tiefen Unterschneidungen, vgl. S. 1063, auf. Haben dabei die Fräser der üblichen Lückentiefe entsprechende Kopfhöhen von  $1,2m$  und sind sie an den Kopfkanten nicht abgerundet, so werden die Füße so tief unterschritten, daß nicht einmal die Kanten der Zahnstange, die nur die Kopfhöhe  $m$  haben, noch weniger aber die aller übrigen Räder zum Anliegen kommen. Bei so hergestellten Zähnen ist also nur mit der Eingriffstrecke  $\overline{AG}$  längs auf der Erzeugenden, Abb. 1854 und dem entsprechenden Überdeckungsgrad zu rechnen. An solchen Satzrädern sollen deshalb bei  $\beta = 75^\circ$  Zahnzahlen unter 16, bei  $\beta = 70^\circ$  unter 12 vermieden werden.

Punktweise läßt sich die Kopfbahn unter Benutzung der Eingriffslinie in sinngemäßer Anwendung des Reuleauxschen Verfahrens finden, wenn man sie als Gegenprofil zu der allein mit ihr in Eingriff kommenden Zahnspitze  $S$  betrachtet. Man teilt die Wälzkreise, Abb. 1855, in eine Anzahl einander entsprechender Teile,  $1, 2, 3, 4 \dots$  und  $1', 2', 3', 4' \dots$  ein, erhält die Profillote im Punkte  $S$  durch Verbinden von  $S$  mit  $1, 2, 3, 4 \dots$  und findet die Eingriffpunkte, indem man Kreisbogen mit den Lotlängen um den Wälzpunkt  $O$  schlägt und zum Schnitt mit  $SB$ , der Bahn des Punktes  $S$ , bringt. Lot  $\overline{4S}$  führt z. B. zum Punkt  $D$ . Kreisbogen mit  $\overline{M_2D}$  um  $M_2$  und mit  $\overline{4S}$  um  $4'$  liefern dann in ihrem Schnitt einen Punkt  $P$  der Kopfbahn.

Die Bearbeitung unterschrittener Zähne ist durch Schneckenfräser, aber auch durch Hobeln mit Hilfe von Schablonen möglich, durch Stirnfräser jedoch nur dann, wenn die Zahnücke nach dem Grunde zu nicht weiter wird.

## 2. Berichtigung der Kopfflanken des großen Rades.

Man geht von der Zahnform des kleinen Rades aus, die sich normalerweise aus einem radialen Fußstück und der Evolvente zusammensetzt und nimmt von den Flanken der

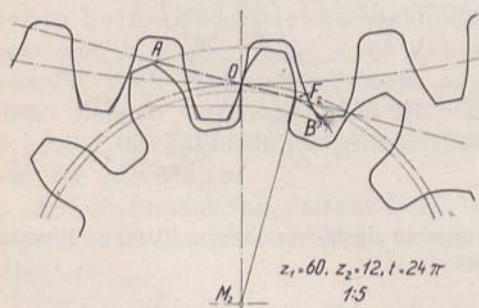


Abb. 1856. Berichtigung der Kopfflanken des großen Rades.

Gegenzähne so viel weg, daß sie mit jener richtig zusammenarbeiten. Das geschieht unter Anwendung der Verfahren, Abb. 1830 oder 1832. Nach letzterem ermittelt man zunächst die Eingriffslinie, Abb. 1856, die vom Punkte  $F_2$  ab eine Krümmung nach  $B$  hin erhält und aus ihr die Gegenflanke. Ist der Zahnfuß gerade und radial zum Teilkreis gerichtet, so wird die Eingriffslinie von  $F_2$  bis  $B$  durch ein Stück des Halbkreises über  $M_2O$  gebildet. Da dieselbe unsymmetrisch zu  $O$  geworden ist, können Satzräder nach dem Verfahren nur unter der Bedingung ausgeführt werden, daß man die

Beschränkung der Eingriffstrecke auf den geraden Teil in Kauf nimmt und die Flanken nur so weit braucht, wie sie Evolventenform besitzen. Auch die Achsentfernung derartiger Räder muß, wenn die gesamte Eingriffstrecke  $AOB$  ausgenutzt werden soll, sorgfältig eingehalten werden.

## 3. Änderung des Winkels $\beta$ .

Schon geringe Verkleinerungen des Winkels haben eine wesentliche Einschränkung der Unterschneidungen zur Folge. Für den Wert von  $70^\circ$  geben die strichpunktieren



Linien in Abb. 1852, wiederum unter der Voraussetzung der normalen Kopfhöhe von  $m$  Millimetern die Unterschnidungsgebiete an. Im Eingriff mit der Zahnstange treten nur bis zum 17zähligen Rade, bei zwei gleichen Rädern erst bei weniger als 12 Zähnen Unterschnidungen auf. Vorteilhaft ist ferner, daß die Abnutzungsverhältnisse günstiger werden, nachteilig dagegen die Abnahme des Überdeckungsgrades und die Zunahme der Drücke auf die Radachsen. Satzräder lassen sich ohne weiteres ausbilden.

Auf eine Verkleinerung des Winkels  $\beta$  läuft auch das Auseinanderrücken der Radmitten hinaus. Es hat so weit zu erfolgen, bis der Berührungspunkt der Erzeugenden am Grundkreise durch den Kopfkreis des großen Rades geht. Freilich ist damit eine oft beträchtliche Vergrößerung des Flankenspiels verbunden.

#### 4. Verminderung der Kopfhöhe am Großrade.

Man benutzt von der geraden Eingriffslinie in Abb. 1857 nur das Stück  $F_2A$  und vermeidet so Unterschnidungen und Störungen. Die dabei verbleibende Kopfhöhe  $h'$  ergibt sich, wenn der Kopfkreis des großen Rades durch den Fußpunkt  $F_2$  des Lotes von  $M_2$  auf die Erzeugende gelegt wird oder rechnerisch zu:

$$h' = \overline{F_2M_1} - R_1.$$

Bei Anwendung des Kosinussatzes auf das Dreieck  $M_1F_2M_2$  wird:

$$\begin{aligned} \overline{F_2M_1}^2 &= \overline{M_1M_2}^2 + \overline{M_2F_2}^2 - 2 \overline{M_1M_2} \cdot \overline{M_2F_2} \cos(90 - \beta) \\ &= (R_1 + R_2)^2 + R_{o_2}^2 - 2(R_1 + R_2) R_{o_2} \sin \beta. \end{aligned}$$

Mit

$$R_1 = \frac{m \cdot z_1}{2}, \quad R_2 = \frac{m \cdot z_2}{2}, \quad R_{o_2} = \frac{m \cdot z_2}{2} \sin \beta$$

erhält man nach einigen Umformungen:

$$h' = \frac{m}{2} (\sqrt{(z_2^2 + 2z_1z_2) \cos^2 \beta + z_1^2} - z_1), \quad (537)$$

das für  $\beta = 75^\circ$  übergeht in:

$$h' = \frac{m}{2} (\sqrt{0,067 (z_2^2 + 2z_1z_2) + z_1^2} - z_1)$$

für  $\beta = 70^\circ$  in:

$$h' = \frac{m}{2} (\sqrt{0,117 (z_2^2 + 2z_1z_2) + z_1^2} - z_1)$$

$z_1$  ist die größere der Zahnzahlen.

Die stärksten Verkürzungen sind beim Zusammenarbeiten mit der Zahnstange nötig, für welchen Fall nach Abb. 1870:

$$h'' = \overline{OM_2} \cos^2 \beta = R_2 \cos^2 \beta$$

oder

$$h'' = \frac{m \cdot z_2 \cos^2 \beta}{2} \quad (538)$$

wird. Bei  $\beta = 75^\circ$  ist  $h'' = 0,0335 m \cdot z_2$ , bei  $\beta = 70^\circ$   $h'' = 0,0585 m \cdot z_2$ .

Beispielweise erhalten Räder, die äußerstenfalls mit einem 60zähligen zusammenarbeiten sollen, bei  $\beta = 75^\circ$  Kopfhöhen von  $h'_{12} = 0,44 m$  bei 12 Zähnen,  $h'_{16} = 0,675 m$  bei 16,  $h'_{20} = 0,77 m$  bei 20 Zähnen, während an Rädern von 25 und mehr Zähnen die normalen Kopfhöhen von  $m$  Millimetern ausgeführt werden können, da dann nach Abb. 1852 keine Unterschnidungen eintreten. Wenn die erwähnten Räder mit der Zahnstange kämmen sollen, wird:

$$h''_{12} = 0,40 m, \quad h''_{16} = 0,53 m, \quad h''_{20} = 0,67 m.$$

Der Überdeckungsgrad geht dabei auf 1,30 beim 12-, 1,52 beim 16- und auf 1,74 beim 20zähligen Rade zurück, ist aber durchweg günstiger als bei Rädern mit Unterschni-

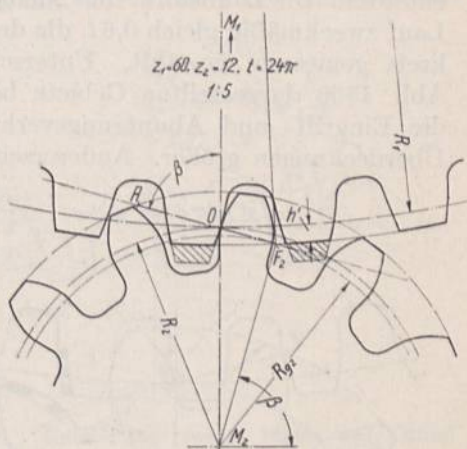


Abb. 1857. Kürzung der Zahnköpfe des großen Rades.



dungen nach Art 1. Die kleinste noch ausführbare Zahnsumme eines Getriebes beträgt 24, wobei der Überdeckungsgrad auf  $\epsilon = 1,02$  sinkt und das Ritzel nicht weniger als 8 Zähne haben darf.

Bei  $\beta = 70^\circ$  beschränken sich die Unterscheidungen auf Räder mit weniger als 17 Zähnen; die Kopfhöhen betragen im Eingriff mit der Zahnstange beim 12zähligen 0,70 m, beim 10zähligen 0,58 m.

Räder mit derartig verkürzten Zähnen können als Satzräder Verwendung finden, wobei nochmals betont sei, daß die Zahnfüße beider Räder unverändert bleiben und nur die Zähne des großen Rades eine unnormale Gesamthöhe bekommen.

5. AEG-Verzahnung nach Lasche [XXV, 6].

Lasche vermindert die Kopfhöhe der Zähne des großen Rades auf 0,5 m, vergrößert aber gleichzeitig deren Fußhöhe auf 1,7 m, so daß wieder die normale Zahnhöhe von 2,2 m erreicht wird, Abb. 1858. Das kleinere Rad erhält 1,5 m als Kopf-, 0,7 m als Fußhöhe, damit normales Kopfspiel von 0,2 m entsteht. Die Zahnstärke des kleinen Rades wird bei spielfreiem Lauf zweckmäßig gleich 0,6 t, die des großen gleich 0,4 t, im Teilkreis gemessen, gewählt. Unterscheidungen sind auf die in Abb. 1859 dargestellten Gebiete beschränkt, außerdem werden die Eingriff- und Abnutzungsverhältnisse günstiger, sowie die Überdeckungen größer. Andererseits muß aber die Möglichkeit,

die Räder als Satzräder beliebig untereinander zu verwenden, aufgegeben werden, weil nur ein Rad mit geringer mit einem von großer Kopfhöhe zusammenarbeiten kann. Die Eingriffverhältnisse sind an Abb. 1858 verdeutlicht. Zieht man zum Vergleich das Radpaar in Abb. 1853 mit denselben

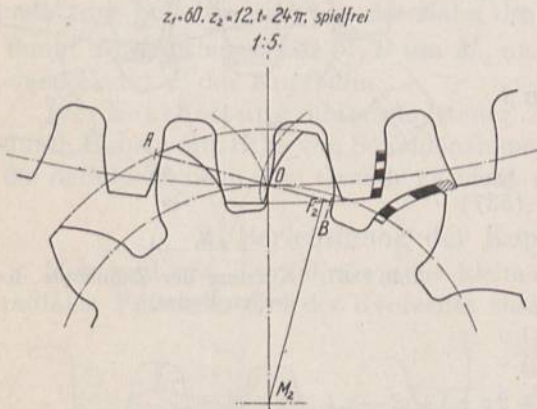


Abb. 1858. AEG-(Lasche-)Verzahnung.

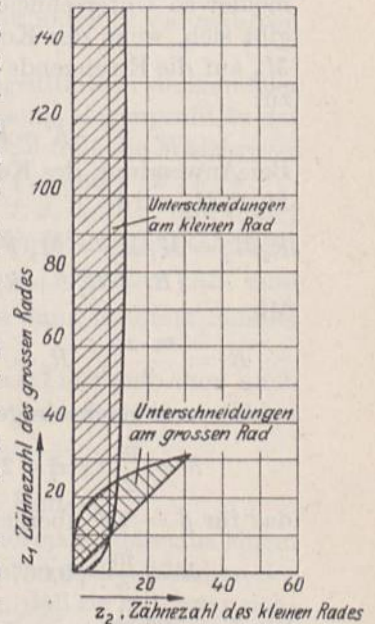


Abb. 1859. Unterscheidungsgebiete bei der AEG-Verzahnung.

Zahnzahlen, aber gewöhnlicher Evolventenverzahnung heran, so fällt auf, daß bedeutend größere Strecken der Zahnflanken zum Eingriff kommen. Demzufolge wird die Abnutzung geringer sein und die Evolventenform langsamer verschwinden. Die Unterscheidung am kleinen Rad ist bei  $12/60$  Zähnen unbedeutend und kann unberücksichtigt bleiben.

Von weiteren Bestrebungen, die Unterscheidungen an Evolventenzahnrädern zu vermeiden, sind namentlich die folgenden zu nennen. Hoppe [vgl. XXV, 7] benutzte schon seit 1873 den Umstand, daß für die Ausbildung der Evolventenzahnformen allein die Grundkreise maßgebend sind, auf denen die Erzeugenden abgewickelt werden, daß dagegen die Teilkreise entbehrt werden können. Er bezog auch die Teilung bei allen Rädern auf die Grundkreise. Das ist zunächst befremdend, aber deshalb zulässig, weil auch an einem Räderpaar der bisher beschriebenen Art gleich große Teilungen  $t' = t \cdot \sin \beta$  auf den Grundkreisen entstehen, da die Grundkreishalbmesser den Teilkreishalbmessern verhältnisgleich sind, weil  $\frac{R'_1}{R_1} = \frac{R'_2}{R_2} = \sin \beta$  ist. Benutzt man die Grundkreise zum Auftragen der Modulteilung  $t$ , so fällt naturgemäß die Teilung auf den Wälzkreisen größer



aus und wird  $\frac{t}{\sin \beta}$ , so daß derartige Räder mit den gewöhnlichen Evolventenrädern nicht zusammenarbeiten können.

Den Achsabstand zweier miteinander kämmender Räder wählt Hoppe nach Listen so groß, daß keine Störungen eintreten. In neuerer Zeit haben Maag [XXV, 8] (ohne nähere Angaben der Grundlagen) und namentlich Fölmer [XXV, 9], Schiebel [XXV, 1] und Kutzbach [XXV, 4] wichtige Beiträge zur Frage der unterschneidungsfreien Evolventenverzahnung geliefert.

### 6. Ermittlung der Verzahnung an Hand des Profilbildes und des Bezugprofil.

Der Deutsche Normenausschuß ging bei der Normung der Zahnräder (XXV, 3) im Anschluß an Fölmer von der Bearbeitung der Zahnflanken nach dem Wälzverfahren aus, bei dem die Tatsache zur Bearbeitung der Zähne benutzt wird, daß die Flanken des einen Rades eines Getriebes die Flanken des anderen einhüllen, während die Teilrisse aufeinander abrollen, Werkzeug und Rad also wie ein Zahngetriebe miteinander kämmen, wie z. B. Abb. 1885 verdeutlicht und auf S. 1062 des näheren beschrieben ist. Das Werkzeug wird so eingestellt, daß geringfügige oder gar keine Unterschneidungen entstehen und die Mindestentfernung der erzeugten Räder beim Betriebe aus der Bedingung bestimmt, daß die Zähne spielfrei kämmen.

Alle Evolventenräder kann man sich durch Zahnstangen erzeugt denken, die infolge ihrer geradlinigen Flanken, Abb. 1850, die Herstellung der Werkzeuge erleichtern. Abb. 1860 zeigt die Entstehung zweier Stirnräder mit 30 und 40 Zähnen an Hand des Zahnstangenprofilbildes, Abb. 1861. Seine Flanken weisen einen Flankenwinkel  $2\alpha = 30^\circ$  auf, entsprechend einem Neigungswinkel der Erzeugenden,  $\beta = 75^\circ$  ( $\alpha = 90^\circ - \beta$ ). Durch DIN 867 ist, wie Verfasser erst bei der Drucklegung erfuhr, der Flankenwinkel auf  $2\alpha = 40^\circ$  vergrößert worden. Innerhalb der gemeinsamen Zahnhöhe  $h + f = 2 m$  Millimeter, symmetrisch zur Profilmittellinie  $O_1 O_2$  sind sie geradlinig. Die Schneidkanten zur Bearbeitung der Lückensohlen und Erzeugung des nötigen Kopfspiels überragen diese geraden Flanken um  $0,1 m$  bis  $0,3 m$  und werden durch Abrundungen, die in den Endpunkten der Flanken ansetzen sollen, in dieselben übergeführt. Die Form der Rundung hängt ebenfalls vom Herstellverfahren ab. In Abb. 1861 ist  $0,2 m$  benutzt. Längs der Mittellinie  $O_1 O_2$  ist die Zahnstärke gleich der Lückenweite  $= \frac{t}{2}$ , so daß ein und dasselbe Werkzeug zum Bearbeiten beider Räder dienen kann. Ihre Teilkreise — in Abb. 1860 rechts oben ist das 30zählige Rad I, links unten das 40zählige II dargestellt —, berühren die Mittellinie  $O_1 O_2$  und daher auch sich selbst im Wälzpunkte  $O$ . Beim Abwälzen des Zahnstangenprofils höhlen nun die Werkzeugzähne die Zahnlücken aus und prägen dabei den entstehenden Rädern die Teilung  $t$  längs der Teilkreise, sowie das Eingriffliensystem  $ABCA'B'DA$ , Abb. 1861 auf, insbesondere die Eingriffgeraden  $AB$  und  $A'B'$ , auf welchen die Kopfkreise die Eingriffstrecken abgrenzen. Die Räder sind Satzräder und kämmen bei einem Achsabstande gleich der Summe der Teilkreishalbmesser  $a = R_1 + R_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m$  ohne weiteres richtig und spielfrei miteinander. Soweit die Flanken durch die geraden Schneidkanten des Werkzeuges hergestellt werden, erhalten sie genaue Evolventenform. Man findet dieselbe durch Ab-

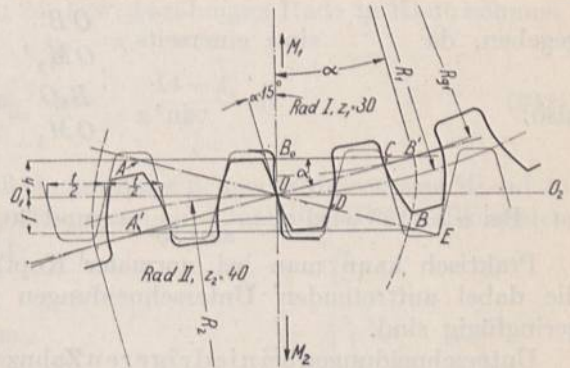


Abb. 1860. Entstehung zweier Räder auf Grund des Zahnstangenprofilbildes mit  $2\alpha = 30^\circ$  Flankenwinkel.



wickeln der Erzeugenden  $A'B'$  auf den beiden Grundkreisen, wie in Abb. 1860 gestrichelt eingetragen ist. Die Gestalt der Zähne beider Räder ergibt sich schließlich, wenn man diese Evolventen mittels Pauspapierstreifen, die sich um  $M_1$  und  $M_2$  drehen, so in das Profilbild einzeichnet, daß sie durch die Schnittpunkte mit den Eingriffslinien, z. B. am Rade  $I$  durch die Punkte  $O, C, D$  und  $E$  gehen.

Unter Bezugprofil versteht man bei der Herstellung von Stirnrädern das Zahnstangenprofil, z. B. nach Abb. 1850, dem das Bearbeitungswerkzeug entspricht. An einem Getriebe bilden zwei Bezugprofile, deren Flanken sich decken, das oben erläuterte Profilbild der Verzahnung, Abb. 1861.

Die mit einem Fräser gleichen Bezugprofils hergestellten Zahnräder bleiben unter-schneidungsfrei, so lange die Parallelen zu  $O_1O_2$  im Abstände von  $m$  Millimetern die Eingriffslinie innerhalb der Berührungspunkte der Grundkreise treffen. Räder, bei denen diese Bedingung gerade erfüllt ist, wie es für Rad  $I$  in Abb. 1860 zutrifft, heißen Grenz-räder. Ihre Zahnzahl, die Grenzzahnzahl ist durch:

$$z_0 = \frac{2}{\sin^2 \alpha} = \frac{2}{\cos^2 \beta} \tag{539}$$

gegeben, da  $\sin \alpha$  einerseits  $= \frac{OB'}{OM_1}$ , andererseits  $= \frac{B_0O}{OB'}$ ,

also: 
$$\sin^2 \alpha = \frac{B_0O}{OM_1} = \frac{m}{R_1} = \frac{m}{z_0 \cdot m} = \frac{2}{z_0}$$

ist. Bei  $\alpha = 15^\circ$  wird  $z_0 = \frac{2}{\sin^2 15^\circ} = \text{rund } 30$ , bei  $\alpha = 20^\circ$  rund 17.

Praktisch kann man bei normaler Kopfhöhe auf  $z_{\text{min}} = 25$  bzw. 14 gehen, weil die dabei auftretenden Unterschneidungen noch geringfügig sind.

Unterschneidungen bei niedrigeren Zahnzahlen lassen sich auf verschiedene Weise vermeiden.

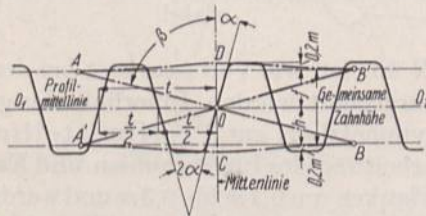


Abb. 1861. Zahnstangenprofilbild.

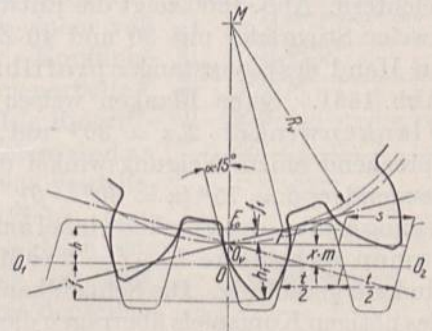


Abb. 1862. Erzeugung eines V-Rades.  
 $z = 12, t = 24\pi. M. 1:5.$

- a) Unter Benutzung desselben Werkzeuges, also auf Grund des gleichen Bezugprofils, durch Profilverschiebung (korrigierte Zahnräder.)

Ordnet man den Teilkreis des zu verzahnenden Stirnrades näher der Kopflinie des Bezugprofils, Abb. 1862, an, verschiebt also bei der Bearbeitung das Werkzeug gegenüber der normalen Lage nach außen, so entsteht ein sogenanntes V-Rad (sprich Vaurad), im Gegensatz zu den im vorigen Abschnitte besprochenen Nullrädern, bei denen sich während der Erzeugung die Teilrisse des Bezugprofils und des Rades berühren, die Verschiebung also Null ist. Das V-Rad erhält die gleiche Teilung und hat das gleiche Eingriff-liniensystem wie das Bezugprofil. Es bekommt aber, auf dem Erzeugungsteilkreis ge-messen, verschieden große Zahnstärke und Lückenweite, sowie andere Kopf- und Fuß-höhen  $h_1$  und  $f_1$  und hat eine andere Grenzzahnzahl  $z_v$ . Ist der Teilpunkt  $O_v$  gegenüber der Mittellinie  $O_1O_2$  um die Strecke  $OO_v$  verschoben, die, in Teilen des Moduls ausgedrückt,



gleich  $x \cdot m$  gesetzt sei, so ergibt sich auf Grund der Ähnlichkeit der Dreiecke  $OB_1M_1$  der Abb. 1860 und  $O_vFM$  der Abb. 1862:

$$\frac{OB_0}{O_vF_0} = \frac{R_1}{R_v} \quad \text{oder} \quad \frac{h}{h - xm} = \frac{\frac{z_0 \cdot m}{2}}{\frac{z_v \cdot m}{2}}; \quad v = x \cdot m = h \cdot \frac{z_0 - z_v}{z_0} \quad (540)$$

und bei einem Flankenwinkel  $2\alpha = 30^\circ$  oder  $z_0 = 30$ , sowie  $h = m$  Millimeter:

$$x \cdot m = \frac{z_0 - z_v}{z_0} \cdot m = \frac{30 - z_v}{30} \cdot m, \quad \left. \vphantom{x \cdot m} \right\} \quad (540a)$$

bei  $2\alpha = 40^\circ$  mit  $z_0 = 17$ :  $x \cdot m = \frac{17 - z_v}{17} \cdot m.$

Dabei wird die Zahnstärke  $s$ , auf dem Erzeugungsteilkreis gemessen, gleich der Lückenweite des Bezugsprofils im Abstände  $x \cdot m$  von der Mittellinie:

$$s = \frac{t}{2} + 2x \cdot m \cdot \text{tg } \alpha. \quad (541)$$

Will man die Unterschnidungen an dem 25- bzw. 14zähligen Rade in Kauf nehmen, so kann man sich mit Verschiebungen:

$$v' = x' \cdot m = \frac{25 - z_v}{30} \cdot m \quad \text{bzw.} \quad \frac{14 - z_v}{17} \cdot m \quad (542)$$

begnügen.

**Zahlenbeispiel I.** Um welchen Betrag muß ein normaler Schneckenfräser vom Modul 20 und  $2\alpha = 30^\circ$  Flankenwinkel verschoben werden, wenn ein 12zähliges Rad vollkommen unterscheidungsfrei hergestellt werden soll?

Es wird:

$$v = xm = \frac{z_0 - z_v}{z_0} \cdot m = \frac{30 - 12}{30} \cdot 20 = 12 \text{ mm},$$

Abb. 1862. Bei den Unterschnidungen, die einem 25zähligen Grenzrade entsprechen, beträgt die Verschiebung nur:

$$v' = x_1 m = \frac{25 - z_v}{30} \cdot m = \frac{25 - 12}{30} \cdot 20 = 8,66 \text{ mm}.$$

Abb. 1863 oben.

Normaler Gesamthöhen wegen müssen die Köpfe derartiger  $V$ -Räder um die Größe  $v$  oder  $v'$ , die Kopfkreisdurchmesser um  $2v$  oder  $2v'$ , also auf:

$$\left. \begin{aligned} D_k &= (z_v + 2)m + 2v \quad \text{bzw.} \quad (z_v + 2)m + 2v' \\ \text{oder } D &+ 2(m + v) \quad \text{bzw.} \quad D + 2(m + v') \end{aligned} \right\} \quad (543)$$

vergrößert werden. Bei weniger als 11 bzw. 9 Zähnen bekommen  $V$ -Räder, die von den Grenzzahnzahlen 30 bzw. 25 ausgehen, scharfe Kopfkanten dadurch, daß sich die Evolventen, die die Zahnflanken bilden, innerhalb der normalen Kopfkreise schneiden.  $V$ -Räder sollen nach Fölmner nicht unter 8 bis 9 Zähnen,  $V$ -Getriebe eine Zahnsumme nicht unter 18 bis 20 haben.

Bei Zahnzahlen von mehr als  $z_0$  Zähnen ist die Verwendung von Nullrädern möglich und zweckmäßig, eine negative Profilverschiebung aber nicht ausgeschlossen ( $V_-$ -Räder). Bei  $V_+$ -Rädern werden die Zahnstärken, Kopfhöhen und Kopfkreisdurchmesser größer, bei  $V_-$ -Rädern kleiner als bei Nullrädern.

Abb. 1863 zeigt die Entstehung zweier  $V$ -Grenzräder mit  $z_{v_1} = 12$  und  $z_{v_2} = 16$  Zähnen auf Grund des Zahnstangenprofilbildes mit  $2\alpha = 30^\circ$  Flankenwinkel, Modul 24, im Maßstabe 1:5 mit folgenden Grundwerten: Teilung  $t = 24\pi = 75,40$  mm.

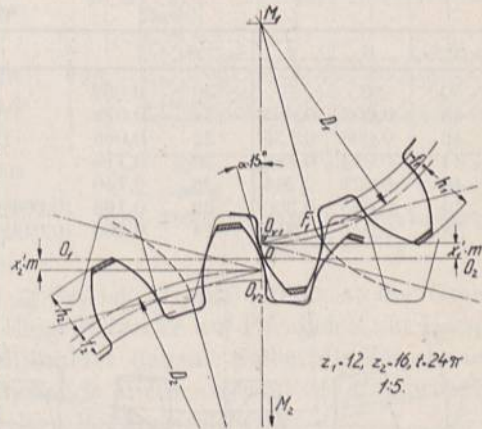


Abb. 1863. Erzeugung zweier  $V$ -Räder an Hand des Profilbildes mit  $2\alpha = 30^\circ$  Flankenwinkel.



Erzeugungswälzkreisdurchmesser:

$$D_1 = z_{v_1} \cdot m = 12 \cdot 24 = 288; \quad D_2 = z_{v_2} \cdot m = 16 \cdot 24 = 384 \text{ mm.}$$

Profilverschiebungen:

$$x'_1 m = \frac{25 - z_{v_1}}{30} \cdot m = \frac{25 - 12}{30} \cdot 24 = 10,4 \text{ mm};$$

$$x'_2 m = \frac{25 - 16}{30} \cdot 24 = 7,2 \text{ mm.}$$

Kopfkreisdurchmesser:

$$D_{k_1} = D_1 + 2(m + x'_1 m) = 288 + 2(24 + 10,4) = 356,8 \text{ mm,}$$

$$D_{k_2} = 446,4 \text{ mm.}$$

In Abb. 1863 haben die beiden Räder einen Achsabstand  $\overline{M_1 M_2} = R_1 + R_2 + (x'_1 + x'_2) m = 144 + 192 + 10,4 + 7,2 = 353,6 \text{ mm}$ , bei dem sie aber mit beträchtlichem Flankenspiel arbeiten. Die Räder können zusammengedrückt werden, äußerstenfalls auf den Betrag:

$$a_v = \left( \frac{z_{v_1} + z_{v_2}}{2} + \lambda \right) \cdot m, \tag{544}$$

wobei  $\lambda$  nur von der Summe der Zahnzahlen  $z_1 + z_2 = 28$  abhängt und der folgenden Zusammenstellung (Hütte, 25. Aufl.) entnommen werden kann. Die eingeklammerten Werte beziehen sich auf den Flankenwinkel  $2\alpha = 40^\circ$ . Es wird:

$$a_v = \left( \frac{12 + 16}{2} + 0,593 \right) \cdot 24 = 350,2 \text{ mm,}$$

wenn die Räder spielfrei laufen sollen.

Zusammenstellung 148. Beiwerte  $\varkappa$  und  $\lambda$  zur Ermittlung der Kopfkürzung und der Achsverschiebung von V-Rädern.

$z_{v_1} + z_{v_2}$	$\varkappa$	$\lambda$	$z_{v_1} + z_{v_2}$	$\varkappa$	$\lambda$	$z_{v_1} + z_{v_2}$	$\varkappa$	$\lambda$
50	0	0	36	0,062	0,405	22	0,234 (0,033)	0,699 (0,321)
48	0,002	0,065	34	0,078	0,455	20	0,273 (0,058)	0,727 (0,412)
46	0,008	0,125	32	0,095	0,505	18	0,315 (0,088)	0,752 (0,500)
44	0,014	0,186	30	0,116	0,550	16	0,360 (0,128)	0,773 (0,580)
42	0,022	0,244	28	0,140	0,593	14	0,410 (0,177)	0,790 (0,648)
40	0,033	0,300	26	0,168 (0,004)	0,632 (0,114)	12	0,470 (0,231)	0,797 (0,709)
38	0,046	0,354	24	0,200 (0,014)	0,667 (0,222)			

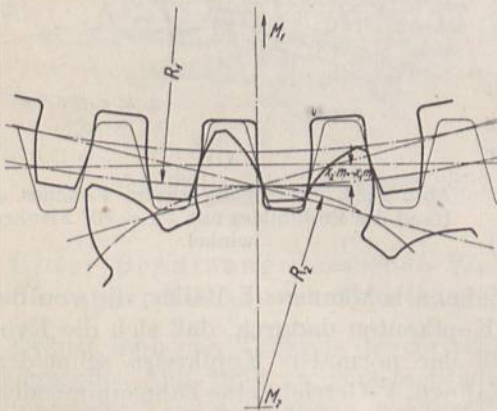


Abb. 1864. V<sub>0</sub>-Getriebe.  $z_1 = 60, z_2 = 12, t = 24\pi$ .  
M. 1:5.

Mit dieser Verschiebung sind aber mehrere wichtige Änderungen verbunden:

1. wälzen die Zahnräder längs neuer Betriebswälzzyylinder(-kreise) aufeinander ab, deren Wälzlinie(-punkt) die Mittellinie  $M_1 M_2$  im Verhältnis der Zahnzahlen des Getriebes teilt. Wird die Teilung auf diesen Wälzkreisen gemessen, so weicht sie naturgemäß von der Erzeugungsteilung ab.

2. bilden die die Grundzylinder berührenden Betriebseingriffsebenen(-linien) mit der Mittenebene einen größeren Winkel.

3. tritt die Möglichkeit ein, daß die Zahnköpfe am Grunde der Zähne zu geringes Kopfspiel bekommen, aufstoßen und dann gekürzt werden müssen.

4. wird durch diese Verkürzung der Überdeckungsgrad vermindert.

Zahlenmäßig folgen im vorliegenden Falle die Halbmesser der Betriebswälzkreise  $R''_1$  und  $R''_2$  aus:

$$R''_1 + R''_2 = a_v = 350,2 \text{ mm} \quad \text{und} \quad \frac{R''_1}{R''_2} = \frac{12}{16} = \frac{3}{4}; \quad R''_1 = 150,1 \text{ mm}; \quad R''_2 = 200,1 \text{ mm.}$$



Das Kopfspiel ist durch  $(\psi - \kappa) m$  gegeben, wobei  $\psi$  der übliche Wert,  $\kappa$  aber je nach der Zahnzahlsumme der Zusammenstellung 148 zu entnehmen ist. Das normale Spiel würde mit  $\psi = 0,17 \cdot m = 4,1$  mm betragen; es sinkt nunmehr auf  $(\psi - \kappa)m = (0,17 - 0,140) \cdot 24 = 0,72$  mm, so daß die Zähne nahezu auf den Lückensohlen aufstoßen und die Kopfkreisdurchmesser  $D_{k_1}$  und  $D_{k_2}$  um  $2 \cdot 3,4$  mm auf 350,7 und 439,6 mm vermindert werden müssen, wenn das übliche Spiel eingehalten werden soll. Der Überdeckungsgrad ist  $\varepsilon = 1,34$ .

Im allgemeinen wird die Kürzung der Zähne erst bei Zahnsummen  $< 33$  ( $2\alpha = 30^\circ$ ) und  $< 19$  ( $2\alpha = 40^\circ$ ) nötig, bei denen das Kopfspiel auf etwa die Hälfte des normalen von 0,17 m gesunken ist.

Einen Sonderfall stellt Abb. 1864 dar. In ihr ist das Kleinrad 2 als Grenzrad ausgebildet, indem bei seiner Erzeugung das Bezugprofil um den Betrag  $x_2 m$  verschoben wurde. Bei der des Gegenrades erhielt das Bezugprofil eine negative, zahlenmäßig aber gleichgroße Verschiebung  $-x_1 m = x_2 m$ , so daß die Eingriffslinien zusammenfallen und die so erzeugten Räder ohne weiteres bei dem normalen Achsabstand  $M_1 M_2 = R_1 + R_2$  richtig zusammenarbeiten. Im Falle, daß  $x_2 m = 0,5 m$  gewählt wird, gelangt man zu der auf Seite 1044 behandelten AEG-Verzahnung. Wie Abb. 1864 zeigt, läßt sich dieses Verfahren an Hand des Bezugprofils leicht verallgemeinern. Kutzbach [XXV, 10] schlägt vor, derartige Getriebe  $V_0$ -Getriebe zu nennen, weil sie aus  $V$ -Rädern bestehen, deren Achsentfernung die normale, durch die Summe der Radhalbmesser gegebene ist.

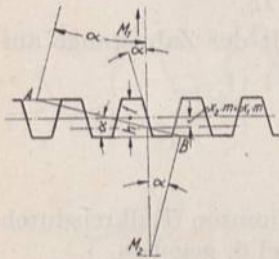


Abb. 1865. Zur Berechnung der Grenze der  $V_0$ -Getriebe.

Die bei niedrigen Zahnzahlen am Kleinrad entstehenden beträchtlichen Verschiebungen können Unterscheidungen am Großrade bedingen, die nur vermieden

werden, wenn die Zahnsumme des  $V_0$ -Getriebes  $\geq 2z_0$  ist. In Abb. 1865 ist der Grenzfall dargestellt, wo die Endpunkte  $A$  und  $B$  der Eingriffstrecke auf Parallelen zur Hauptmittellinie des Profils im Abstände  $h = f = m$  Millimeter liegen. Sollen die Zähne nicht unterschritten werden, so ergibt sich der entsprechende Mittenabstand  $M_1 M_2$  durch Errichten der Lote in  $A$  und  $B$  auf der Eingriffstrecke. Rechnerisch wird:

$$AB = \frac{h+f}{\sin \alpha} \quad \text{und} \quad \overline{M_1 M_2} = \frac{AB}{\sin \alpha} = \frac{h+f}{\sin^2 \alpha}.$$

Da aber andererseits  $\overline{M_1 M_2} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2)$  gesetzt werden kann, so folgt, daß  $z_1 + z_2 = \frac{2(h+f)}{m \cdot \sin^2 \alpha}$  bei bestimmten Werten für  $h, f$  und  $\alpha$  unveränderlich ist. Bei einem Flanken-

winkel  $2\alpha = 30^\circ$  und  $h = f = m$  wird  $z_1 + z_2 = \frac{4m}{m \sin^2 15^\circ} \approx 60$ , bei  $2\alpha = 40^\circ \approx 34$ . Begnügt man sich mit den geringen Unterscheidungen, die am 25 (14)zähligen Rade auftreten, so wird die Grenzsumme der Zahnzahlen  $z_1 + z_2 = 50$  (28). Damit ergeben sich nach Abb. 1866, in der als Koordinaten die Zahnzahlen der Räder von Getrieben mit  $2\alpha = 30^\circ$  aufgetragen sind, die folgenden Gebiete für die einzelnen Getriebearten. Alle Räder mit mehr als 25 Zähnen können zu Nullgetrieben im Gebiete  $A$  zusammengesetzt werden. Räder mit weniger als 25 Zähnen müssen als  $V$ -Räder ausgebildet werden. Innerhalb

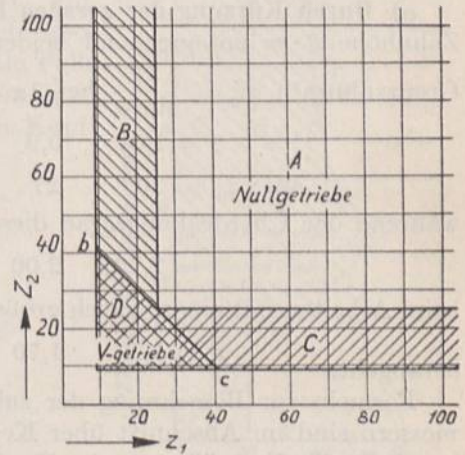


Abb. 1866. Gebiete der Getriebearten. (Außengetriebe.)



der Gebiete  $B$  und  $C$  kann ein  $V$ -Rad mit einem Nullrade unter Einhaltung der Mittenentfernung nach Formel (544) zusammengestellt werden. Die Getriebe können aber auch als  $V_0$ -Getriebe mit normalem Achsabstand ausgebildet werden, wobei freilich zu jedem Kleinrad ein besonderes Gegenrad gehört. Gebiet  $D$  ist von  $B$  und  $C$  durch die Linie  $b c$ , welche der Gleichung  $z_1 + z_2 = 50$  entspricht, getrennt. Getriebe, die in  $D$  liegen, müssen durch geeignetes Zusammenschieben zweier  $V$ -Räder gebildet werden. Endlich sind die Gebiete  $B$  und  $C$  noch durch die Bedingung, daß  $z_1$  und  $z_2 > 9$ , und daß  $z_1 + z_2 > 18$  sein soll, eingengt.

Selbstverständlich wäre ein Schluß auf den Umfang der Anwendung der Getriebearten aus der Größe der Felder in Abb. 1866 verfehlt. In Rücksicht auf die Beschränkung des Gewichtes, der Kosten und des Raumbedarfes der Getriebe wird man die Zahnzahl so niedrig wie möglich zu halten suchen, und so kommt den  $V$ -Getrieben im Gebiete  $D$  eine besonders große Bedeutung zu.

b) Vermeidung von Unterschneidungen durch Abänderung des Bezugprofils.

a) Durch Kürzung der geraden Flankenstrecken des Bezugprofils. Werden sie einer Zahnhöhe  $\xi \cdot m$  entsprechend beiderseits der Profilmittellinie ausgeführt, so sinkt die

Grenzzahnzahl  $z'_0 = \frac{2\xi}{\sin^2 \alpha}$  bei  $2\alpha = 30^\circ$  und

$$\xi = 1,0 \quad 0,9 \quad 0,8 \quad 0,7 \quad 0,6 \quad 0,5$$

$$\text{auf: } z'_0 = 30 \quad 27 \quad 24 \quad 21 \quad 18 \quad 15,$$

während der Überdeckungsgrad dieser GrenZRäder im Eingriff mit der Zahnstange auf:

$$\varepsilon = 2,22 \quad 2,00 \quad 1,78 \quad 1,56 \quad 1,33 \quad 1,11,$$

beim Arbeiten mit einem gleich großen Rade auf:

$$\text{herabgeht.} \quad \varepsilon = 1,90 \quad 1,70 \quad 1,53 \quad 1,34 \quad 1,15 \quad -$$

Formeln zur Berechnung der zulässigen Kopfhöhen bei bestimmten Teilkreisdurchmessern sind im Abschnitt über Kegelräder, vergl. Zahlenbeispiel 6, gegeben.

$\beta$ ) Durch Vergrößerung des Flankenwinkels, z. B. auf  $\alpha = 20^\circ$ . Das Verfahren wird auch in Verbindung mit dem unter  $\alpha$ ) genannten bis herab zu  $\xi = 0,7$  häufig angewandt.

Bei  $\xi = 1 \quad 0,9 \quad 0,8 \quad 0,7$   
wird:  $z'_0 = 17 \quad 15 \quad 14 \quad 12$

und die Überdeckung im Eingriff mit der Zahnstange:

$$\varepsilon = 1,69 \quad 1,53 \quad 1,37 \quad 1,20.$$

Sie sinkt beim Eingriff zweier gleich großer Räder auf:

$$\varepsilon = 1,47 \quad 1,32 \quad 1,19 \quad 1,04.$$

An einem einzelnen Getriebe läßt sich der Winkel  $\beta = 90^\circ - \alpha$  zwischen der Eingriff- und der Mittellinie, bei dem das Kleinrad zum GrenZRade wird, nach der im Abschnitt über Kegelräder abgeleiteten Formel (587) ermitteln.

Bei den Verfahren  $\alpha$  und  $\beta$  sind Räder gleichen Bezugprofils Satzräder.

$\gamma$ ) Durch Krümmung der Eingriffslinien vom Fußpunkt des Lotes vom Mittelpunkt des kleinsten noch zu verwendenden Rades. Die Krümmung muß dem zugehörigen Grundkreis entsprechen oder schärfer sein. Dabei erhalten die Fräserflanken an ihren Enden gekrümmte Form; ihre Herstellung wird schwieriger.

$\delta$ ) Durch Verwendung von kreisförmigen Eingriffslinien, ein Verfahren, das zu der im folgenden behandelten Zykloidenverzahnung führt.

Satzräder entstehen nach  $\gamma$  und  $\delta$  nur dann, wenn die Eingriffslinie (oder die Flanke des Profilbildes) durch den Teil- und Wälzpunkt in zwei kongruente Stücke zerlegt wird.



### F. Innen- und Zahnstangengetriebe mit Evolventenverzahnung.

Abb. 1867 zeigt ein Innengetriebe mit Evolventenverzahnung.  $T_1$  und  $T_2$  sind die Teil- und Wälzkreise,  $G_1$  und  $G_2$  die Grundkreise,  $E$  die sie berührende Erzeugende, welche den Winkel  $\beta = 75^\circ$  mit der Mittellinie einschließt. Durch Abrollen von  $E$  auf  $G_1$  entsteht die Flanke des Hohlrades, durch Rollen auf  $G_2$  diejenige des außen verzahnten Kleinrades. Die Ausbildung der Zähne erfolgt in bekannter Weise durch Auftragen der Flanken an Hand der Zahnstärken und durch Ziehen der Kopf- und Fußkreise. Zu beachten ist, daß die Zahnköpfe des Hohlrades nicht in den zugehörigen Grundkreis  $G$  hineinragen dürfen, weil dort die Ausbildung der Evolvente unmöglich ist; sie müssen entsprechend gekürzt werden, wenn bei Satzrädern Wert auf die gerade Eingrifflinie gelegt wird. Unterschneidungen treten auf, wenn der Kopfkreis des Hohlrades die Eingrifflinie zwischen den Fußpunkten  $F_1$  und  $F_2$  der Lote von den Mittelpunkten  $M_1$  und  $M_2$  trifft, wenn nämlich die Bedingung:

$$z_1 \geq \frac{z_2^2 \cos^2 \beta - 4}{2z_2 \cos^2 \beta - 4} \quad (545)$$

bei normaler Kopfhöhe von  $m$  Millimetern erfüllt ist. Vgl. Abb. 1868, die die recht großen Unterschneidungsgebiete, aber auch den wesentlichen Einfluß des Winkels  $\beta$  zeigt. Im Falle der Abb. 1867 wird die Überdeckung kleiner als 1, wenn man nicht mit der sehr ungünstigen Übertragung durch die Kopf-

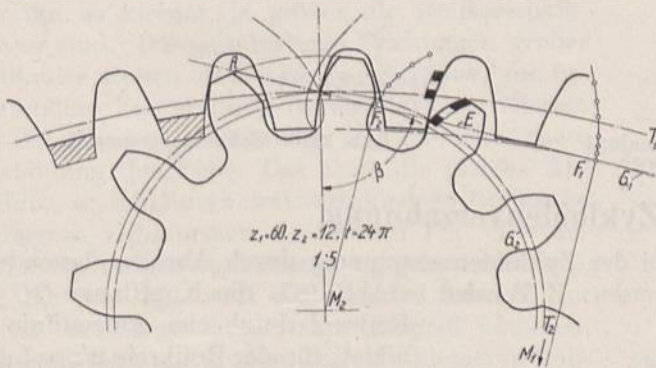


Abb. 1867. Innengetriebe mit Evolventenverzahnung ( $\beta = 75^\circ$ ).

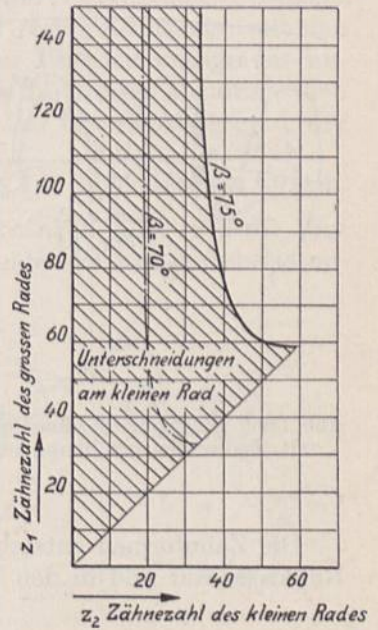


Abb. 1868. Unterschneidungsgebiete bei Innengetrieben.

kanten des großen Rades rechnet. Vorteilhafter ist es, die Kopfhöhen am großen Rade entsprechend dem Kreise durch  $F_2$  zu vermindern, wie im linken Teil der Abbildung geschehen ist. Der Überdeckungsgrad bleibt dabei immerhin noch 1,25.

Unterschneidungen lassen sich ganz vermeiden, wenn man nach Abb. 1869 von den Grundkreisen ausgeht und  $\beta = 90^\circ$  wählt. Dabei berühren sich die Grundkreise in Punkte  $O$  und werden gleichzeitig zu den aufeinander rollenden Wälzkreisen. Die Zahnlänge,  $l = 2m$ , am Kleinrade radial nach außen aufgetragen, führt zum Kopfkreis, das Kopfspiel  $0,2m$  radial nach innen gemessen, zum Fußkreise. Am großen Rade mit Innenverzahnung ist der Grundkreis gleichzeitig Kopfkreis; die Lückentiefe ist durch  $2,2m$  gegeben. Ein Nachteil derartiger Verzahnungen ist, daß lange Flankenstrecken des kleinen an verhältnismäßig kurzen des großen Rades arbeiten; allerdings unter günstigen Schmiegungsverhältnissen. Die Abnutzung verteilt sich auf eine größere Zahl von Zähnen und wird an beiden Rädern wegen der unter sich gleichen Teilstrecken ziemlich gleichmäßig erfolgen. Wichtig ist, daß die Mittenentfernung solcher Räder genau eingehalten wird.

Allgemeine Vorteile der Innenverzahnung sind geringer Raumbedarf der Räder und das Arbeiten einer erhabenen in einer hohlen Zahnflanke. Nachteilig ist die schwierigere Bearbeitung der Flanken des Hohlrades, wenn eine solche verlangt wird.



In Abb. 1870 ist das Zahnstangengetriebe mit  $\beta = 75^\circ$  und einem Kleinrad von 12 Zähnen zum Vergleich mit den Außengetrieben, Abb. 1853, 1856, 1857, 1858, 1864 sowie den Innengetrieben, Abb. 1867 und 1869, sämtlich gleicher Teilung  $t = 24\pi$  dargestellt. An den Abb. 1858, 1853, 1870 und 1867 läßt sich die Zunahme der Unterschneidung an der Schwächung der Zahnfüße, aber auch die Abnahme der Überdeckung deutlich verfolgen. Da die Unterschneidung am Zahnstangengetriebe, Abb. 1870, ein nicht unbeträchtliches Stück der evolventischen Flanke wegfallen und den Überdeckungsgrad auf 1,06 sinken läßt, wenn man sich nicht auf die Kraftübertragung durch die Zahnstangenkopfkante längs der Höhlung des Zahnfußes verlassen will, ist es vorteilhaft, die Kopfhöhe der Zahnstange auf  $h''$  zu vermindern, wie in der linken Hälfte der Abbildung angedeutet ist. Dann bekommen die Zähne des Kleinrades kräftigere Formen; der Überdeckungsgrad steigt auf 1,30.

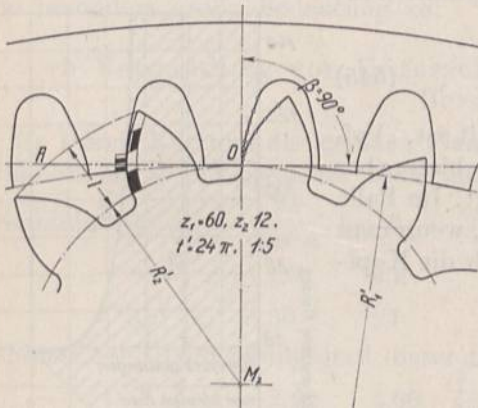


Abb. 1869. Innengetriebe ohne Unterschneidung mit Evolventenverzahnung bei  $\beta = 90^\circ$ .

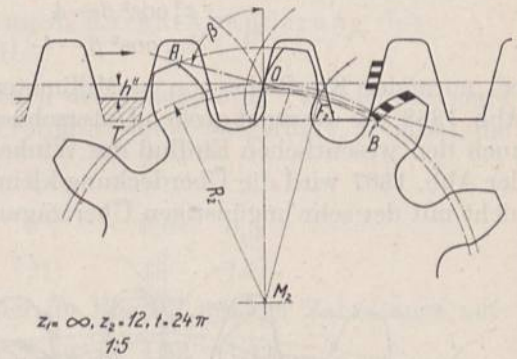


Abb. 1870. Zahnstangengetriebe.

### G. Zykloidenverzahnung.

Die Zahnformen entstehen bei der Zykloidenverzahnung durch Abrollen besonderer Rollkreise auf und in den Teilkreisen. Z. B. wird in Abb. 1871 die Kopf- flanke  $OC$  des Rades  $I$  durch eine Aufradlinie ge- bildet, die der Rollkreis  $W_2$  auf dem Teilkreis  $T_1$  beschreibt, die Fuß- flanke  $OD$  durch eine Inradlinie des Rollkreises  $W_1$  im Teilkreis  $T_1$ . Die Gegenflanken am Rade 2 werden entsprechend durch Abwälzen von  $W_2$  und  $W_1$  in und auf dem Teilkreis  $T_2$  gefunden. Beim Aufzeich- nen wählt man die Mittelpunkte der Rollkreise auf der Mittellinie, teilt den Umfang der Teil- und Roll- kreise, vom Wälzpunkt  $O$  ausgehend, in eine Anzahl gleicher, im Ver- hältnis zur Krümmung genügend kurzer Teile und benutzt das auf Seite 1036 näher beschriebene Ver- fahren. So findet man den Punkt  $III'$  am Fuß des Rades 1 als Schnittpunkt der Kreisbogen mit

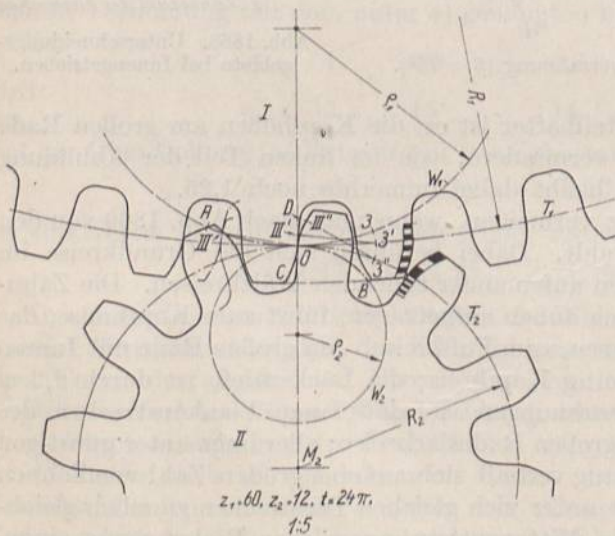


Abb. 1871. Zykloidenverzahnung.

$\overline{O3}$  um  $3'$  und mit  $\overline{33'}$  um  $O$  und den Punkt  $III''$  am Kopf des zum Rad 2 gehörigen Zahnes als Schnittpunkt der Kreisbogen mit  $\overline{O3}$  um  $3''$  und  $\overline{33''}$  um  $O$ . Der Zahn wird

Der Zahn wird



durch die Kopf- und Fußkreise unter Einschaltung einer Abrundung an der Sohle begrenzt. Die Zahnköpfe haben erhabene, die Zahnfüße normalerweise hohle Flächen, so daß für die Berührung und die Übertragung des Zahndruckes günstige Verhältnisse vorliegen, weil sich die Flächen gut ineinander schmiegen. Wegen des Wechsels der Krümmung in den Teilkreispunkten ist aber die genaue Einhaltung der Achsentfernung der Räder unbedingt nötig. Unterschneidungen durch die Kopfbahnen kommen nicht vor. Die Bahn der Zahnspitze kann aber dazu benutzt werden, die Zahnfüße möglichst kräftig auszubilden.

Der Eingriff findet auf den Umfängen der beiden Rollkreise, Abb. 1871, statt, da die beiden Zahnflankennormalen  $3' III'$  und  $3'' III''$  in dem Augenblick zur Linie  $OIII$  zusammenfallen, wenn die Teilkreispunkte  $3'$  und  $3''$  nach  $O$  gekommen sind und die Zahnflanken die strichpunktierte Stellung einnehmen. In dieser Lage kann man sie sich aber durch Abrollen des Rollkreises  $W_1$  auf den Teilkreisen  $T_1$  und  $T_2$  entstanden denken. Die Eingriffstrecke wird durch die Schnittpunkte  $A$  und  $B$  der Kopfkreise mit den Rollkreisen begrenzt; ihre Länge kann zur Bestimmung des Überdeckungsgrades unmittelbar mit der Teilung  $t$  verglichen werden, weil die auf den Teilkreisen abzutragenden Wälzbogen ebenfalls die Länge  $OA$  und  $OB$  haben würden. Der Überdeckungsgrad, der also durch  $\varepsilon = \frac{AOB}{t}$  dargestellt ist, muß auch hier größer als 1,2, äußerstenfalls 1,0 sein.

Was die Wahl der Rollkreishalbmesser anlangt, so werden nach Abb. 1872 die Eingriffstrecken  $OB_I$ ,  $OB_{II}$  und  $OB_{III}$  um so länger und die Zahndrücke und Achsbelastungen um so kleiner, je größer die Rollkreishalbmesser sind. Diesen günstigen Wirkungen großer Rollkreise stehen als Nachteile gegenüber: die bedeutendere Zahnreibung durch stärkeres Gleiten der Zahnflanken aufeinander und die schwächere Ausbildung der Füße. Das zeigt die gleiche Abbildung an den durch drei verschiedene Rollkreise bedingten Zahnformen  $I$ ,  $II$  und  $III$ . Die zusammengehörigen sind gleichartig gekennzeichnet.  $B'_I$ ,  $B'_{II}$  und  $B'_{III}$  sind die Punkte, die mit der Spitze des Gegenzahnes zum Eingriff kommen. Dessen Kopf flanken muß im Falle des kleineren Rollkreises mit längeren Strecken an den Füßen arbeiten und wird daher in viel geringerem Maße gleiten.

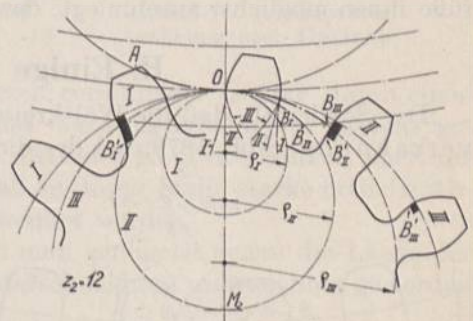


Abb. 1872. Einfluß der Rollkreishalbmesser auf die Form der Fußflanken bei Zykloidenverzahnung.

Die Fußflanke des Zahnes  $II$  ist gradlinig, weil die Inradlinie zur Geraden  $OM_2$  wird, wenn der Rollkreis  $II$  halb so großen Durchmesser wie der Teilkreis hat. Die Flanke krümmt sich nach der Mitte des Zahnes zu, wird also nach Linie  $III$  erhaben, der Zahnfuß aber stark geschwächt, wenn der Rollkreishalbmesser  $\rho_{III}$  noch größer gewählt wird. Allerdings kann man durch Beachtung der Kopfbahn des Gegenzahnes oft große Abrundungen zum Fußkreis hin anwenden, wodurch die Schwächung zum Teil unschädlich gemacht wird.

Häufig findet man an Ausführungen den Rollkreishalbmesser  $\rho = 0,4 R$ . Bei großen Übersetzungen empfiehlt Büchner wegen des gleichmäßigen Gleitens  $\rho_2 = 0,4 \cdot R_2$  am Klein-,  $\rho_1 = 0,2 \cdot R_1$  am Großrade zu nehmen, wie es Abb. 1871 zeigt.

Das Gleiten an Zykloidenrädern verdeutlicht Abb. 1871, in welcher die Flanke eines Zahnes am Rad  $I$  in eine Anzahl gleicher Strecken geteilt wurde, denen kürzere, aber untereinander gleiche Stücke am Fuße und längere, aber wieder unter sich gleiche Strecken am Kopfe des Gegenzahnes entsprechen. Bei der Abnutzung wird deshalb eine zykloidenähnliche Form erhalten bleiben, wenn auch die Füße stärker als die Köpfe in Anspruch genommen und ausgearbeitet werden, weil sich die Reibungsarbeit an jenen auf eine kürzere Strecke verteilt.



Die Bedingung für Satzräder, daß die Teile der Eingriffslinie zu beiden Seiten der Mittenlinie kongruent sein müssen, führt zu gleichen Rollkreisen, für welche das kleinste der zu vertauschenden Räder maßgebend ist. Bei sehr weiten Zahnzahlgrenzen entstehen dadurch freilich an den Großrädern ungünstige Formen, weil die Rollkreise dort im Verhältnis zu den Teilkreisen sehr klein ausfallen. Vielfach pflegt der Rollkreishalbmesser in Beziehung zum Modul:

$$q' = 2,75 m \quad (546)$$

genommen zu werden. Dabei wird die Fußflanke am 11zähligen Rade eben und bei niedrigeren Zahnzahlen erhaben; immerhin kann die Verzahnung noch bis zu 7 Zähnen benutzt werden.

An wichtigen Zahnradgetrieben sollten die Rollkreise stets nach den besonderen Umständen gewählt, die Verzahnung also als Einzelverzahnung und zwar mit mehr als 25 Zähnen am Kleinarade durchgebildet werden.

Zwei Unterschiede zwischen der Zykloiden- und der Evolventenverzahnung seien noch einmal besonders hervorgehoben. Da sich die Zykloidenflanken aus zwei Teilen mit verschiedenen Krümmungsverhältnissen, den gewöhnlich hohlen Zahnfüßen und den erhabenen Zahnköpfen zusammensetzen, ist das Auseinanderrücken der Radmitten nicht zulässig. Die Teilkreise müssen ständig in Berührung miteinander sein, um den richtigen Übergang des Zahndrucks im Wälzpunkte zu gewährleisten.

Unterscheidungen, wie sie an Evolventenzähnen durch die Kopfbahnen der Zahnspitzen entstehen und auf Seite 1039 eingehend behandelt sind, treten bei Zykloidenverzahnungen nicht auf. Wohl aber können die Kopfbahnen dadurch, daß man die Zahnfüße ihnen möglichst anschmiegt, dazu benutzt werden, die Zähne kräftiger zu machen.

## H. Einige Sonderverzahnungen.

Der Sonderfall, daß die Wälzkreise gleich den Teilkreisen werden, führt zur Punktverzahnung, Abb. 1873, bei der die Inradlinien zu Punkten im Teilkreise zusammenschrumpfen, mit welchen die Zahnköpfe des Gegenrades zum Eingriff kommen.

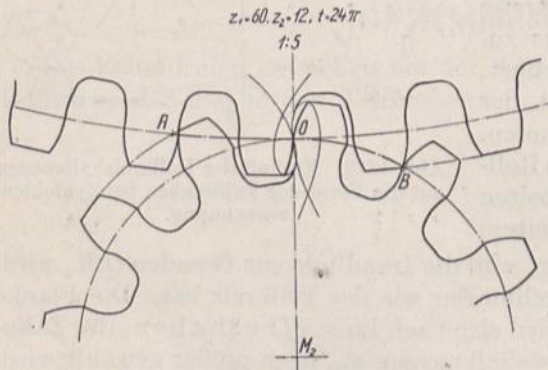


Abb. 1873. Punktverzahnung.

Die dadurch bedingte starke Abnutzung der Teilkreisstelle ist der Grund, warum die Verzahnung trotz großer Überdeckung  $AOB$  nur selten benutzt wird. Die Zahnfüße werden durch die Kopfbahnen der Gegenzähne bestimmt.

Bei der Triebstockverzahnung sind die Zähne des einen Rades durch zylindrische Bolzen, Triebstöcke oder Zapfenzähne oder auch durch Rollen, Rollenzähne ersetzt, deren Durchmesser  $d$  der Zahnstärke entspricht, Abb. 1874. Gewöhnlich nimmt man die Zapfen-

mittelpunkte auf dem Teilkreise an. Um die Gegenflanke punktweise zu finden, benutzt man das Reuleauxsche Verfahren, geht von der Lage aus, wo der Eingriff im Wälzpunkt stattfindet, teilt die Umfänge der beiden Teilkreise in eine Anzahl gleicher Teile und findet z. B. für den Punkt  $4'$  das Profil in der Verbindungslinie  $4'M$ . Der auf demselben liegende Umfangspunkt  $D_1$  des Zapfenzahns kommt zum Eingriff im Punkt  $IV$ , dem Schnittpunkt eines Kreises durch  $D_1$  um  $M_2$  und des Kreises vom Halbmesser  $4'D_1$  um  $O$ . Der zugehörige Punkt  $D_2$  der Gegenflanke liegt auf einem Kreis durch  $IV$  um  $M_1$  im Abstände  $4'D_1$  von  $4''$ . Das Verfahren läßt jedoch die Unterscheidungen, die an den Zähnen des Rades  $I$  in der Nähe seines Teilkreises auftreten, unberücksichtigt.

Ein zweiter Weg, die Gegenflanke zu finden, ist der, zunächst die Relativbahn des Zapfenmittelpunktes  $M$  gegenüber dem Zahnrade zu suchen und die Gegenflanke als



Äquidistante zu dieser Bahn im Abstände  $\frac{d}{2}$  zu konstruieren. Liegen die Zapfenmittelpunkte auf dem Teilkreise, so ist die Relativbahn eine Aufradlinie. Ordnet man sie nach Gerlach [XXV, 11] auf einen Kreis vom Halbmesser:

$$R' = \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2} \quad (547)$$

an, um den Zahnflanken radialen Anschluß am Teilkreisumfang zu geben, Abb. 1875, so wird die Relativbahn eine verlängerte Aufradlinie. In beiden Fällen treten in der Nähe des Teilkreises Unterschneidungen der Zähne auf, die ein Stück der Eingriffslinie unbenutzbar machen, den Überdeckungsgrad verringern und Störungen beim Betrieb bedingen können.

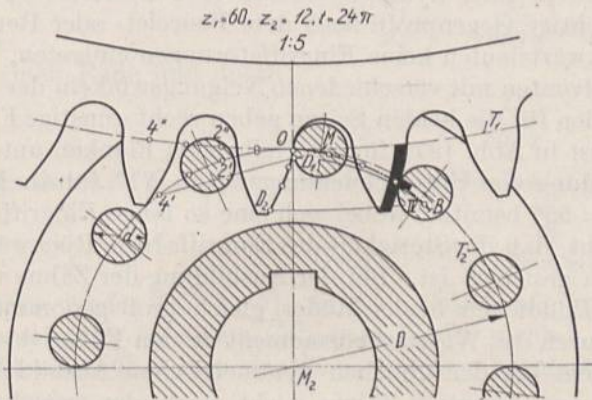


Abb. 1874. Triebstockverzahnung.

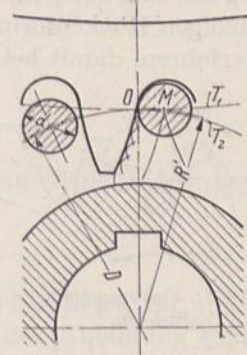


Abb. 1875. Triebstockverzahnung nach Gerlach.

Der Zahngrund kann unter Einschaltung kurzer geradliniger Stücke durch einen Kreisbogen unter Beachtung des Flankenspiels und der Relativbahn des Zapfens gebildet werden. Für den Eingriff kommt nach Abb. 1874 der Kopf des Zahnes, aber nur ein kleiner Teil des Zapfenumfangs in Frage, so daß an dieser Stelle starke örtliche Abnutzungen eintreten, wenn nicht Rollenzähne verwendet werden.

Zur Bestimmung des Überdeckungsgrades kann man genügend genau die Länge der Eingriffstrecke  $OB$ , soweit sie nicht durch die Unterschneidung unbrauchbar geworden ist, mit der Teilung vergleichen. Strenggenommen wäre die Eingriffslänge heranzuziehen, die man findet, wenn man die Lage der Zapfenmittelpunkte für den Fall des Eingriffs in  $O$  und  $B$  sucht. Liegen die Zapfenmittelpunkte außerhalb des Teilkreises, so muß man die beiden Lagen durch Ziehen zweier Halbmesser auf den Teilkreis  $T_2$  zurückführen. Durch Wahl der Zahnlänge hat man die Größe des Überdeckungsgrades, den man gleichförmiger Übertragung wegen reichlich halten soll, in der Hand. In Abb. 1874 ist  $\varepsilon = 1,3$ .

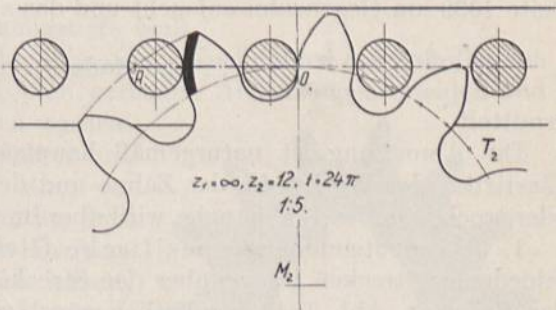


Abb. 1876. Zahnstangentrieb mit Zapfenzähnen.

Am Zahnstangentrieb, Abb. 1876, ergibt sich als Flankenform eine Evolvente, die freilich während des ganzen Eingriffs nur mit einem einzigen Punkt des Zapfenzahnes

zusammen arbeitet.  $\varepsilon = \frac{AO}{t}$  ist 1,43.

Als Länge der Triebstöcke wird

$$l = 3,6 d \text{ bei gußeisernen,}$$

$$l = 1,8 d \text{ bei Stahlguß- oder Stahlzähnen}$$

empfohlen.



Die Triebstockverzahnung zeigt ungünstige Abnutzungsverhältnisse an den Zapfen, wird aber wegen der einfachen Herstellung der letzteren an Hebezeugen, Schützenwinden, Drehtürmen usw. oft benutzt.

Verwandt mit ihr ist das von E. Becker, Berlin-Reinickendorf ausgeführte Grissongetriebe, das aus einem zweizähligen Rade besteht, welches in ein doppeltes Triebstockrad eingreift und große Übersetzungen auszuführen gestattet.

Sehr widerstandsfähige Zahnformen erhält man für Räder, die belastet nur in einer Richtung umlaufen, wenn man den Zahnrückén andere Gestalt gibt, als den treibenden Flanken, eine Ausführung, die an Rädern schwerer Werkzeugmaschinen, Kammwalzen usw. oft mit Vorteil verwendet werden kann. Für die treibenden Flanken wählt man zweckmäßigerweise die üblichen Evolventen- oder Zykloidenformen und ermittelt zu der an sich beliebigen Rückenform das richtige Gegenprofil nach dem Poncelet- oder Reuleauxschen Verfahren, damit beim Rückwärtslaufen keine Eingriffstörungen eintreten. Schon

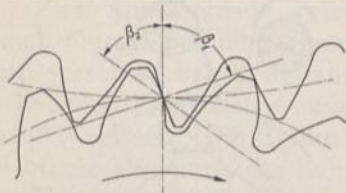


Abb. 1877. Unsymmetrische Zahnform.

Evolventen mit verschiedenen Neigungswinkeln der Erzeugenden für die beiden Seiten geben recht günstige Formen. So ist in Abb. 1877 für die treibenden Flanken unter Vermeidung von Unterschneidungen  $\beta_1 = 71^\circ$ , für die Rücken  $\beta_2 = 55^\circ$  benutzt, wobei sich eine so lange Eingriffstrecke ergibt, daß die Stetigkeit des Eingriffs beim Rückwärtslauf noch gesichert ist. Bei der Ausbildung der Zähne wurden die Fußdicken beider Räder gleich groß genommen und dadurch das Widerstandsmoment an den Füßen des Klein-

rades um etwa 80% gegenüber dem bei der üblichen symmetrischen Ausbildung der Zähne erhöht. Naturgemäß können derartige Zähne nicht nach den gewöhnlichen Formeln, sondern müssen stets besonders auf Biegung berechnet werden.

## I. Die Abnutzung der Zähne.

Die Abnutzung ist im wesentlichen auf die Reibungsarbeit infolge des auf Seite 1033 besprochenen Gleitens der Zahnflanken aufeinander zurückzuführen. Um einen Vergleich zwischen den einzelnen Zahnformen zu ermöglichen, bezieht man das Gleiten auf die Längeneinheit, indem man eine der zu untersuchenden Flanken in eine Anzahl gleicher Teile von der Länge  $\lambda$ , Abb. 1846, teilt, die zugehörigen Strecken  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \dots$  nach Seite 1039 am Gegenzahn aufsucht und das spezifische Gleiten:

$$\gamma_1 = \frac{\lambda_1 - \lambda}{\lambda}, \frac{\lambda_2 - \lambda}{\lambda}, \dots \text{ am Rade } I \quad \text{und} \quad \gamma_2 = \frac{\lambda_1 - \lambda}{\lambda_1}, \frac{\lambda_2 - \lambda}{\lambda_2}, \dots \text{ am Rade } 2$$

ermittelt.

Die Abnutzung ist naturgemäß hauptsächlich von der Widerstandsfähigkeit und Elastizität der Werkstoffe der Zähne und den Betriebsumständen (z. B. gut geschmiert oder trocken laufend) abhängig, wird aber im übrigen zunehmen:

1. Je bedeutender das spezifische Gleiten  $\gamma$  ist, wie es sich durch große Unterschiede der Strecken  $\lambda$  gegenüber den Strecken  $\lambda_1, \lambda_2 \dots$  kenntlich macht. So weist z. B. das Radpaar, Abb. 1846, wesentlich günstigere Gleit- und Abnutzungsverhältnisse auf als das der Abb. 1853.

2. Je größer die spezifische Pressung  $p$  an der Berührungsstelle der Zahnflanken ist.  $p$  wird verhältnismäßig dem unter dem Eingriffswinkel  $\alpha$  gegenüber der Umfangskraft  $U$  wirkenden Zahndruck  $P = \frac{U}{\cos \alpha}$  und umgekehrt verhältnismäßig der Breite  $b$  der Zähne sein, außerdem aber von der Krümmung der Zahnflanken abhängen. An Zykloidenzähnen, bei denen erhabene Flächen auf hohlen arbeiten, sind günstigere Auflagebedingungen vorhanden; demzufolge treten an ihnen geringere Pressungen und Abnutzungen ein, als an außen verzahnten Evolventenrädern, bei denen erhabene Flächen in gegenseitige Berührung kommen.



3. Je größer die Reibungszahl  $\mu$  ist.

4. Je häufiger die Zähne zum Eingriff kommen. Macht das kleine Rad eines bestimmten Getriebes  $n_1$ , das große  $n_2$  Umdrehungen in der Minute, so werden die Zähne des ersten im Verhältnis  $\frac{n_1}{n_2}$ , also entsprechend der Übersetzung öfter beansprucht.

Setzt man gleiche Breite  $b$ , gleichen Werkstoff an beiden Zahnrädern, ferner  $\mu$  unveränderlich voraus und vernachlässigt den Einfluß der Krümmung der zur Berührung kommenden Flächen, sowie den Umstand, daß mehrere Zähne, dem Überdeckungsgrad gemäß, an der Übertragung der Kräfte beteiligt sind, so kann die zu erwartende örtliche Abnutzung annähernd durch:

$$\gamma_1 \cdot P \cdot \frac{n_1}{n_2} = \gamma_1 \cdot \frac{U}{\cos \alpha} \cdot u \quad (548)$$

an dem einen Rade und durch:

$$\gamma_2 \cdot P = \gamma_2 \cdot \frac{U}{\cos \alpha} \quad (549)$$

am anderen, oder, da  $U$  in beiden Ausdrücken dieselbe Größe hat, durch die „Abnutzungstiefen“:

$$\frac{\gamma_1}{\cos \alpha} \cdot u \quad \text{und} \quad \frac{\gamma_2}{\cos \alpha} \quad (550)$$

ausgedrückt werden [XXV, 6]. In Abb. 1846 sind die Abnutzungstiefen für eine Evolventenverzahnung an einem Zahnpaar in der rechten Hälfte der Abbildung senkrecht zu den Flanken über den einzelnen Strecken  $\lambda$  aufgetragen und ihre Endpunkte verbunden worden.

Die zum Eingriff kommende Flanke des Rades  $I$  war in zehn gleiche Strecken eingeteilt worden, die bei der Aufzeichnung in natürlicher Größe  $\lambda = 3,34$  mm lang waren. Beispielweise kommt die am Fuß am weitesten nach innen gelegene Strecke mit dem  $\lambda_1 = 6$  mm langen Stück am Kopfende des Gegenzahnes zum Eingriff. Somit ist die Abnutzungstiefe:

$$\text{am Rade } I: \frac{\gamma_1}{\cos \alpha} \cdot u = \frac{\lambda_1 - \lambda}{\lambda} \cdot \frac{u}{\cos \alpha} = \frac{6 - 3,34}{3,34} \cdot \frac{1}{2 \cdot \cos 15^\circ} = 0,405,$$

$$\text{am Rade } 2: \frac{\gamma_2}{\cos \alpha} = \frac{\lambda_1 - \lambda}{\lambda_1} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{6 - 3,34}{6} \cdot \frac{1}{\cos 15^\circ} = 0,46.$$

In den Teilkreispunkten wird die Abnutzungstiefe Null.

Aus der Darstellung geht die sehr ungleichmäßige Inanspruchnahme der Zahnflanken hervor, die an den Füßen größere, an den Köpfen geringere Abnutzungen erleiden und daher rasch ihre ursprüngliche Form verlieren werden. Die Füße werden ausgehöhlt; die Flanken nehmen eine der Zykloidenverzahnung ähnliche Form an, wie Abb. 1878 an einem abgenutzten Rade zeigt, an dem die linken, nicht zum Eingriff gekommenen Rückenflanken ihre ursprüngliche Gestalt behalten haben, die rechten Arbeitsflanken aber völlig verändert sind.

Zykloidenzähne lassen schon nach Abb. 1871 erheblich geringere und gleichmäßigere Abnutzungen erwarten. Dazu kommen noch die oben erwähnten günstigen Verhältnisse für den Flächendruck an den Berührungsstellen der Flanken.

Setzt man nach Bühner [XXV, 12] in dem Ausdruck für das spezifische Gleiten statt der endlichen Strecken  $\lambda$  und  $\lambda_1$  die Differentiale ein, so wird:

$$\gamma_1 = \frac{d\lambda_1 - d\lambda}{d\lambda}$$

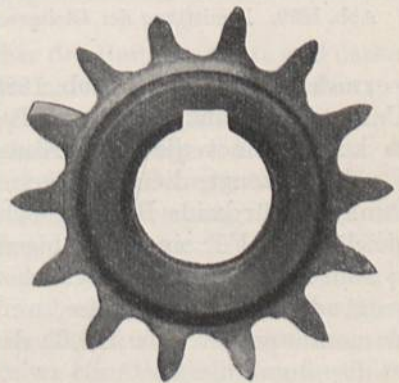


Abb. 1878. Abnutzung der Flanken an einem Rade mit Evolventenverzahnung.



oder bei Division des Zählers und Nenners durch das Zeitdifferential  $dt$ :

$$\gamma_1 = \frac{d\lambda_1/dt - d\lambda/dt}{d\lambda/dt} = \frac{c_2 - c_1}{c_1} \tag{551}$$

Hierbei bedeuten  $c_1$  und  $c_2$  die Geschwindigkeiten, mit denen sich die Flankenpunkte bewegen, die im betrachteten Augenblick im Eingriff stehen. Für einen beliebigen Punkt  $P$  der Eingriffslinie, Abb. 1879, in welchem die Punkte  $P_1$  und  $P_2$  der beiden Flanken zum Eingriff kommen, findet man  $c_1$  und  $c_2$  wie folgt. Die Umfangsgeschwindigkeit der Wälzkreise  $v$  sei gegeben und als Strecke  $OV$  senkrecht zur Mittellinie aufgetragen. Punkt  $P_1$  hat dann eine seinem Abstände vom Mittelpunkt  $M_1$  entsprechend größere Geschwindigkeit,  $v_1 = P_1'V_1$ , die man erhält, wenn man  $M_1V_1$  mit einer Parallelen zu  $v$  in der Entfernung  $M_1P_1'$  zum Schnitt bringt. Im Eingriffspunkt  $P$  ist  $v_1$  senkrecht zu  $M_1P$  anzutragen. Entsprechend ergibt sich Größe und Richtung der Geschwindigkeit des Punktes  $P_2$ ;  $v_2 = P_2'V_2$ , senkrecht zu  $M_2P_2'$ .  $P$  bewegt sich längs der Eingriffslinie in einer Richtung, die durch die Tangente in  $P$  gegeben ist, während die Geschwindigkeiten  $c_1$  und  $c_2$  senkrecht zur Normalen  $PO$  stehen müssen, weil die Flanken in dieser Richtung aneinander vorbeigleiten. Die Zerlegung von  $v_1$  und  $v_2$  nach den genannten Richtungen gibt die Größen von  $c_1$  und  $c_2$  und damit die Werte des spezifischen Gleitens  $\frac{c_1 - c_2}{c_1}$  und  $\frac{c_1 - c_2}{c_2}$ . Zur Prüfung kann dienen, daß die Endpunkte von  $v_1$  und  $v_2$  auf derselben Lotrechten zu  $OP$  liegen müssen.

Rasch und an Hand weniger Linien lassen sich die Gleitverhältnisse an Evolventen-

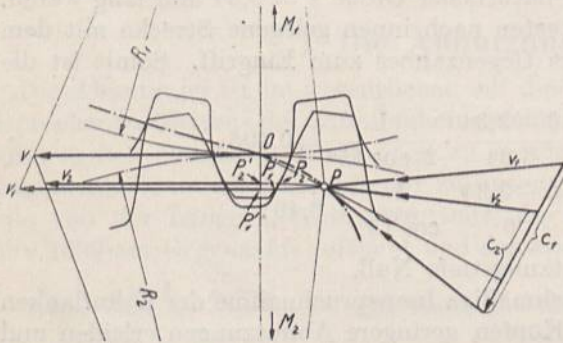


Abb. 1879. Ermittlung der Gleitgeschwindigkeiten.

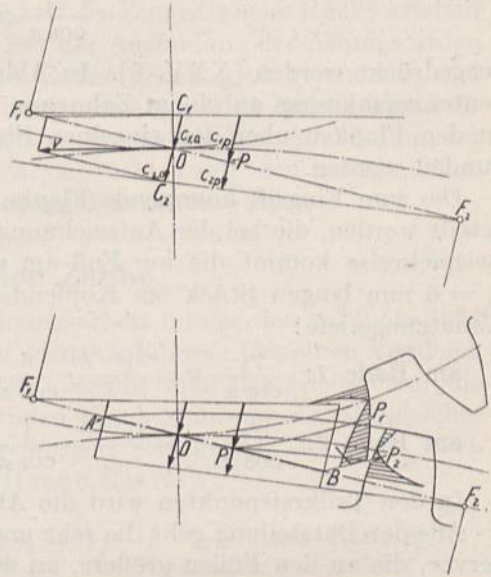


Abb. 1880. Ermittlung der Gleitgeschwindigkeiten bei Evolventenverzahnungen.

verzahnungen nach Abb. 1880 übersehen. Wird die im Wälzpunkte  $O$  angetragene Umfangsgeschwindigkeit  $v$  in Richtung der Erzeugenden und senkrecht dazu zerlegt, so kennzeichnet die erste Komponente die Laufgeschwindigkeit des Bandes, das die Flanken erzeugt, die zweite seine Geschwindigkeit längs der Flanken. Sie ergibt sich im Punkte  $O$  für beide Räder gleich groß,  $c_{1,0} = c_{2,0}$ ; mithin ist das spezifische Gleiten dort gleich Null. Für einen beliebigen Punkt  $P$  der Erzeugenden ist nun die Geschwindigkeit  $c_{1,p}$  am Rade 1 verhältnismäßig der Entfernung  $F_1P$  vom Berührungspunkte  $F_1$  der Erzeugenden am Grundkreise, weil  $F_1$  bei der Entstehung der Flanken durch Abwickeln Momentanpol ist. Die Größe der Geschwindigkeiten beliebiger Punkte der Eingriffslinie ist also durch die Abstände zwischen den Linien  $F_1O$  und  $F_1C_1$  gegeben. Entsprechendes gilt von den Geschwindigkeiten des Rades 2; sie sind durch  $F_2C_2$  begrenzt. Das spezifische Gleiten am Rade 1 im Punkte  $P$  wird  $\frac{c_{1,p} - c_{2,p}}{c_{1,p}}$ , dasjenige am anderen Rade  $\frac{c_{1,p} - c_{2,p}}{c_{2,p}}$ .

In den Punkten  $F_1$  und  $F_2$  erreicht es unendlich große Werte, ein Hinweis darauf, die Eingriffstrecke nicht bis zu jenen Punkten gehen zu lassen und die Kopfhöhen zu be-



schränken! Die Abnutzungstiefen sind an dem einen Rade unmittelbar verhältnisgleich dem spezifischen Gleiten, weil bei der Evolventenverzahnung  $\cos \alpha$  unveränderlich ist. Für das andere Rad erhält man sie durch Multiplikation mit dem Drehzahlverhältnis. Senkrecht zu den Flanken aufgetragen, geben sie in den Abnutzungskennlinien, Abb. 1880 unten, einen guten Anhalt über die zu erwartenden Veränderungen der Zahnflanken [XXV, 12].

Um möglichst gleichmäßige Abnutzungen an Rädern mit Evolventenverzahnung zu erhalten, ist der Vorschlag von Büchner beachtenswert, das Verhältnis der Eingriffstrecken vor und hinter der Mittellinie  $OA$  und  $OB$ , Abb. 1880, gleich der Übersetzung zu wählen, wodurch die größten Abnutzungstiefen einander gleich werden.

An Zykloidenzähnen läßt sich nachweisen, daß die Werte für das spezifische Gleiten an den Kopf- und Fußstrecken der Zähne unveränderlich sind. Da sich  $\cos \alpha$  nur in geringem Maße ändert, gilt das gleiche annähernd von der Abnutzungstiefe.

Starke Abnutzungen und damit verbundene Änderungen der Flankenformen können zur Folge haben, daß das Grundgesetz der Verzahnung nicht mehr erfüllt ist, daß sich also das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten ändert und unruhiger und lärmender Gang eintritt, der zu schlechterem Wirkungsgrad und immer rascher fortschreitender Zerstörung führt.

Auf die Abnutzung haben noch zwei weitere Umstände Einfluß. Die gleitende Bewegung ist am treibenden Zahn vom Wälzpunkt  $O$  weg, am getriebenen zum Wälzpunkte hin gerichtet, Abb. 1881; dadurch entsteht am Fuß des treibenden und am Kopf des getriebenen Zahnes, also während des Eingriffs vor der Mittellinie eine im

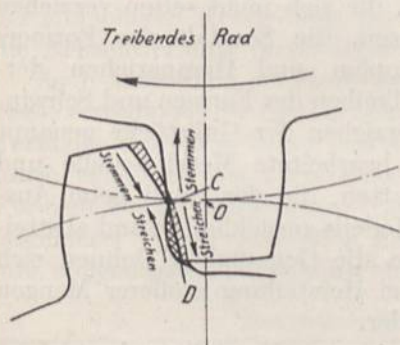


Abb. 1881. Gegenseitige Bewegung der Kopf- und Fußflanken.

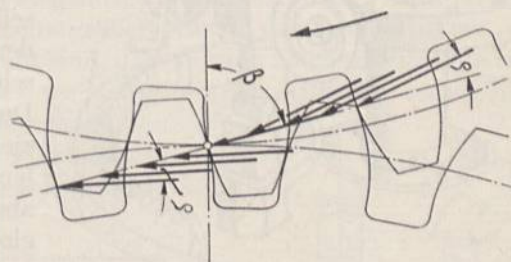


Abb. 1882. Größe und Richtung des Zahndrucks unter Berücksichtigung der Reibung.

allgemeinen ungünstige stemmende Wirkung der Flanken, während die Köpfe der treibenden und die Füße der getriebenen Zähne gegeneinander eine streichende Bewegung ausführen.

Mit dem Wechsel der Gleitrichtung ist auch ein solcher der Reibungskraft und dadurch des resultierenden Zahndruckes, der sich aus dem Normaldruck und der Reibung zusammensetzt, verbunden. Nach Abb. 1882 hat der gesamte Zahndruck während des Eingriffes vor der Mittellinie eine um den Reibungswinkel  $\varrho$  geringere Neigung zu derselben als die Eingriffslinie, wirkt also unter dem Winkel  $\beta - \varrho$ . Dagegen ist der Winkel hinter der Mittellinie um  $\varrho$  größer, beträgt also  $\beta + \varrho$ . Der Übergang aus der einen in die andere Richtung tritt plötzlich beim Durchlaufen des Wälzpunktes ein. Hat das Getriebe ein unveränderliches Drehmoment zu übertragen, so muß der Zahndruck entsprechend den Hebelarmen, an denen er gegenüber der Radachse angreift, vor der Mittellinie größer als dahinter sein. Nimmt man an, daß der Druck nur von einem einzigen Zahne auf das Gegenrad übertragen wird, so tritt auch noch eine Veränderung des Radialdruckes auf die Achsen ein, wie er durch die Seitenkraft in Richtung der Mittellinie gegeben ist. Vor der Mittellinie ist derselbe bedeutend; in dem Augenblick, wo der Eingriff durch den Wälzpunkt läuft, sinkt er auf einen niedrigeren Betrag, der während des Eingriffes hinter der Mittellinie erhalten bleibt. Hierdurch ist der Anlaß zur Entstehung von Schwingungen gegeben, die das Singen und Tönen mancher Zahnräder erklären



und die sehr störend und schädlich wirken können, wenn sie in den Teilen des Getriebes Resonanz finden.

Der Richtungswechsel läßt die Wälzkreislinie durch eine oft deutliche Kante *C*, Abb. 1881, an geschmierten Rädern durch einen Fettfaden hervortreten. Die Kopfkanten höhlen dadurch, daß sie verlängerte Aufradlinien beschreiben, die Gegenzahnfüße aus und arbeiten den in Abb. 1881 durch doppelte Strichelung hervorgehobenen Werkstoff weg. Die Zähne kommen in zwei Punkten *C* und *D* zum Anliegen und stoßen bei Verkleinerung der Achsentfernung, etwa beim Nachstellen der Lager, im Grunde auf, was zu sehr unruhigem Lauf, Kranzbrüchen oder Wellenverbiegungen führen kann. Die Kopfkante des Gegenrades unterliegt naturgemäß ebenfalls starker Abnutzung; als Folge tritt ein Zurückbiegen der Kopfflanke und eine Verminderung der Überdeckung ein.

### K. Herstellung und Bearbeitung der Stirnräder.

An langsamlaufenden Rädern genügen gegossene, unbearbeitete Zahnflanken. Zur Herstellung der Gießformen benutzt man bei kleinen und mittleren, öfter ausgeführten Rädern vollständige Modelle oder solche von Radausschnitten, bei größeren und bei Einzelausführungen Zahnradformmaschinen, die das Modell oder die Schablone einer Zahnücke mittels genauer Teilvorrichtungen von Teilung zu Teilung weiterschalten, vgl. Abb. 1883. Die Genauigkeit der Räder und der Verzahnungen hängt von verschiedenen Umständen ab, von denen der Zustand

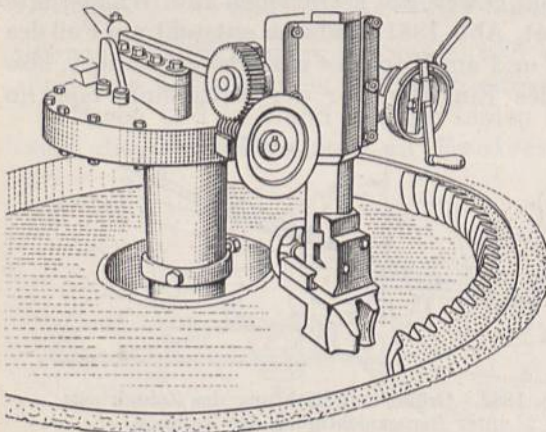


Abb. 1883. Zahnradformmaschine.

der Modelle, die sich nicht selten verziehen oder abnutzen, die Sorgfalt des Formers beim Losklopfen und Herausziehen derselben, das Treiben der Formen und Schwinden und Verziehen der Gußstücke genannt seien. Gut bearbeitete Metallmodelle und Durchzugplatten, die den Sand beim Ausziehen des Modells zurückhalten und abstreifen, erhöhen die Genauigkeit, lohnen sich aber erst bei Herstellung größerer Mengen gleicher Räder.

Neben geringen Herstellungskosten ist die durch die harte Gußhaut widerstandsfähige Oberfläche ein wichtiger Vorteil un bearbeiteter Zähne. Die unvermeidlichen Fehler

lassen ihre Anwendung jedoch nur in Fällen, wo keine sehr hohen Ansprüche gestellt werden und bei Umfanggeschwindigkeiten bis zu etwa 2 m/sek ratsam erscheinen. Schon geringe Abweichungen von der richtigen Zahnform und der genauen Teilung rufen beträchtliche, mit dem Quadrat der Umfanggeschwindigkeit zunehmende Beschleunigungen und Verzögerungen der bewegten Massen hervor, die die Ursache des unruhigen und geräuschvollen Ganges sehr vieler Zahnradtriebe sind. [XXV, 13]. An einem Zahnradpaar mit je 20 Zähnen und 200 mm Teilkreisdurchmesser, also  $10\pi$  Teilung führt z. B. der Ersatz evolventischer Flanken durch Kreisbogen zu Fehlern, die unter  $\frac{1}{10}$  mm bleiben, bedingt aber bei 2 m/sek Umfanggeschwindigkeit oder 191 Umdrehungen in der Minute Beschleunigungen bis zu 2,4 und Verzögerungen bis zu 8,8 m/sek<sup>2</sup>. Die Zahlen kennzeichnen die hohen Anforderungen, die an die Genauigkeit der Verzahnungen noch rascher laufender Zahnräder gestellt werden müssen, wenn auch die Elastizität der Zähne, die Schmierung, das gleichzeitige Eingreifen mehrerer Zähne bei großen Überdeckungen und gutes Einlaufen mildernd wirken. Durch die Einführung des elektrischen Antriebs der Bahnen, Hebezeuge und Werkzeugmaschinen, durch die Entwicklung des Kraftwagenbaus und die Anwendung von Zahnrädern bei Dampfturbinen wurden die Anforderungen an die Genauigkeit der Verzahnungen außerordentlich gesteigert. Der Werkzeugmaschinenbau kam dem Bedürfnis durch die Ausbildung guter, kräftig gebauter



Sondermaschinen entgegen, die die Zähne bei kleinen und mittleren Teilungen meist aus dem voll gegossenen und genau vorgedrehten Kranz ausarbeiten, während bei großen Teilungen die Zähne, mit entsprechenden Zugaben vorgegossen und auf den Maschinen fertig bearbeitet werden. Die Maschinen lassen sich in die folgenden drei Gruppen einteilen:

1. Maschinen, die ein der Zahnücke entsprechend geformtes Werkzeug (Formwerkzeug) benutzen,

2. Maschinen, die die Zahnform nach einer Lehre herstellen,

3. Maschinen, die nach dem Wälzverfahren arbeiten.

Der Entwurf der DIN 868 unterscheidet in bezug auf die Erzeugung der Flanken a) zeichnerische, b) mechanische Verfahren. Diejenigen unter a) umfassen im wesentlichen die Maschinen der Gruppen 1 und 2, weil die Form der Werkzeuge und Lehren gewöhnlich zeichnerisch ermittelt wird. Die Form ist je nach Teilung und Zahnzahl des auszuführenden Rades verschieden. Maschinen, die nach dem Verfahren b) arbeiten, entsprechen der Gruppe 3. Das Werkzeug kämmt mit dem herzustellenden Rade wie in einem Getriebe. Ein und dasselbe Werkzeug kann unter Einschaltung entsprechender Übersetzungen zur Bearbeitung von Rädern gleicher Teilung, aber beliebiger Zahnzahl dienen.

Zusammenkämrende Zahnräder sollen möglichst nach dem gleichen Verfahren hergestellt werden, da sich sonst erfahrungsgemäß häufig Betriebsschwierigkeiten einstellen. Praktisch wird fast ausschließlich die Evolventenverzahnung verwendet, wegen der einfacheren Herstellung der Werkzeuge und Flankenformen und wegen des Vorteils, die Achsentfernung neuer Räder verändern zu können.

Zu 1. Maschinen der ersten Art sind vorwiegend Fräsmaschinen. Am Fräser, Abb. 1884, verteilt sich die Inanspruchnahme auf eine größere Anzahl von Schneidzähnen, die die Form der Zahnücke haben und so hinterdreht sind, daß sie beim Nachschleifen die richtige Form behalten, wenn nur darauf geachtet wird, daß die Brustflächen radial bleiben. Für jede Stich- und Zahnzahl ist streng genommen ein besonderer Fräser notwendig, da sich die Flankenform mit steigendem Teilkreisdurchmesser zunächst stark,

Zusammenstellung 149.			
8 teiliger		15 teiliger	
Fräsersatz			
12—(13)	26—(34)	12	29—(33)
14—(16)	35—(54)	13	34—(41)
17—(20)	55—(134)	14	42—(52)
21—(25)	135—∞	15—(16)	53—(80)
		17—(18)	81—(134)
		19—(20)	135—∞
		21—(24)	∞
		25—(28)	

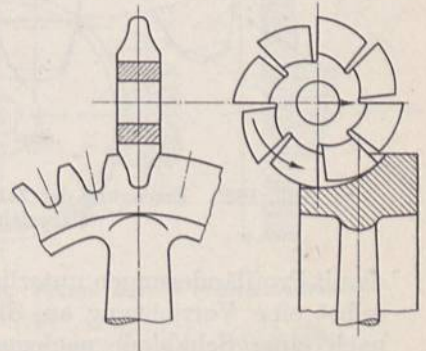


Abb. 1884. Zahnformfräser.

später in geringerem Maße ändert. Praktisch beschränkt man sich meist auf je 8- oder bei größeren Teilungen 15teilige Fräsersätze, für welche z. B. nach J. E. Reinecker, Chemnitz, die Zahnzahlen der Zusammenstellung 149 gelten. Die Fräserschneiden entsprechen den links stehenden Zahnzahlen, während die rechts angeführten die höchsten sind, die mit dem betreffenden Werkzeug noch hergestellt werden dürfen. Die dabei auftretenden Abweichungen gegenüber der streng richtigen Form bestehen in einer Schwächung des Kopfendes der Zähne und haben Geschwindigkeitsänderungen zur Folge, so daß wichtige und rasch laufende Räderpaare stets mit genauen Fräsern hergestellt oder mit solchen Zahnzahlen versehen werden sollten, die den Satzfräsern entsprechen. Zykloidenverzahnungen sind wegen der großen Zuschärfungswinkel der Fräser, die in den Teilkreispunkten nahezu 90° erreichen, ungünstig; Räder mit unterschrittenen Zähnen lassen sich, sofern die Lücken im Grunde weiter als im Teilkreis sind, überhaupt nicht fräsen. Die übliche Ausbildung des Zahnfußes als radiale Ebene unter vollständiger



Vernachlässigung der Unterscheidung verlangt die richtige Bemessung der Mittenentfernung der Räder nach den Ausführungen auf Seite 1048; sonst treten bei weniger als 25 Zähnen erhebliche Störungen im Betriebe auf.

Der Bearbeitungsvorgang fordert eine sehr genaue Einstellung des Fräasers, derart, daß seine Mittelebene durch die Radachse geht, ist aber im übrigen einfach. Der Fräser wird zunächst an dem genau nach dem Kopfkreisdurchmesser vorgedrehten und in die Fräsmaschine gespannten Radkörper so eingerichtet, daß er den Körper gerade berührt, dann in radialer Richtung um die Zahnhöhe zugestellt und schließlich parallel zur Radachse auf Arbeitsgang geschaltet. Nach Fertigstellung einer Lücke und Rücklauf des Fräasers erfolgt die Weiterschaltung des Radkörpers um eine Teilung mittels eines Teilkopfes. Verzahnungsfehler können, abgesehen von Profilverfehlern bei der Herstellung oder infolge der Verwendung von Satzfräsern für Zahnzahlen, für welche sie nur annähernd richtig sind, entstehen: durch Verziehen der Fräser beim Härten, durch falsche Einstellung des Werkzeugs und durch örtliche Erwärmung des Arbeitsstücks an der Stelle, wo der Fräser arbeitet. Das Verfahren ist besonders für die Massenherstellung von Rädern gleicher Größe auf automatisch arbeitenden Maschinen geeignet.

Auch Schleifmaschinen, die für die Fertigbearbeitung gehärteter Räder zur Erreichung möglichst glatter Zahnflächen und zur Beseitigung der Fehler durch das Verziehen beim Härten wichtig sind, arbeiten zum Teil mit Schleifscheiben, deren Rand dem Lückenprofil entspricht. Da dieselben rascher Abnutzung und

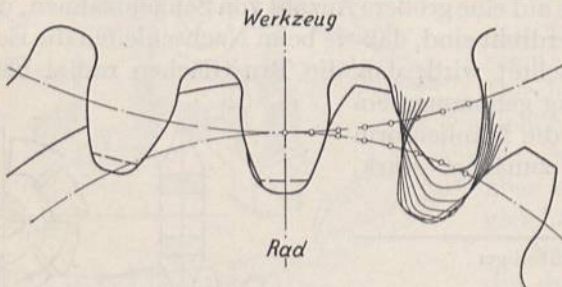


Abb. 1885. Erzeugung der Zahnflanken nach dem Abwälzverfahren.

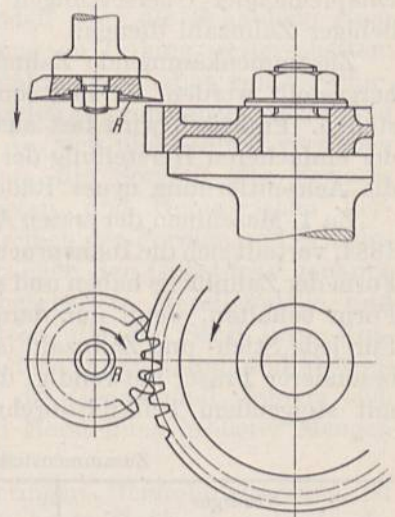


Abb. 1886. Stirnradstoßmaschine nach Fellows.

damit Profiländerungen unterliegen, bringen z. B. Mayer und Schmidt an der Maschine selbst eine Vorrichtung an, die gestattet, die Scheiben ständig oder von Zeit zu Zeit nach einer Schablone nachzuarbeiten und wieder auf richtige Form zu bringen.

Zu 2. Die zweite Gruppe der Maschinen, die Lehren zur Herstellung der Zahnformen benutzen, kommt für die Bearbeitung von Stirnrädern nur bei großen Teilungen in Frage, für welche das Fräsen zu teure Werkzeuge verlangt. Das Verfahren steht in bezug auf Genauigkeit und Sauberkeit der Flanken den anderen nach, weil die dabei notwendigerweise verwandten Spitzstähle keine glatten, sondern riefige Flanken erzeugen. Da es in erster Linie an Kegelradhobelmaschinen Verwendung findet, ist es später besprochen.

Zu 3. Das Werkzeug hüllt nach Abb. 1885, während sich sein Teilriß und der des Radkörpers aufeinander abwälzen, die Flanken des Werkstückes ein. Das Verfahren ist auf Hobel-, Stoß- und Fräsmaschinen, neuerdings auch auf Schleifmaschinen angewendet worden. Mit einem Rade *A*, Abb. 1886, das z. B. als Werkzeug einer Stoßmaschine eine auf- und niedergehende Bewegung macht, während die Teilzylinder nach dem Rückgange des Werkzeuges weiter geschaltet werden, lassen sich Räder beliebiger Zahnzahlen erzeugen, die mit einem dem Rade *A* kongruenten richtig zusammenarbeiten. Dadurch ist der Vorteil, alle Räder gleicher Teilung mit einem einzigen Werkzeuge herzustellen, erreicht (Fellows-Stirnradstoßmaschine, die ein



Stoßrad von 24 Zähnen benutzt). Erfüllt die Form des Werkzeugs noch die Bedingung der Satzradverzahnung (kongruente Eingriffslinie vor und hinter der Mittenlinie!), so entstehen nach Seite 1032 Satzräder, die auch untereinander gepaart werden können. Evolventenverzahnung vorausgesetzt, gestattet das Verfahren, V-Räder herzustellen. Es führt zu konstruktiv einfachen Maschinen, erzeugt sehr gute und glatte Zahnflächen und ermöglicht zur Zeit als einziges die Herstellung richtiger Innenverzahnungen.

Die einfachste Form des Werkzeugs liefert die Zahnstange, deren Schneidkanten im Falle der Evolventenverzahnung geradlinig sind, für Zykloidenverzahnung aber aus zwei kongruenten Radlinien bestehen. Schwierigkeiten machte jedoch die absetzende Schaltbewegung des Werkzeugs nach Fertigstellung einer Lücke, so daß die auf dieser Grundlage arbeitenden Maschinen erst in neuerer Zeit Erfolg hatten.

Auf die Zahnstange läßt sich aber auch das andere wichtige Herstellverfahren von Stirnrädern mittels Schneckenfräsern, Abb. 1887, zurückführen. Der Fräser erhält als Gangprofil die Form der Zahnstangen-zähne und wird unter dem Steigungswinkel  $\varphi$  der Schraube gegen die Radebene gestellt, Abb. 1888 und 1889, so daß die Schneckenflanken tangential zur Lückenmitte verlaufen. In Abb. 1888 ist das zu schneidende Rad strichpunktiert im Schnitt gezeichnet und vor der Frässhnecke liegend zu denken. Der Drehung des Fräasers um seine Achse entspricht eine Verschiebung seiner Schneidkanten in der Radebene; wird

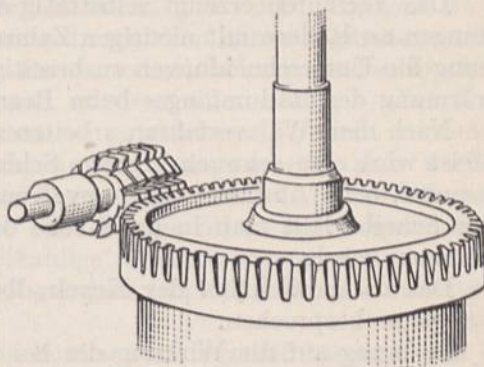


Abb. 1887. Herstellung von Stirnrädern mittels Schneckenfräasers.

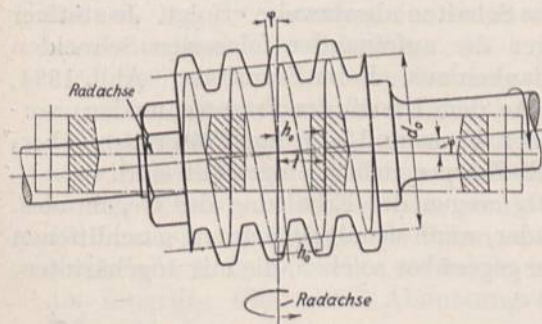


Abb. 1888. Einstellung des Schneckenfräasers.

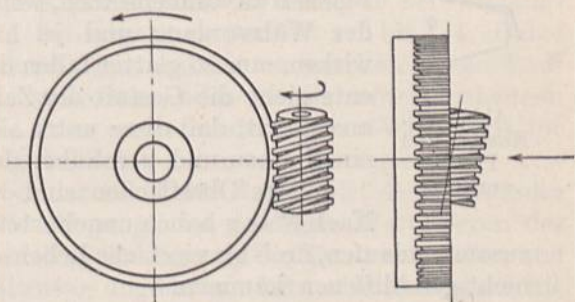


Abb. 1889. Fräsen mittels Schneckenfräasers.

das zu bearbeitende Rad mit der gleichen Geschwindigkeit, wie die Verschiebung erfolgt, im Teilzylinder angetrieben, so ist der Vorgang dem Kämmen einer Zahnstange mit einem Zahnrade gleichwertig. Fräser und Arbeitsstück lassen sich auch als Schneckentrieb auffassen. Werden sie entsprechend der Übersetzung desselben miteinander verbunden, so ergibt sich eine stetig drehende Bewegung der Teile, die große Genauigkeit verbürgt. Dem Vorteile, nur einen Fräser für alle Zahnräder gleicher Teilung zu benötigen, steht aber dessen schwierige Herstellung und Kostspieligkeit gegenüber. Der Fräser wird als Schraube mit einer Steigung:

$$h_0 = \frac{t}{\cos \varphi} \quad (552)$$

vorgeschnitten, die mit der weiteren Bedingung,  $\operatorname{tg} \varphi = \frac{h_0}{\pi \cdot d_0}$ , zur Beziehung zwischen dem Fräserdurchmesser  $d_0$  im Teilzylinder und der Stichzahl  $m$ :

$$d_0 = \frac{t}{\pi \cdot \sin \varphi} = \frac{m}{\sin \varphi} \quad (553)$$



führt. Durch das Einfräsen von Spannuten entstehen Zähne, die zur Ausbildung eines Zuschärfungswinkels und wegen Erhaltung ihrer Form beim Nachschleifen hinterdreht werden. Schließlich wird der Fräser gehärtet und geschliffen. Fehler, die die Genauigkeit der Zahnflanken beeinflussen können, bringt namentlich das Verziehen beim Härten und der Umstand, daß nicht das Gangprofil, sondern die Projektion der Schraubenfläche in Richtung der Tangente an die Schraubenlinie im Teiltrisse für die Gestaltung der Zahnflanken maßgebend ist. Deshalb muß das Profil zur Erzeugung genauer Evolventenverzahnungen abgeändert werden [XXV, 14].

Das Verfahren erzeugt selbsttätig die der Zahnstange entsprechenden Unterschneidungen an Rädern mit niedrigen Zahnzahlen, gestattet aber auch, durch Profilverschiebung die Unterschneidungen zu beseitigen und vermeidet infolge der gleichmäßigen Erwärmung des Radumfangs beim Bearbeiten Teilungsfehler.

Nach dem Wälzverfahren arbeiten auch die neueren Zahnradschleifmaschinen. Meist wird eine schwach kegelige Schleifscheibe oder die Kante einer Topfscheibe dazu benutzt, beim Abwälzen genau evolventische Zahnflanken zu erzeugen. Die Schleiflinie der Scheibe läßt man in der Ebene der Zahnstangenflanke laufen, die mit dem Rade kämmen würde.

Das namentlich bei der Kegelradbearbeitung angewandte Wälzhobelverfahren ist später besprochen.

In bezug auf die Wirkung der bei den verschiedenen Verfahren verwandten Werkzeuge sei noch allgemein bemerkt, daß Kantenwerkzeuge, wie sie beim Hobeln als Spitzstähle, Abb. 1890 oben, notwendig werden, weniger glatte Flanken liefern als Profilwerkzeuge, Abb. 1890 unten und 1886 mit längeren geraden oder gekrümmten Schneiden, wie sie bei den Wälzverfahren benutzt werden. Aber auch diese können Flanken erzeugen, die sich aus einzelnen Flächen zusammensetzen, wenn das Schalten absatzweise erfolgt. Je stetiger der Wälzvorgang und je häufiger die aufeinander folgenden Schneiden wirken, um so glatter fallen die Flanken aus. Beim Formfräser, Abb. 1884, entspricht die Gestalt der Zahnücke dem Umriß der Fräterschneiden, vorausgesetzt, daß diese unter sich nach Form und Lage zur Fräsebene übereinstimmen und gegenüber dem Radkörper richtig eingestellt sind.

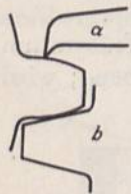


Abb. 1890.  
Kanten- und  
Profil-  
werkzeug.

Glatte Oberflächen sind wichtig wegen der Erhaltung des Gegenrades.

Nach Maag haben ungehärtete Räder, wenn sie mit gehärteten, geschliffenen zusammenlaufen, drei- bis vierfache Lebensdauer gegenüber solchen, die mit ungehärteten, nicht geschliffenen kämmen.

## L. Allgemeines über die Wahl der Zahnform, der Übersetzung und der Werkstoffe.

Für die Entscheidung über die Zahnform seien die Vor- und Nachteile der beiden wichtigsten Verzahnungen nochmals kurz zusammengestellt:

Räder mit Evolventenzähnen haben, so lange Unterschneidungen nicht in Betracht kommen, einfach gekrümmte Zahnflanken und kräftige Zahnfüße. Sie sind aber wegen der ungünstigeren Gleitverhältnisse und der höheren spezifischen Pressungen, die an den Zahnflanken infolge der Berührung zweier erhabener Flächen entstehen, größerer Abnutzung unter stärkerer Veränderung der Zahnform unterworfen. Unterschneidungen schwächen die Zahnwurzeln und verringern die Überdeckung. Evolventenzahnräder lassen, — jedoch lediglich im neuen Zustande —, Änderungen der Achsentfernungen zu und können auf mehreren Arten von Werkzeugmaschinen leicht genau bearbeitet werden. Die beiden zuletzt erwähnten Vorteile begründen die heute fast ausschließliche Verwendung der Evolventenverzahnung.

Die Zykloidenverzahnung weist doppelt gekrümmte Zahnflanken auf, die wegen des besseren Ineinanderschmiegens der erhabenen und hohlen Flächen günstigere



Übertragungsverhältnisse bieten, aber die genaue Einhaltung der Mittenentfernung verlangen. Infolge der geringeren spezifischen Pressung an der Berührungsstelle wird die Abnutzung kleiner und infolge der besonderen Gleitverhältnisse gleichmäßiger. Durch geeignete Wahl der Rollkreise läßt sich große Überdeckung erreichen. Die schwierigere Herstellung und Bearbeitung der Zahnflanken hat aber die Zykloidenverzahnung im wesentlichen auf große Einzeltriebe und wichtige Triebwerkkräder beschränkt, bei denen dauernd ruhiger Lauf besonders erwünscht ist.

Wahl der Übersetzung und der Zahnzahlen. Das Drehzahlverhältnis wird bei Rädern mit dauernd gleichmäßig wirkenden Kräften, z. B. an Hebezeugen, zweckmäßigerweise ganzzahlig gewählt, weil dann stets die gleichen Zähne zugunsten raschen Einlaufens miteinander in Eingriff kommen. Bei periodisch schwankenden Umfangskräften lassen sich ungleichmäßige Abnutzungen an dem einen Rade, — bei Kraftmaschinen am treibenden, bei Arbeitsmaschinen am getriebenen —, nicht vermeiden. So laufen hoch belastete Zahnräder an Pumpen und Kompressoren, aber auch an manchen Werkzeugmaschinen, wie Stanzen und Pressen, mit der Zeit immer unruhiger. Damit sich die Abnutzung nicht auf einzelne oder wenige Zähne des Gegenrades beschränkt, vermeidet man in dem Falle ganzzahlige Übersetzungen, wenn auch das Zurückgehen auf Primzahlen, wie es früher gelegentlich empfohlen wurde, unnötig ist, weil es das Einlaufen zu sehr erschwert.

Die Zähne des Kleinrades eines Getriebes kommen naturgemäß häufiger zum Eingriff und werden um so stärker abgenutzt, je verschiedener die Zahnzahl, je beträchtlicher also das Drehzahlverhältnis ist. Da nun die Erhaltung richtiger Zahnformen mit steigender Geschwindigkeit wichtiger wird, macht man die äußersten Übersetzungen von der Geschwindigkeit abhängig und pflegt die folgenden nicht zu überschreiten: bei sehr langsam laufenden Rädern, z. B. an Handwinden mit unbearbeiteten Zähnen 1:8, höchstens 1:12, an motorisch angetriebenen Hebezeugen bei Umfangsgeschwindigkeiten von 3 bis 5 m/sek 1:7 bis 1:6, bei mehr als 5 m/sek 1:6 bis 1:4. Dabei wird man noch die Art des Betriebs berücksichtigen und bei ununterbrochenem Lauf geringere Übersetzungen wählen als bei zeitweisem oder häufig unterbrochenem. Vgl. Abb. 1897 und 1896. Auch durch Wahl eines widerstandsfähigeren Werkstoffs für die kleineren Räder kann man zur Erhaltung der Zahnformen sehr beitragen.

In ähnlicher Weise beachtet man auch bei der Wahl der Zahnzahl des Kleinrades die Umlaufgeschwindigkeit. Wenn einerseits ein möglichst niedriger Wert wegen des Raumbedarfs des Getriebes erwünscht ist, so fallen andererseits die Zähne schwächer und die Eingriff-, Gleit- und Abnutzungsverhältnisse ungünstiger aus. Deshalb wird die Zahnzahl genommen:

an Handwinden nicht unter 13, äußerstenfalls 10;

an elektrisch angetriebenen Hebezeugen bei mäßigen Geschwindigkeiten nicht unter 18, äußerstenfalls 12;

bei hohen Geschwindigkeiten nicht unter 20, äußerstenfalls 16.

Nur an tragbaren Wagenwinden finden sich Trieblinge von 3 bis 4 Zähnen, während wichtige Triebwerkkräder mindestens 24 Zähne bei Zykloiden- und 28 Zähne bei Evolventenverzahnung erhalten sollen, sofern bei der letzteren keine V-Räder verwandt werden. Getriebe an Wasserturbinen, die dauernd große Leistungen unter hohen Geschwindigkeiten zu übertragen haben, pflegen nicht unter 60 Zähnen am Kleinrade zu bekommen.

An geteilten Rädern ist es vorteilhaft, wenn die Zahnzahl ein Vielfaches der Teile ist, da die Fuge stets eine Zahnücke treffen muß. Auch beim Einformen des Rades mittels Zahnsegmenten kann eine der Armzahl entsprechende, durch 4, 6, 8 usw. teilbare Zahnzahl erwünscht sein.

Wahl der Werkstoffe. Zur Übertragung kleiner und mittlerer Kräfte wird Gußeisen verwendet, das bei sorgfältigem Einformen genügend glatte Oberflächen liefert und deshalb bei mäßigen Betriebsgeschwindigkeiten roh bleiben kann, bei geschnittenen Zähnen aber den Vorteil leichter Bearbeitbarkeit hat. Fallen gußeiserne Räder zu schwer



aus, so wählt man Stahlguß, darf aber bei diesem Werkstoff wegen der rauheren Oberfläche und wegen des stärkeren Verziehens der Gußstücke beim Abkühlen nur bei großen Teilen von der Bearbeitung der Flanken absehen. Das bei Stahlguß namentlich im Falle des Zusammenarbeitens mit anderen metallischen Rädern leicht auftretende Tönen bei höheren Geschwindigkeiten kann durch Ausgießen des Kranzes mit Blei oder Zement oder durch Ausfüllen mit Schrot gemildert werden. An hoch beanspruchten Räderpaaren kommen für die Kleinräder oder Ritzel wegen der an ihnen zu erwartenden großen Abnutzung Stahl und Bronze mit aus dem Vollen geschnittenen Zähnen in Frage, während die zugehörigen Großräder aus Gußeisen oder Stahlguß ausgeführt werden. Für hohe Geschwindigkeiten finden Ritzel aus stark zusammengepreßter Rohhaut, Leder, Vulkanfaser, Silcurit, Papierstoff, Baumwollfilz und ähnlichen Stoffen im Eingriff mit bearbeitetem Gußeisen Verwendung. Sie sind zwar teuer, gleichen aber durch ihre Nachgiebigkeit geringe Verzahnungsfehler aus und machen den Gang ruhig, dürfen jedoch naturgemäß nur niedrig belastet werden. Die drei zuerst genannten Baustoffe sind starken Formänderungen durch die Feuchtigkeit unterworfen und haben sich sowohl in sehr trockenen Räumen, in denen sie zusammenschrumpfen, wie auch in sehr feuchten, wo sie sich durch ihre Aufsaugfähigkeit stark ausdehnen und sprengend wirken, nicht bewährt. Rohhaut und Leder sind zudem gegen Maschinenöle empfindlich; zur Schmierung wird ein Gemisch von Talg, Graphit und Harz empfohlen. Silcurit, nur aus pflanzlichen Stoffen hergestellt, soll gegen solche Einflüsse widerstandsfähiger sein.

Die in Rücksicht auf die Einschränkung des Gewichts sehr hoch beanspruchten Räder der Kraftwagen-, Flugzeug- und ähnlichen Getriebe werden aus Vergütungsstahl, Zusammenstellung 22, S. 82 oder den mit Nickel oder Nickel und Chrom legierten Sonderstahlsorten, vgl. Zusammenstellung 27, S. 88, hergestellt. Nach der Herausarbeitung aus den gut durchgeschmiedeten Rohstücken werden sie vergütet und neuerdings mehr und mehr durch Schleifen auf genaue Flankenform und große Glätte gebracht.

An Turbinen- und Triebwerkkrädern werden bei gleichmäßigen Belastungen in den Kranz des großen Rades eingesetzte Kämme aus trockenem Weißbuchenholz verwendet, die sich nach eingetretener Abnutzung leicht auswechseln lassen und mit gußeisernen Zähnen des Gegenrades zusammenarbeiten. Den Holzzähnen gibt man der geringeren Festigkeit wegen eine größere Stärke von etwa  $23/40 t$  im Teilkreis gemessen, während die Eisenzähne  $16/40 t$  bei einem Flankenspiel von  $t/40$  erhalten. Bei stark und namentlich periodisch schwankenden Kräften bewähren sich Holzkämme infolge unregelmäßiger Abnutzungen nicht. Grundsätzlich sollten sie an dem Rade, von dem die Schwankungen ausgehen, vermieden werden.

## M. Berechnung der Zahnradgetriebe.

### 1. Auf Festigkeit.

Die Grundlage für die Bemessung von Rädern, die größere Kräfte zu übertragen haben, bildet die Festigkeitsrechnung der Zähne an dem Rade aus dem weniger widerstandsfähigen Werkstoff. Für diese Rechnung ist die mittlere Umfangskraft  $U$ , das ist die Tangentialkomponente des Zahndruckes  $P$  am Teilkreis, welche die Zähne auf Biegung beansprucht, maßgebend, während die Radialkraft von  $P$ , die die Zähne auf Druck in Anspruch nimmt, vernachlässigt werden kann. (Streng genommen ist  $U$  bei einem bestimmten zu übertragenden Drehmoment je nach dem Abstände des Eingriffpunktes von der Achse des treibenden Rades verschieden groß. Auch pflegt der beim Betriebe wirksame Wälzkreis durch den Teilkreis ersetzt zu werden.) Ist das Drehmoment  $M_d$  oder die Leistung  $N$ , die bei  $n$  Umdrehungen in der Minute zu übertragen ist, gegeben, so folgt:

$$U = \frac{M_d}{R} = \frac{75 N}{v} = \frac{71620}{R} \cdot \frac{N}{n} \quad (554)$$

$U$  greift unter der Voraussetzung, daß ein Zahn die Kraft aufnehmen muß — eine Bedingung, die darin begründet ist, daß bei Teilungs- und Ausführungsfehlern nicht



auf das gleichzeitige Anliegen mehrerer Zähne selbst bei großer Überdeckung gerechnet werden darf — im ungünstigsten Falle an der Kopfkante, Abb. 1891, an. Dabei liegt die Annahme, daß die volle Umfangskraft dort wirkt, im Sinne der Sicherheit der Rechnung.

Denkt man sich  $U$  gleichmäßig über die Zahnbreite verteilt, so greift es in bezug auf den Zahnfuß, der die Dicke  $a$  und die Breite  $b$  habe, am Hebelarm  $l$  (Zahnhöhe) an. Bei einem bestimmten Wert  $k_b$  als zulässiger Biegebeanspruchung muß:

$$k_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6 \cdot U \cdot l}{b \cdot a^2}$$

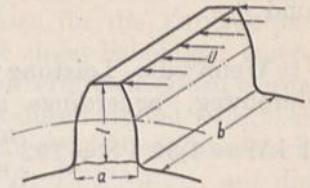


Abb. 1891. Zur Berechnung der Zähne auf Festigkeit.

sein. Werden  $a$  und  $l$  unter Voraussetzung der üblichen Zahnformen in Beziehung zur Teilung gebracht, indem:

$$a = \alpha t = 0,5 \dots 0,55 t \text{ und } l = \beta t \approx 0,7 t$$

gesetzt wird, so folgt:

$$k_b = \frac{6 U \cdot \beta}{\alpha^2 \cdot b \cdot t} \text{ oder } U = \left( \frac{\alpha^2}{6 \beta} \cdot k_b \right) \cdot b \cdot t = 0,06 \dots 0,07 k_b \cdot b \cdot t$$

und mit  $0,06 \dots 0,07 \cdot k_b = \sim \frac{1}{15} k_b = k$ :

$$U = k \cdot b \cdot t \tag{555}$$

$k$  heißt Belastungszahl.  $b$  und  $t$  sind in Zentimetern einzusetzen.

Die Formel ermöglicht auf einfache Weise die Ermittlung der Teilung. Indem die Breite als Vielfaches der Teilung angenommen und  $b = \psi t$  gesetzt wird, ergibt sich  $t$  aus:

$$t^2 = \frac{U}{\psi \cdot k} \tag{556}$$

$t$  liefert den Modul  $m = \frac{t}{\pi}$ , der entsprechend der Zusammenstellung 147, S. 1027, abgerundet wird. Bei der Benutzung der Formel ist aber zu beachten, daß sie keinen unmittelbaren Aufschluß über die Höhe der Beanspruchung, die in dem Werte  $k$  enthalten ist, gibt, so daß man in wichtigen Fällen, bei ungewöhnlichen Verzahnungen und starken Unterschneidungen die tatsächliche Inanspruchnahme nochmals an Hand der wirklichen Maße nachprüfen muß.

Will man die Größe des Moduls unmittelbar in Millimetern berechnen, so führt die Beziehung  $t = \frac{\pi \cdot m}{10}$  zu:

$$U = \frac{\pi \cdot k \cdot b \cdot m}{10} = \frac{k \cdot b \cdot m}{3,2} \text{ oder } m = \frac{3,2 U}{k \cdot b} \text{ in mm.} \tag{557}$$

Aus der Form  $b \cdot t = \frac{U}{k}$  folgt, daß das Produkt  $b \cdot t$  bei gegebener Größe von  $U$  und bestimmter Annahme von  $k$  unveränderlich ist, eine Beziehung, die bei konstruktiven Änderungen oft gut benutzt werden kann.

Aus dem zu übertragenden Drehmoment  $M_d$  ergibt sich die Teilung mit Benutzung von  $M_d = U \cdot R$ ,  $R = \frac{z \cdot t}{2\pi}$  und  $U = k b t = k \psi t^2$  aus:

$$M_d = \frac{k \cdot \psi t^3 \cdot z}{2 \pi}$$

zu:

$$t = \sqrt[3]{\frac{6,3 M_d}{k \cdot \psi \cdot z}} \text{ in cm;} \tag{558}$$

der Modul zu:

$$m = \sqrt[3]{\frac{200 M_d}{k \cdot \psi \cdot z}} \text{ in mm.} \tag{559}$$

Ist die Leistung, die durch eine Welle bei  $n$  Umdrehungen in der Minute übertragen werden soll, in Pferdestärken  $N$  zu je  $75 \frac{\text{mkg}}{\text{sek}}$  gegeben, so führt die Beziehung



$$M_a = 71620 \frac{N}{n} \text{ zu: } t = \sqrt[3]{\frac{450000}{k \cdot \psi \cdot z} \cdot \frac{N}{n}} \text{ in cm} \quad (560)$$

$$\text{und } m = \sqrt[3]{\frac{14500000}{k \cdot \psi \cdot z} \cdot \frac{N}{n}} \text{ in mm.} \quad (561)$$

Wenn die Leistung in Kilowatt ausgedrückt ist, wie es in der Elektrotechnik durchweg, neuerdings aber auch vielfach im Maschinenbau üblich ist, wird, da  $1 \text{ kW} = 1,36 \text{ PS} = 102 \frac{\text{mkg}}{\text{sek}}$  ist:

$$t = \sqrt[3]{\frac{614000}{k \cdot \psi \cdot z} \cdot \frac{N_{kw}}{n}} \text{ in cm} \quad (562)$$

$$\text{und } m = \sqrt[3]{\frac{19700000}{k \cdot \psi \cdot z} \cdot \frac{N_{kw}}{n}} \text{ in mm.} \quad (563)$$

$z$  ist in den Formeln die Zahnzahl des auf der betreffenden Welle sitzenden Rades.

Die Voraussetzung gleichmäßigen Anliegens der Zähne auf der ganzen Breite wird bei unbearbeiteten Rädern oder unvollkommenem Zusammenbau oder Formänderungen der Welle nicht immer erfüllt sein. Schlimmstenfalls wirkt der Zahndruck nach Abb. 1892 als Einzelkraft an einer Ecke und kann Eckbruch unter dem Winkel  $\varphi$  hervorrufen. Ersetzt man die Bruchfläche durch ein Rechteck von der Höhe  $a$  und der Breite  $\frac{l}{\sin \varphi}$ , so folgt die Bieungsbeanspruchung aus:

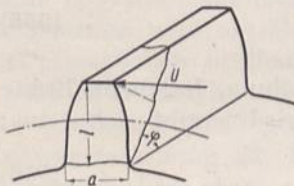


Abb. 1892. Eckbruch.

$$\sigma'_b = \frac{6 \cdot U l \cos \varphi}{a^2 \cdot l / \sin \varphi} = \frac{3 U \cdot \sin 2 \varphi}{a^2}.$$

Sie erreicht für  $\sin 2 \varphi = 1$  oder  $\varphi = 45^\circ$  den Größtwert von:

$$\sigma'_b = \frac{3 U}{a^2}. \quad (564)$$

Gleiche Widerstandsfähigkeit gegenüber Eckbruch und Abbrechen am Fuße ist vorhanden, wenn:

$$\sigma'_b = k_b \quad \text{oder} \quad \frac{3 U}{a^2} = \frac{6 \cdot U l}{b \cdot a^2},$$

$$\text{d. h.} \quad b = 2l = 1,4t = 4,5 \cdot m \quad (565)$$

ausgeführt wird. Praktisch kann man für unbearbeitete Zähne gewöhnlicher Ausführung auf:

$$b = 2t \approx 3l \approx 6,3m, \quad (566)$$

bei besonders sorgfältiger Herstellung auf Zahnradformmaschinen und unter Nachbearbeitung von Hand auf  $b = 2,5$  bis  $3t$  oder  $8$  bis  $10m$  gehen. Größere Breiten erhöhen die Tragfähigkeit der Zähne bei eintretender Eckbelastung nicht und dürfen deshalb bei der Festigkeitsberechnung nicht berücksichtigt werden. Nur wenn bei geschnittenen Zähnen auch durch sorgfältigen Zusammenbau die Gewähr für das Anliegen der Flanken auf ihrer ganzen Breite gegeben ist, können die Zähne mit  $b$  bis zu  $5 \dots 6,5t$  oder  $15 \dots 20m$  ausgeführt werden.

Theoretisch würde schon bei Breiten von mehr als  $2t$  bei gleicher Sicherheit gegen Eckbruch und gegen Abbrechen an der Zahnwurzel eine Herabsetzung der Zahl  $k$  auf  $k_1 = \frac{k \cdot 2t}{b}$  nötig sein, so daß z. B. bei  $b = 3t$   $k_1$  nur  $\frac{2}{3}$  von  $k$  betragen dürfte. Die Erniedrigung ist aber nach den obigen Ausführungen um so weniger nötig, je sicherer auf gleichmäßiges Anliegen der Zahnflanken durch genaue Bearbeitung und Aufstellung gerechnet werden kann.



Im Anschluß hieran sei auf die Bedeutung großer Überdeckung hingewiesen. Sie macht sich dadurch geltend, daß die Abnutzung, aber auch die Biegebeanspruchung der Zähne herabgesetzt wird, wenn sich die im Eingriff stehenden Zähne tatsächlich in die Übertragung des Druckes teilen, was aber nur bei sorgfältigster Bearbeitung und gutem Einlaufen eintritt. An Abb. 1893 unten wurden die Verhältnisse für die Evolventenverzahnung, Abb. 1846, bei einem Überdeckungsgrad  $\varepsilon = 2$  für einen beliebigen Querschnitt des Zahnfußes, z. B. den durch den Halbmesser  $R_0$  gegebenen, ermittelt. Dazu wurde zunächst die Eingriffstrecke  $AB$  auf den Grundkreis und von da durch Halbmesserlinien auf den Kreis  $R_0$  übertragen. Nun erhält man die Hebelarme, an denen der Zahndruck wirkt, in den Loten, die von den Schnittpunkten des Kreises  $R_0$   $1', 2', 3' \dots$  auf die Eingriffslinie gefällt werden. Den Hebelarmen verhältnismäßig sind aber auch die Biegemomente, weil der Zahndruck bei der Evolventenverzahnung unveränderlich ist, sofern die Zahnreibung vernachlässigt wird. Trägt man daher die Länge der Lote auf die Halbmesser zurück, so ergibt die dabei erhaltene Linie  $CD$  ein anschauliches Bild über die Belastungen des Zahnes in den einzelnen Stellungen, wenn der Nachbarzahn nicht zum Eingriff kommt. Nehmen zwei Zähne gleichzeitig und je zur Hälfte an der Kraftübertragung teil, so sinken auch die Belastungen und Beanspruchungen auf die Hälfte nach dem Linienzug  $EF$  im linken Teil der Abbildung, weil die Momentenflächen übereinandergreifen.

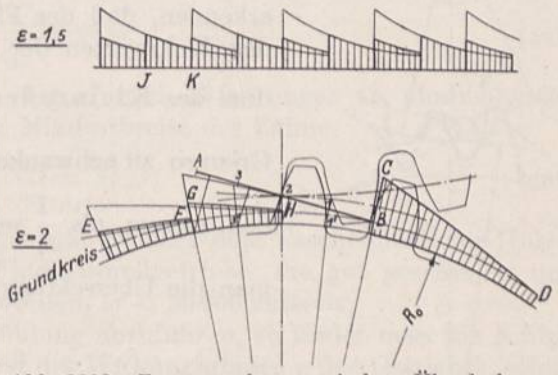


Abb. 1893. Zusammenhang zwischen Überdeckungsgrad und Zahnbelastung.

Bei  $\varepsilon = 1,5$  überdecken sich die Flächen in geringerem Maße, wie der obere Teil der Abbildung zeigt; zeitweise z. B. auf der Strecke  $JK$ , muß ein Zahn allein die Last aufnehmen. Immerhin ist auch hier die Beanspruchung wesentlich niedriger, weil die großen Hebelarme nicht zur Wirkung kommen, wenn auf das gleichzeitige Anliegen zweier Zähne gerechnet werden kann.

Trotzdem wird man die Zähne stets so bemessen, daß jeder für sich allein den ganzen Zahndruck unter den ungünstigsten Verhältnissen aufnehmen kann.

### 2. Berechnung der Zähne auf Flächendruck.

An hochbelasteten Flanken tritt eine Zerstörung der Zahnoberfläche ein, die den Beschädigungen von Kugel- und Rollenlagern infolge zu hohen Flächendrucks ähnelt und in Form feiner Gruben längs der Wälzzyylinder einsetzt. Das letztere dürfte darauf zurückzuführen sein, daß dort kein Gleiten stattfindet und die Richtung des Zahndrucks nach Abb. 1882 wechselt. Oft tritt diese Erscheinung nur an einem Ende der Verzahnung auf, wahrscheinlich infolge von Herstellungsfehlern oder infolge Verdrehung des Ritzels durch das Drehmoment. Häufig ist sie dann vorübergehender Natur; durch den Betrieb glätten sich die Flanken wieder. Einen zahlenmäßigen Anhalt für die Beanspruchung gewinnt man, wenn man die Zahnflanken als zwei Walzen betrachtet, deren Krümmungshalbmesser im Wälzpunkt nach Abb. 1894 durch  $\varrho_1 = F_1 O = R_1 \cos \beta$  und  $\varrho_2 = F_2 O = R_2 \cos \beta$  gegeben sind und die spezifische Beanspruchung unter sinngemäßer Anwendung der Formel (476) aus dem Zahndruck  $P$

$$k_0 = \frac{P}{b \cdot 2\varrho}$$

ermittelt.  $\varrho$  ist dabei der mittlere Krümmungshalbmesser der Zahnflanken im Wälzpunkt und berechnet sich aus  $\varrho_1$  und  $\varrho_2$  nach  $\frac{1}{\varrho} = \frac{1}{\varrho_1} \pm \frac{1}{\varrho_2}$ , wobei das + Zeichen für Außen-, das - Zeichen für Innenverzahnung gilt, während die Flächenpressungszahl  $k_0$



von den Festigkeits- und Elastizitätszahlen der Werkstoffe der aufeinander arbeitenden Flanken, insbesondere aber des nachgiebigeren von ihnen abhängt. Damit wird:

$$k_0 = \frac{P}{2b} \left( \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right) = \frac{P}{2b \cdot \cos \beta} \left( \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} \right). \quad (567)$$

Führt man  $P = \frac{U}{\sin \beta} = \frac{k \cdot b \cdot t}{\sin \beta} = \frac{k \cdot b \cdot \pi \cdot m}{\sin \beta}$  und  $R_1 = \frac{z_1 \cdot m}{2}$ ,  $R_2 = \frac{z_2 \cdot m}{2}$  ein, so läßt:

$$k_0 = \frac{2\pi \cdot k}{\sin 2\beta} \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right)$$

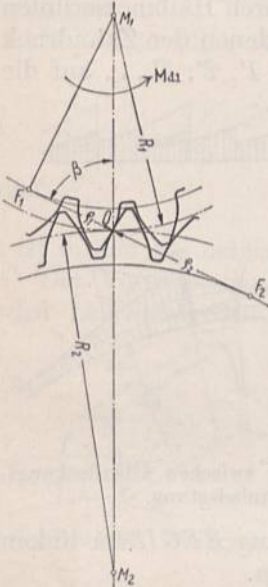


Abb. 1894. Zur Berechnung der Flanken auf Flächenendruck.

erkennen, daß der Flächendruck von der Belastungszahl  $k$  und den Kehrwerten der Zahnzahlen, und zwar in erster Linie von dem des Kleinrades  $\frac{1}{z_1}$  abhängt, da der Winkel  $\beta$  nur in engen Grenzen zu schwanken pflegt. Denn  $\frac{1}{z_2}$  wird fast stets wesentlich kleiner als  $\frac{1}{z_1}$  sein. Das tritt auch deutlich hervor, wenn man die Übersetzung  $u = \frac{z_1}{z_2}$  einführt, wobei:

$$k_0 = \frac{2\pi \cdot k}{\sin 2\beta} \cdot \frac{1 \pm u}{z_1}$$

wird. Da die Übersetzung meist gegeben sein wird, kann die Inanspruchnahme auf Flächendruck nur durch die Belastungszahl  $k$  und die Zahnzahl  $z_1$  des Kleinrades geregelt werden. Die Angabe von sicheren Zahlen für  $k_0$  ist wegen des derzeitigen Mangels genügender Erfahrungen noch nicht möglich.

Will man an einem Getriebe mit der Übersetzung  $u = \frac{n_1}{n_2}$  beim Übertragen einer Leistung  $N$  unter  $n_1$  Umläufen/min bestimmte Werte der Flächenpressungszahl  $k_0$  und der Belastungszahl  $k$  einhalten, so bedingt das Verhältnis  $\frac{k}{k_0}$  die Zahnzahl des Kleinrades:

$$z_1 = \frac{2\pi \cdot k}{\sin 2\beta \cdot k_0} (1 \pm u). \quad (567a)$$

Nun wählt man entweder die Teilung  $t = \pi \cdot m$  und findet daraus den Ritzeldurchmesser  $D_1 = z_1 \cdot m$  oder man nimmt umgekehrt den Ritzeldurchmesser an, der die Teilung  $t = \pi \cdot \frac{D_1}{z_1}$  bestimmt. Schließlich folgt aus der Umfangskraft  $U$  nach Formel (554) die Zahnbreite  $b = \frac{U}{k \cdot t}$ .

### 3. Berechnung der Getriebe auf Erwärmung.

An dauernd und raschlaufenden Getrieben tritt eine Erwärmung der Zahnräder infolge der an ihnen erzeugten Reibungsarbeit ein. Zur Zahnreibung tritt noch ein Teil der Reibungswärme aus den Lagern, in denen das Ritzel läuft, nämlich derjenige, der durch die Welle abgeleitet wird, ein Betrag der häufig größer als der durch die Zahnreibung erzeugte ist. Ähnlich wie bei Lagern stellt sich nach einer gewissen Zeit ein Gleichgewichtszustand bei einer bestimmten Beharrungstemperatur ein, in welchem gerade so viel Wärme erzeugt wie abgeführt wird. Naturgemäß ist für den Betrieb der Zustand des kleinen Rades, dessen Zähne in der gleichen Zeit viel häufiger zum Eingriff kommen, entscheidend. Die Beharrungstemperatur des Öls soll 70° nicht überschreiten.

Die Reibungsarbeit ist durch das Produkt des Zahndrucks  $P$  und der mittleren Gleit-



geschwindigkeit der Flanken gegeben. Die letztere wächst verhältnismäßig der Relativgeschwindigkeit der Wälzylinder, also auch verhältnismäßig  $\omega_1 \pm \omega_2$  oder  $n_1 \pm n_2$ . An Außengetrieben ist das +, an Innengetrieben das - Zeichen zu benutzen. Mithin ist das Produkt:

$$P(n_1 \pm n_2) = \frac{U}{\cos \alpha} (n_1 \pm n_2)$$

oder, da der Eingriffswinkel  $\alpha$  praktisch nur geringen Schwankungen unterliegt,

$$U(n_1 \pm n_2)$$

maßgebend. Bezieht man dasselbe auf einen Zahn am kleinen Rade mit  $z_1$  Zähnen und auf 1 cm Breite, so findet man in der Größe:

$$\frac{U(n_1 \pm n_2)}{b z_1} \approx w' \quad (568)$$

ein Vergleichsmaß für beliebige Getriebe. Ist  $w'$  nach Erfahrungen an ähnlichen Getrieben bekannt, so ergibt sich daraus die Mindestbreite der Zähne:

$$b \approx \frac{U(n_1 \pm n_2)}{w' \cdot z_1} \quad (569)$$

Für große Schiffs- und Dampfturbinengetriebe ist nach dem Taschenbuch der Hütte, 25. Aufl., Bd. II, S. 188  $w' < 15000$ , für Flugmotorengetriebe, die gut geschmiert und durch den äußeren Luftzug stark gekühlt werden,  $w' < 30000$  zulässig.

Gilt es die Wärme durch besondere Kühlung abzuführen, so findet man die Kühlleistung aus dem Reibungsverlust an Hand des Wirkungsgrades  $\eta$  des Getriebes, sofern man annimmt, daß die gesamte Reibungsarbeit abzuführen ist:

$$Q = \frac{A_R}{427} = \frac{(1 - \eta) \cdot N \cdot 75}{427} = 0,176 (1 - \eta) \cdot N \frac{\text{kcal}}{\text{sek}} \quad (570)$$

#### 4. Die zulässige Belastung der Zähne.

Die zulässige Belastung, gekennzeichnet durch die Belastungszahl  $k$ , ist im wesentlichen nach drei Gesichtspunkten zu wählen:

- a) nach dem Werkstoff der Zähne,
- b) nach der Umfangsgeschwindigkeit,
- c) nach Art und Dauer des Betriebes.

Zu a). Einfluß des Werkstoffes der Zähne. Für das am meisten verwandte Gußeisen pflegt man von einer Biegebeanspruchung durch schwellende Kräfte  $k_b = 300 \text{ kg/cm}^2$  auszugehen und dementsprechend  $k = 0,06 \cdot k_b$  bis  $0,07 \cdot k_b = 18$  bis 21 zu wählen, ein Wert, der unter sehr günstigen Betriebsverhältnissen, d. h. bei sehr geringen Geschwindigkeiten, stoßfreiem Lauf, selten eintretender Vollast und bearbeiteten Zähnen, auf 24 und bei gleichzeitiger Verwendung von Gußeisen großer Festigkeit auf 30 ( $k_b = 430 \text{ kg/cm}^2$ ) gesteigert werden kann. Im folgenden ist nach dem Vorschlage von Prof. Nietzen die zuletzt angeführte Zahl als Ausgangswert, als Belastungsgrundzahl  $k_0 = 30$  benutzt. Sie wird bei der Ermittlung der Belastungszahl  $k$  unter irgendwelchen Umständen mit Zahlen  $\xi_1, \xi_2, \xi_3 \dots$  multipliziert, die auf einfache Weise die einzelnen unter a) bis c) angeführten Einflüsse zu berücksichtigen gestatten, so daß:

$$k = k_0 \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \dots = 30 \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \dots \quad (571)$$

$\xi_1$  ermöglicht, die Belastungszahlen für andere Werkstoffe zu ermitteln, wenn die eben erwähnten sehr günstigen Betriebsbedingungen vorliegen; es kann der Zusammenstellung 150 entnommen werden. In der letzten Spalte derselben sind die zugehörigen, zulässigen Biegespannungen  $k_b = \frac{k_0 \cdot \xi_1}{0,07}$  angeführt. Wenn diese Werte im Vergleich mit den Zahlen der Zusammenstellung 2, S. 12, ziemlich hoch sind, so ist zu beachten, daß sie tatsächlich nur selten erreicht werden, weil  $k$  gewöhnlich durch  $\xi_2, \xi_3 \dots$  in Rücksicht auf die übrigen Betriebsbedingungen erniedrigt wird.



Sehr günstige Betriebsverhältnisse vorausgesetzt, könnte z. B. die Teilung an einem Stahlgußrad, das unter sehr geringer Geschwindigkeit arbeitet, mit:

$$k = k_0 \cdot \xi_1 = 30 \cdot (1,8 \dots 2,5 \dots (3)) = 54 \dots 75 \dots (90)$$

berechnet werden.

Zusammenstellung 150.

Werte für  $\xi_1$  zur Ermittlung der Belastungszahlen an Zahnrädern aus verschiedenen Werkstoffen im Vergleich mit denjenigen aus Gußeisen von hoher Festigkeit.

	$\xi_1$	$k_b$	
Gußeisen hoher Festigkeit . . . . .	1,0	430	kg/cm <sup>2</sup>
Gewöhnliches Gußeisen . . . . .	0,8	340	„
Stahlguß je nach Güte . . . . .	1,8 ... 2,5 ... (3)	770 ... 1100 ... (1300)	„
Geschmiedeter Siemens-Martinstahl . . . . .	2,8 ... 3,3	1200 ... 1400	„
Werkzeugstahl . . . . .	3,3	1400	„
Nickelstahl, ungehärtet . . . . .	3 ... 4	1300 ... 1700	„
Chromnickelstahl, im Einsatz gehärtet und geschliffen	5 ... 9	2100 ... 3900	„
an Kraftwagen- und Flugzeuggetrieben, vgl. Abb. 1898	8 ... 12	3400 ... 5200	„
Deltametall gegossen . . . . .	2,4	1000	„
Deltametall geschmiedet . . . . .	2,7	1150	„
Phosphorbronze . . . . .	1,7	730	„
Rotguß . . . . .	1,3	560	„
Rohhaut . . . . .	0,5	215	„
Rohhaut unter erheblicher Verminderung der Lebensdauer . . . . .	bis 1,0	430	„
Unika-Papierstoff . . . . .	0,5	215	„
Silkkurit . . . . .	1,0	430	„
Weißbuchenholz, bei 0,6 t Wurzelstärke . . . . .	0,25 ... 0,33	110 ... 140	„

Zu b). Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit. Wie schon hervorgehoben, gewinnen mit steigender Umfangsgeschwindigkeit selbst kleine Ausführungsfehler in der Zahnform und -teilung immer größeren Einfluß und machen sich durch unruhigen Gang, Stoßen und Lärmen der Räder bemerkbar. Und zwar steigt ihre Wirkung mit dem Quadrat der Geschwindigkeit, wie im folgenden nachgewiesen ist.

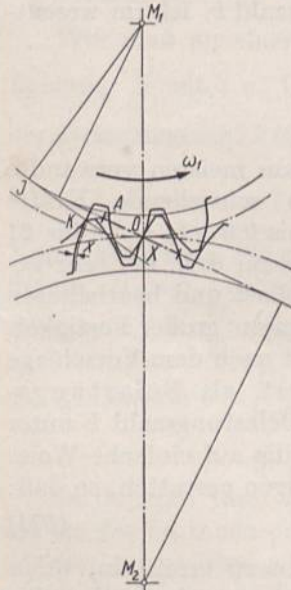


Abb. 1895. Wirkung des Kopfkanteneingriffs.

Aus Abb. 1895, wo das obere Rad treibend angenommen ist, erhellt, daß der Eingriff zweier Zähne am Fuß des treibenden, am Kopf des getriebenen im Punkte A beginnen muß, wenn die Flanken evolventische Form und genaue Teilung besitzen, wie gestrichelt dargestellt ist. Besteht aber ein durch die ausgezogene Linie gekennzeichnete Teilungsfehler von der Größe  $x$ , so trifft die Kopfkante des getriebenen Rades schon im Punkte K auf die Flanke des treibenden und wird von diesem unter einer Übersetzung mitgenommen, die durch den Schnittpunkt X des Lotes auf der treibenden Zahnflanke im Punkte K oder durch die vom Punkte K an den Grundkreis gelegte Tangente JKX gegeben ist. Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega'_2$ , auf die dabei theoretisch das getriebene Rad plötzlich, also stoßweise, gebracht wird, ist  $\omega'_2 = \omega_1 \frac{M_1 X}{M_2 X} = \omega_1 \cdot u'$  statt der bei richtigem Eingriff sich einstellenden in Höhe von  $\omega_2 = \omega_1 \frac{M_1 O}{M_2 O} = \omega_1 \cdot u$ , wenn  $u$  die Übersetzung ist. Schon

geringe Flankenfehler erzeugen sehr beträchtliche Geschwindigkeitsschwankungen und Störungen, wie der Vergleich von  $x$  mit  $OX$  anschaulich zeigt.

Im Fall der Abb. 1895 findet, sofern die Berührung zwischen den Zähnen infolge des Stoßes nicht überhaupt aufhört, auf dem Stück  $KA$  des Kopfkreises Kanten-



eingriff statt; erst im Punkte *A* schließt sich dann regelrechter Flächeneingriff an. Naturgemäß beschädigt die Kante bei der stoßhaften und schabenden Wirkung des Eingriffs sehr leicht den Fuß des Gegenzahnes. Näheres über die Wirkung von Fehlern der Zahnformen siehe (XXV, 2).

Ist  $J_1$  das Trägheitsmoment der treibenden,  $J_2$  dasjenige der getriebenen Teile der Anlage, so ist die in den treibenden vor dem Stoß aufgespeicherte Energie  $\frac{J_1 \cdot \omega_1^2}{2}$ , diejenige in den getriebenen  $\frac{J_2 \cdot \omega_2^2}{2} = \frac{J_2 \cdot \omega_1^2 u^2}{2}$ . Durch den Stoß werden die treibenden Teile verzögert, die getriebenen beschleunigt; sie nehmen unter der Voraussetzung, daß die Berührung an den Zahnflanken nicht aussetzt, Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_1''$  und  $\omega_2'' = \omega_1'' \cdot \frac{M_1 X}{M_2 X} = \omega_1'' u'$  an, die sich aus:

$$\omega_1'' \cdot J_1 + \omega_2'' \cdot J_2 = \omega_1'' \cdot J_1 + \omega_1'' \cdot u' \cdot J_2 = J_2 (\omega_2' - \omega_1')$$

zu

$$\omega_1'' = \frac{J_2 (\omega_2' - \omega_1')}{J_1 + u' \cdot J_2}$$

ergeben. Damit beträgt der Stoß, der auf die treibenden Teile entfällt:

$$\frac{J_1}{2} [(\omega_1'')^2 - \omega_1^2],$$

während der auf die getriebenen wirkende:

$$\frac{J_2}{2} [(\omega_2'')^2 - \omega_2^2] = \frac{J_2}{2} [(\omega_1'' u')^2 - (\omega_1 u)^2]$$

ist. Der Stoß wächst mit dem Quadrat der Winkel —, demnach auch der Umfangsgeschwindigkeit; er kann recht erhebliche Werte annehmen und bis zum Druckwechsel und äußerst ungünstigem Hin- und Herschlagen der Zähne unter wechselnder Beanspruchung führen. Die Dämpfung derartiger Stöße ist praktisch um so wichtiger, je bedeutender die Laufgeschwindigkeit ist. Mittel dazu sind: die nötige Sorgfalt bei der Ausführung der Verzahnung auf genau arbeitenden Maschinen, Wahl stark elastischen Werkstoffs für die Zähne, Verminderung der Massen (schon diejenige eines der zusammenarbeitenden Teile ist vorteilhaft und genügt häufig), Einschaltung von federnden Zwischengliedern, sichere und möglichst unmittelbare Lagerung und richtiger Zusammenbau der Getriebe in genügend steifen Gestellen oder Gehäusen. Denn Durchbiegungen und Schwingungen zu schwacher oder zu langer Wellen, sowie Abnutzungen zu klein bemessener Lager rufen ähnliche Eingriffstörungen, wie eben besprochen, hervor und können den Gang von Zahntrieben erheblich verschlechtern.

Die allmähliche Überleitung des Druckes von einem Zahn zum anderen begünstigt man durch Abrunden der Kopfkanten des getriebenen Rades, freilich unter Verminderung des Überdeckungsgrades, ferner durch die unten näher behandelten Schräg- oder Pfeilzähne. Trotz alledem nicht vermeidbare Fehler gleicht man durch Schaffen eines Ölpolsters an den Flanken aus, indem man zähes Öl in die Eingriffstelle spritzt.

Großen Einfluß auf den Gang der Getriebe hat die Abnutzung nicht allein weil das Flankenspiel vergrößert wird, sondern auch, weil die Veränderung der Gestalt der Flanken die Gleichförmigkeit der Übertragung beeinträchtigt. Darin ist das zunehmende Lärmen abgenutzter Zahnräder begründet. Die Abnutzung ist von den Gleitverhältnissen, namentlich aber von der Flächenpressung an den Zahnflanken abhängig, die geringer ausfällt, wenn die Zähne größer und kräftiger sind. Das ist der wichtigste Grund für die Wahl um so niedrigerer Werte für die Biegebeanspruchung  $k_b$ , oder die Belastungszahl  $k$ , je höher die Geschwindigkeit ist. Vorteilhaft sind ferner große Breite und Überdeckung, jene weil der Flächendruck an der Berührungsstelle unter der Voraussetzung gleichmäßigen Anliegens der Zähne umgekehrt verhältnismäßig der Zahnbreite ist, diese, weil die Kraft von mehreren Zähnen unter entsprechender Erniedrigung der Pressung aufgenommen wird. Mit zunehmender Geschwindigkeit wählt



man daher größere Teilungen, Breiten und Zahnzahlen, andererseits geringere Übersetzungen.

Rechnerisch berücksichtigt man den Einfluß der Geschwindigkeit auf  $k$  durch den Beiwert  $\xi_2$  nach Abb. 1895a. Die obere ausgezogene Kurve gilt für gut bearbeitete, die untere, gestrichelte für unbearbeitete Zähne. Sie geben Mittelwerte aus zahlreichen Angaben verschiedener Firmen und Quellen wieder und folgen annähernd den Gleichungen:

$$\xi_2 = \frac{10}{v + 10} \tag{571a}$$

für bearbeitete und

$$\xi'_2 = \frac{9}{v + 10} \tag{571b}$$

für unbearbeitete Zähne, von denen sich (571a) aus der später angeführten Formel (573) durch Division mit  $k_0 = 30$  herleiten läßt.

Beispielweise wäre für gewöhnliches Gußeisen bei gleichmäßigem ruhigen Betriebe, 5 m/sec Umfangsgeschwindigkeit und bearbeiteten Zähnen:

$$k = k_0 \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 = 30 \cdot 0,8 \cdot 0,67 = 16,$$

für unbearbeiteten Stahlguß bei ruhigem Betriebe und 1,5 m/sec Laufgeschwindigkeit je nach Güte:

$$k = 30 \cdot (1,8 \dots 2,5 \dots (3)) \cdot 0,78 = 42 \dots 58 \dots (70)$$

zulässig.

Zu c). Einfluß der Art und Dauer des Betriebes. Es ist selbstverständlich, daß die größten vorkommenden Kräfte für die Berechnung auf Festigkeit maßgebend

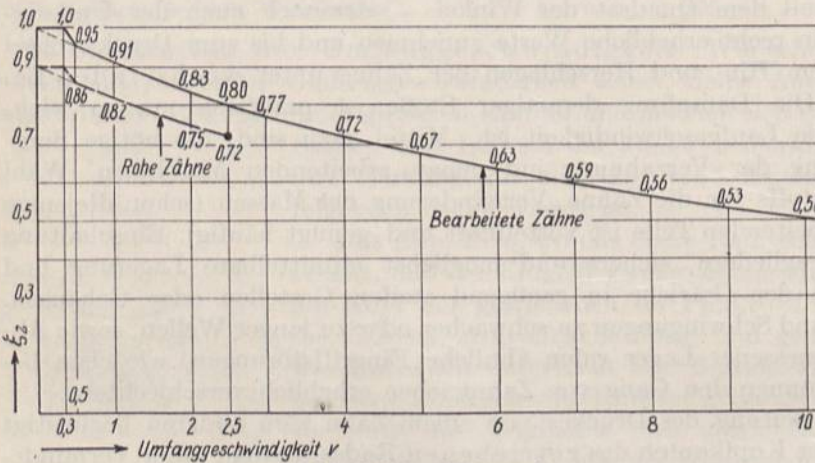


Abb. 1895a. Beiwert  $\xi_2$ .

sind. So dürfen an rasch anlaufenden Trieben die Beschleunigungskräfte nicht vernachlässigt werden. Ist ihre genaue Ermittlung unsicher oder beim Auftreten von Stößen, etwa an Walzen oder bei plötzlichen Richtungswechseln infolge des Flankenspiels, nicht möglich, so wird man durch Herabsetzen der sonst üblichen

Werte für  $k$  genügende Sicherheit schaffen. Von großem Einfluß ist die Dauer des Betriebes. Sie macht sich vor allem in Abnutzung und Erwärmung geltend.

Bei seltenem oder oft durch Stillstände unterbrochenem Betriebe können höhere Belastungen zugelassen werden als bei ununterbrochenem Lauf, bei dem die Erhaltung des richtigen Eingriffs und der Zahnform besonders wichtig ist. Betrieblich von großer Bedeutung ist die Wartung, insbesondere gute Schmierung der Räder, welche die Reibung, Abnutzung und Erwärmung erheblich vermindern kann. In Öl laufende Getriebe dürfen höher belastet werden, als schlecht geschmierte oder gar der Einwirkung von Schmutz und Staub oder dem Rosten ausgesetzte.

Beispielweise sind für Zahnräder an Handwinden lediglich die Kräfte maßgebend, da die Umfangsgeschwindigkeiten sehr gering sind und Handwinden für Dauerbetrieb nicht in Frage kommen. Allerdings pflegt man mit der Teilung der gelegentlich auftretenden Stöße durch plötzliches Anhängen der Last und anderer Zufälligkeiten wegen nicht unter  $8\pi$  zu gehen. Es genügen unbearbeitete Zähne. Dagegen sind bei elek-



trisch angetriebenen Hebezeugen die Betriebsverhältnisse sorgfältig zu berücksichtigen. Hüttenwerkkrane, die dauernd mit voller Last, oft unter ungünstigen Bedingungen in bezug auf Instandhaltung und Wartung arbeiten, müssen erheblich geringere Beanspruchungen an den Zahnrädern aufweisen als die Hubwerke gewöhnlicher Werkstattkrane, die selten die volle Last zu heben haben und deren Betrieb häufige Ruhepausen aufweist. Bei beiden Arten ist an den Vorgelegen in der Nähe des Antriebmotors auf die größere Umlaufgeschwindigkeit Rücksicht zu nehmen. Sorgfältige Bearbeitung, mindestens der rascher laufenden Vorgelege, ist geboten.

Bei Hebemaschinen lassen sich die Betriebsverhältnisse durch den Wert  $\xi_3$ , Abb. 1895 b, berücksichtigen. Beispielweise darf ein Zahnrad aus Stahlguß hoher Festigkeit für einen Hüttenwerkkran, der fast ständig unter Vollast und in schwerem Betrieb arbeitet, bei 2 m/sek Umfangsgeschwindigkeit mit:

$$k = k_0 \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 = 30 \cdot 3 \cdot 0,83 \cdot 0,5 = 37$$

berechnet werden.

Kennlinien, ähnlich denjenigen der Abb. 1895 b, gelten aber auch auf anderen Gebieten des Maschinenbaues, z. B. für Werkzeugmaschinen, wo Pressen, Scheren und Stanzen leichter und schwerer Bauart entsprechende Beispiele liefern. Auf Schätzungen ist man dagegen im Falle stoßweiser Wirkung und periodischer Schwankungen der Kräfte angewiesen, wobei es wichtig ist, Vorsorge gegen zu rasche Abnutzung einzelner Zähne zu treffen.

Wie schon erwähnt, gilt der Ausgangswert  $k_0$  für Gußeisen hoher Festigkeit bei schwelender Belastung der Zähne. Diese liegt z. B. im Hebemaschinenbau bei den meisten Hubwerken vor. Die gleichen Zahlen werden aber in der Regel auch bei der Berechnung der Fahr- und Schwenkwerke benutzt, trotzdem dort durchweg wechselnde Belastung vorliegt. Das ist darin begründet, daß die bei Zahnbrüchen entstehende Gefahr geringer als beim Hubwerk ist. Wo diese oder ähnliche Voraussetzungen nicht zutreffen, wird man die Belastungszahl niedriger wählen. Das kann rechnerisch durch einen weiteren Beiwert  $\xi_4$  geschehen. In den meisten Fällen wird  $\xi_4 = 0,85$  ausreichen, unter besonders ungünstigen Umständen wird man auf die Wöhlersche Zahl 0,5 gehen.

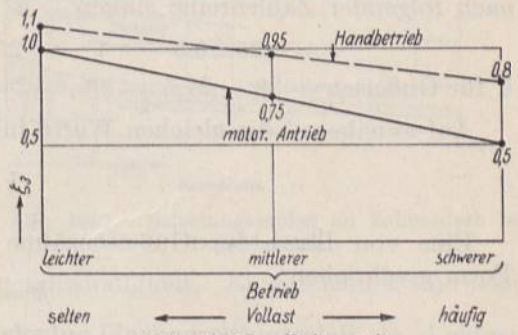


Abb. 1895 b. Beiwert  $\xi_3$ .

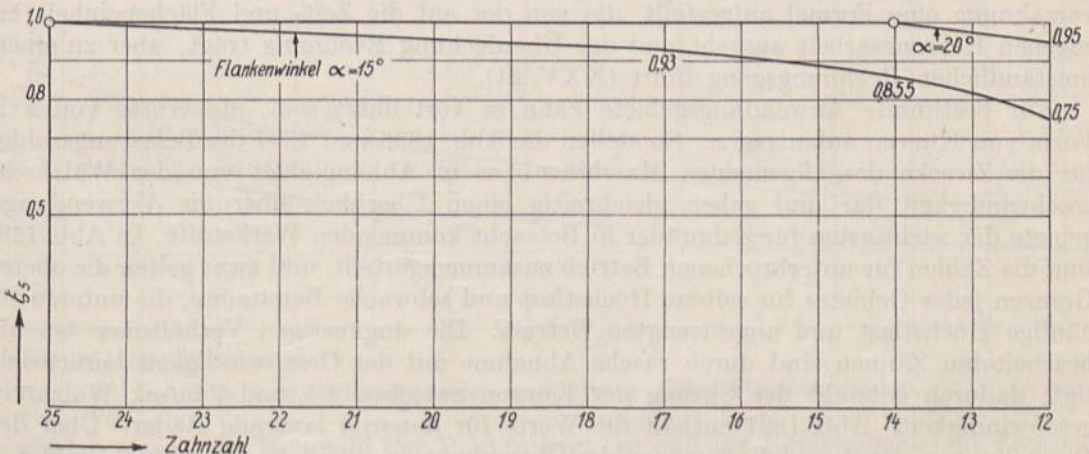


Abb. 1895 c. Beiwert  $\xi_5$ .

Häufig kommt der Fall vor, daß die Zähne beim Betriebe wiederholt in der einen Richtung belastet werden, ehe der Wechsel eintritt, so daß die Inanspruchnahme zwischen den auf S. 12 näher erläuterten Fällen schwelender und wechselnder Belastung liegt.



Schließlich läßt sich die Schwächung unterschrittener Zähne durch  $\xi_5$  nach Abb. 1895c berücksichtigen, in der die beiden langsam fallenden Kurven von den auf S. 1046 ermittelten Grenzzahnzahlen 25 und 14 ausgehen. Da sich aber Unterscheidungen auf Grund der Ausführungen auf S. 1040 bis 1050 vermeiden lassen, wird man  $\xi_5$  bei neuzeitlichen Ausführungen nur in Ausnahmefällen einzusetzen haben.

Die übliche Einteilung der Räder in die zwei Gruppen Kraft- und Arbeitsräder, von denen die erste im wesentlichen zur Übertragung von Kräften bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten dient, während die andere durch die Weiterleitung großer Mengen mechanischer Arbeit bei in der Regel hoher Umfangsgeschwindigkeit gekennzeichnet ist, trägt der Mannigfaltigkeit der Betriebsverhältnisse nicht genügend Rechnung. Zahnradtriebe sollten vielmehr in jedem einzelnen Falle auf die erwähnten Gesichtspunkte hin untersucht werden.

Im folgenden sind einige weitere Formeln und Sonderwerte zusammengestellt.

Mit zunehmender Geschwindigkeit läßt Stolzenberg & Co.  $k$ , fußend auf einer von Reuleaux angegebenen Formel, jedoch unter Erhöhung der Biegebeanspruchung guten Gußeisens von 300 auf 400 kg/cm<sup>2</sup>:

$$k = \frac{316}{v + 11} \quad (572)$$

nach folgender Zahlenreihe sinken

$v = 0,25$	$0,5$	$1$	$2$	$3$	$5$	$7$	$9$	$11$	$13$	$15$
$k$ für Gußeisen = 28	27,5	26	24	22,5	20	17,5	15,5	14,5	13	12

Auf annähernd die gleichen Werte führt die von Dubbel angeführte Formel:

$$k = \frac{300}{v + 10} \quad (573)$$

Eine von Bach für Gußeisenzähne aufgestellte Beziehung lautet, in allgemeiner Form geschrieben:

$$k = k_0 - a \sqrt{n}, \quad (574)$$

wobei  $k_0$  als Belastungsgrundzahl aufgefaßt werden kann, die, ebenso wie der Festwert  $a$  von der Güte des Gußeisens und dem Zustande der Zahnflanken abhängt. Da die Formel jedoch von den Drehzahlen  $n$  ausgeht, gibt sie den Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit nicht richtig wieder, führt bei hohen Drehzahlen zu sehr niedrigen Werten für  $k$  und bei  $n = \left(\frac{k_0}{a}\right)^2$  sogar zu  $k = 0$ . Stribeck hat für rasch laufende Räder mit Zykloidenverzahnung eine Formel aufgestellt, die von der auf die Zeit- und Flächeneinheit bezogenen Reibungsarbeit ausgeht und der Überdeckung Rechnung trägt, aber zu einem umständlichen Rechnungsgang führt (XXV, 21).

Für bestimmte Anwendungsgebiete kann es vorteilhaft sein, die Werte von  $k$  in Form von Kurven aufzutragen. So stellen die Abb. 1896 und 1897 die Belastungszahlen für die Zwecke des allgemeinen Maschinenbaus in Abhängigkeit von der Wälzkreisgeschwindigkeit dar und geben gleichzeitig einen Überblick über die Verwendungsgebiete der wichtigsten für Zahnräder in Betracht kommenden Werkstoffe. In Abb. 1896 sind die Zahlen für unterbrochenen Betrieb zusammengestellt, und zwar gelten die oberen Grenzen jedes Gebietes für seltene Höchstlast und schwache Benutzung, die unteren für häufige Höchstlast und angestregten Betrieb. Die ungünstigen Verhältnisse bei unbearbeiteten Zähnen sind durch rasche Abnahme mit der Geschwindigkeit berücksichtigt; dadurch entsteht der Sprung der Kurven zwischen 1,5 und 2 m/sek Wälzkreisgeschwindigkeit. Abb. 1897 enthält die Werte für dauernd laufende Räder. Über den Darstellungen von  $k$  sind die Grenzen der Übersetzungen  $u$  und die Mindestzahnzahlen  $z_1$  des Kleinrades angegeben.

Abb. 1898 zeigt die im Kraftwagenbau üblichen hohen Werte, wie sie aus den Bremsleistungen der Motoren bei Wirkungsgraden von 0,95 im Getriebekasten und 0,90 an den Treibachsen berechnet wurden. Die durch einen Kreis gekennzeichneten, vor-



wiegend im rechten Teil der Abbildung liegenden Werte gelten für Flugzeuggetriebe und stammen aus einer Zusammenstellung in der Z. V. d. I. 1920, S. 318. Bei den durch  $K$  hervorgehobenen Kegelrädern sind die an den mittleren Wälzkreisen gemessenen Größen zugrunde gelegt. Wenn auch die Einzelwerte, namentlich bei geringen Geschwindigkeiten untereinander recht bedeutende Abweichungen aufweisen, so ergibt sich unter Außerachtlassung der Gruppe sehr hoher Werte auch hier ein deutliches

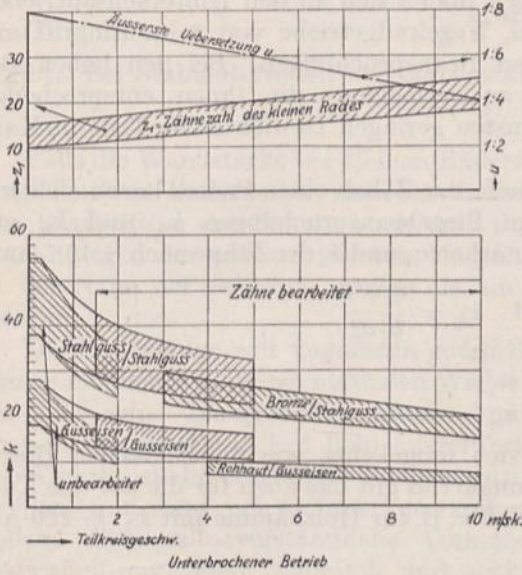


Abb. 1896. Belastungszahlen an Zahnradern bei unterbrochenem Betrieb.

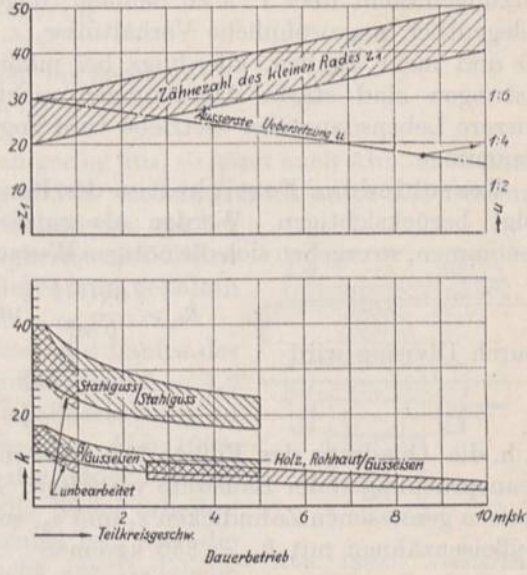


Abb. 1897. Belastungszahlen an Zahnradern bei Dauerbetrieb.

Fallen der Zahlen mit zunehmender Wälzkreisgeschwindigkeit. Eingezeichnet sind noch die Linien:

$$k = k_0 \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 = 30 \cdot 8 \cdot \frac{10}{v + 10} \text{ und } 30 \cdot 12 \cdot \frac{10}{v + 10}$$

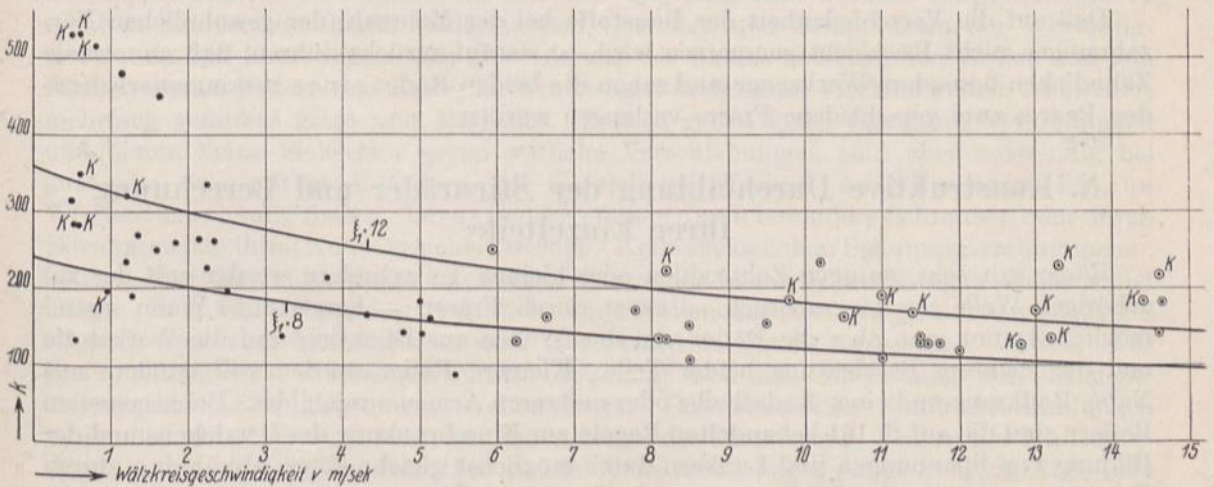


Abb. 1898. Belastungszahlen an Kraftwagen- und Flugzeuggetrieben.

zwischen denen die Mehrzahl der Punkte liegt, so daß für Kraftwagen- und Flugzeuggetriebe  $\xi_1 = 8$  bis 12 gelten darf. Die hohen Zahlen sind naturgemäß nur bei Verwendung hochwertiger Baustoffe, vergüteter und gehärteter Nickel- und Chromnickelstähle, mit hohen Streckgrenzen bei sorgfältigster Ausführung und Durchbildung der Verzahnung ohne Unterscheidungen zulässig. So benutzt die Daimler



Gesellschaft in Coventry nach Stahl und Eisen 1913, S. 1909 für die Stirnraddifferentiale an Kraftomnibussen Chromnickelstahl, der vor der Härtung 6980 bis 7450 kg/cm<sup>2</sup> an der Fließgrenze und 8850 bis 9300 kg/cm<sup>2</sup> Bruchfestigkeit bei 23 bis 26% Dehnung, nach der Härtung 15800 kg/cm<sup>2</sup> an der Streckgrenze, 16750 kg/cm<sup>2</sup> Bruchfestigkeit bei 12 bis 15% Dehnung zeigt. Vgl. auch Zusammenstellung 27, S. 88. Bei den rasch laufenden Wechsellrädern pflegt man meist nicht weniger als 12 Zähne am kleinen Rade und Übersetzungen nicht über 1 : 3 zu nehmen; dagegen finden sich an den Hinterachsenantrieben gelegentlich ungewöhnliche Verhältnisse, z. B. Kegelradgetriebe von 8 im Eingriff mit 50 und mehr Zähnen, allerdings bei mäßigen Beanspruchungen. Bei den hohen Belastungen sind starke Abnutzungen nicht zu vermeiden; die ihnen entsprechende kürzere Lebensdauer der Getriebe wird zugunsten geringen Gewichts der Teile in Kauf genommen.

Verschiedene Festigkeiten der Baustoffe der Zähne eines Paares lassen sich wie folgt berücksichtigen. Werden als zulässige Biegebeanspruchungen  $k_{b_1}$  und  $k_{b_2}$  angenommen, so ergeben sich die nötigen Wurzelstärken  $a_1$  und  $a_2$  der Zähne nach S. 1067 aus:

$$k_{t_1} = \frac{6 \cdot U \cdot l}{b \cdot a_1^2} \quad \text{und} \quad k_{t_2} = \frac{6 \cdot U l}{b \cdot a_2^2}.$$

Durch Division wird:

$$\frac{a_1^2}{a_2^2} = \frac{k_{t_2}}{k_{b_1}},$$

d. h. die Quadrate der Fußstärken müssen sich umgekehrt wie die zulässigen Biegebeanspruchungen der Baustoffe verhalten. Annähernd gilt das auch für die auf den Teilkreisen gemessenen Zahndicken  $s_1$  und  $s_2$ , so daß z. B. für Holzkämme mit  $k_{b_1} = 120$  auf Gußeisenzähnen mit  $k_{b_2} = 350$  kg/cm<sup>2</sup>:

$$\frac{s_1}{s_2} = \sqrt{\frac{350}{120}} = 1,71,$$

wird, woraus, da bei spielfreien Zähnen  $s_1 + s_2 = t$  ist, die Zahnstärke am gußeisernen Rad  $s_2 = 0,37 t$ , die Stärke der Holzkämme  $s_1 = 0,63 t$  folgt, in guter Übereinstimmung mit dem gebräuchlichen Maß  $s_1 = 0,6 t$ , das man bei geringem Flankenspiel zu nehmen pflegt.

Daß auf die Verschiedenheit der Baustoffe bei der Mehrzahl der gewöhnlichen Verzahnungen nicht Rücksicht genommen wird, ist darauf zurückzuführen, daß unnormale Zahndicken besondere Werkzeuge und schon die beiden Räder eines zusammenarbeitenden Paares zwei verschiedene Fräser verlangen würden.

## N. Konstruktive Durchbildung der Stirnräder und Berechnung ihrer Einzelteile.

Räder mit sehr geringen Zahnzahlen oder kleinen Teilzylindern werden mit der zugehörigen Welle aus einem Stück — meist durch Fräsen — hergestellt. Wenn irgend möglich, trennt man aber die Räder von den Wellen aus Rücksicht auf die Werkstoffe und die leichtere Bearbeitung beider Teile. Kleinere Räder werden voll, größere mit Nabe, Radkranz und einer Radscheibe oder mehreren Armen ausgebildet. Bei gegossenen Rädern sind die auf S. 161 behandelten Regeln zur Einschränkung des Verziehens und der Bildung von Spannungen und Lunkern durch möglichst gleichmäßige Abkühlung, durch Fernhalten von Ansammlungen und durch allmähliche Übergänge besonders zu beachten; wenn nötig, müssen die zu erwartenden Spannungen durch Sprengen oder Teilen der Räder unschädlich gemacht werden.

Die Nabe vermittelt die Übertragung des Drehmomentes zwischen Rad und Welle; sie muß wegen des Auftreibens und der sprengenden Wirkung etwaiger Keile kräftig gehalten werden. Als Maß für die Nabenwandstärke  $\delta$  kann bei Gußeisen:

$$\delta = 0,4d + 1 \text{ cm} \quad (575)$$



gelten, oder bei ungewöhnlichen Abmessungen der Welle nach Bach:

$$\delta = \frac{1}{5} \left( d' + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm} \quad \text{bis} \quad \frac{1}{4} \left( d' + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm}, \quad (576)$$

wobei  $d$  die Nabenbohrung,  $d'$  den zur Übertragung des Momentes  $U \cdot R$  rechnermäßig nötigen Wellendurchmesser bedeutet, der sich aus:

$$\frac{1}{5} k_a \cdot d'^3 = U \cdot R$$

ergibt. Bei Stahlguß finden sich Nabenstärken bis herab zu:

$$\delta = 0,3d.$$

Fällt die Wandstärke bei kleinen Rädern zu gering aus, so kann nach Abb. 1899 durch Angießen von Endscheiben eine Verstärkung erzielt werden, freilich unter Erschwerung der Bearbeitung der Zähne; auch muß die Zahnbreite solcher Räder wegen der unvermeidlichen Ungenauigkeiten der Zähne in der Nähe der Scheiben größer als am Gegenrade gehalten werden.

Die Nabenlänge soll zugunsten guten Sitzes und Laufes des Rades möglichst groß, bei normalen Wellen mindestens  $L = 1,2$  bis  $1,5d$  sein. Lange Naben können, um an Bearbeitung zu sparen, im mittleren Teil hohl ausgeführt werden, Abb. 1998.

Wichtig ist die sorgfältige Befestigung der Räder auf den Wellen, und zwar um so mehr, je rascher die Räder arbeiten sollen. Eine selbstverständliche Voraussetzung ist, daß die Nabenbohrung genau zentrisch und senkrecht zur Radebene liegt, weil sonst die Zähne ecken, unruhig laufen und ungleichmäßige Abnutzung erfahren. Ungeteilte Räder werden mit Fest-sitz aufgepaßt, wenn sie dauernd an derselben Stelle sitzen sollen oder, wie bei Straßenbahnmotoren, doch nur selten nach eingetretener Abnutzung ersetzt werden müssen. Haftsitz genügt für die Zahnräder der Arbeitsspindeln der Drehbänke und für Steuerräder, die öfter ein- und ausgebaut werden. Engen Laufsitze erhalten die verschiebbaren Räder in den Getriebe- und Schaltkästen der Werkzeugmaschinen und Kraftwagen. Zur Übertragung der Kräfte zwischen den Wellen und den Rädern dienen Federn und Keile; an Kraftwagen findet man Vierkantwellen, Abb. 1912, mehrfach genutete Sitze und ähnliches. Federn geben keine Spannungsverbindungen und bieten keine Sicherheit gegen seitliche Verschiebungen, sind aber notwendig bei aus- oder umschaltbaren Rädern, wie sie sich bei Wechsel- und Wendegetrieben, an Winden usw. häufig finden. Lange Federn müssen durch besondere Schrauben oder durch Einstemmen in ihren Nuten gesichert werden. Keile ermöglichen Spannungsverbindungen, können aber die Räder durch unrichtiges Eintreiben leicht in unzulässiger Weise schief ziehen. Zum Eintreiben, soweit es nicht vom Wellenende her erfolgt, müssen genügend lange Nuten, zum Lösen Nasen oder durchlaufende Nuten vorgesehen werden. Für große, namentlich wechselnde Kräfte empfiehlt sich die Anwendung von Tangentkeilen, Abb. 1998, auf einem Wellenabsatz. Gut zentrische Zahnradverbindungen zeigen die Abb. 1900 und 1901, bei denen Kegel die Zentrierung, Federn die Kraftübertragung übernehmen. In Abb. 1900 ist die Welle selbst kegelig abgedreht, in Abb. 1901 eine geschlitzte kegelige Spannbüchse zwischen Welle und Rad eingeschaltet, die sich gegen einen niedrigen Absatz stützt und auf welcher das Rad durch eine Kopfschraube verspannt wird. Alle Schrauben sind gut zu sichern.

Die Stärke des Radkranzes kann mit  $0,5$  bis  $0,6t$  angenommen werden. Nur bei großem Abstand zwischen den Armen werden je nach der Art der Armquerschnitte mittlere oder seitliche Versteifungsrippen, Abb. 1902, vorgesehen, weil die Kränze durch die radiale Seitenkraft des Zahndruckes auf Biegung in Anspruch genommen werden,

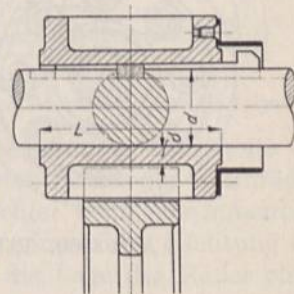


Abb. 1899. Verstärkung eines Kleinrades durch Endscheiben. Einhüllung des Nasenkeils.



Abb. 1903. Soll das Radmodell in axialer Richtung aus der Form herausgezogen werden, so sind schwache Neigungen der Radkranz-, Naben- und Armflächen, etwa im Verhältnis 1:20 vorteilhaft.

Zwischen Nabe und Kranz wird bei kleineren Rädern eine Scheibe, meist mit einigen Löchern, Abb. 1913, zum Aufspannen auf den Werkzeugmaschinen, bei größeren eine Reihe von Armen eingeschaltet. Ihre Zahl kann bei ungeteilten Rädern nach:

$$i = \frac{\sqrt{D \text{ mm}}}{7}, \tag{577}$$

bei geteilten nach:

$$i = \frac{\sqrt{D \text{ mm}}}{8} \tag{578}$$

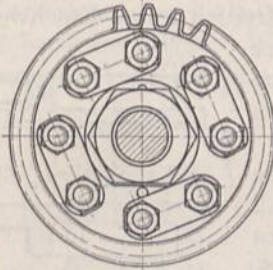


Abb. 1900. Rohhautritzel mit kegeligem Sitz.

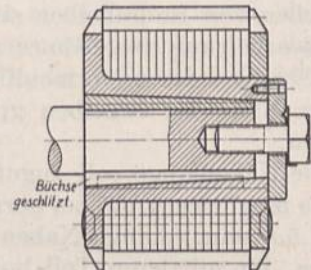
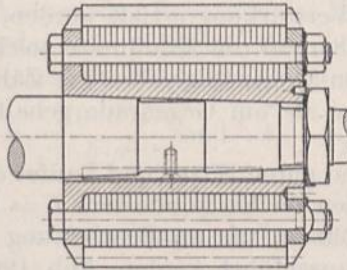


Abb. 1901. Rohhautritzel mit geschlitzter, kegelliger Büchse.

gewählt werden. Setzt man  $i = 3, 4, 5$  und  $6$  bei ungeteilten, gleich  $4, 6$  und  $8$  bei geteilten Rädern, so bekommt man die folgenden Grenzwerte der Durchmesser für die verschiedenen Armzahlen:

	3 Arme	4 Arme	5 Arme	6 Arme	8 Arme
an ungeteilten Rädern:	bis 600	von 600—990	von 990—1480	von 1480—2400 mm	
an geteilten Rädern:		bis 1600		von 1600—3100	von 3100—5100 mm

Teilungen von Rädern, die wegen des Aufsetzens auf die Wellen oder aus Rücksicht auf den Versand notwendig werden können, erfolgen zweckmäßig in einer Armebene, weil Kranzverbindungen, Abb. 1902 und 1903, zusätzliche Biegebeanspruchungen durch die Fliehkraft beim Laufen und oft schon durch das Anziehen der Schrauben bedingen, besonders bei der schlechten Bauart nach Abb. 1903.

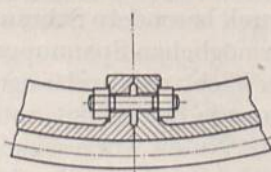
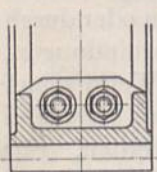


Abb. 1902. Kranzverbindung.

Gebrauchliche Armquerschnitte, in der Reihenfolge, wie sie von leichteren zu schwereren Rädern verwendet werden und zunehmende Widerstandsfähigkeit haben, zeigen die Abb. 1904 bis 1909. Nach dem

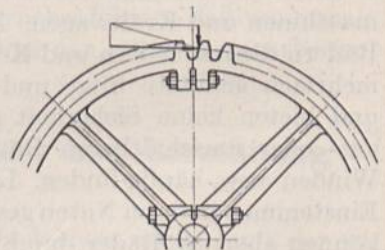


Abb. 1903. Unzweckmäßige, durch den Radialdruck und bei falschem Anziehen der Schraube stark auf Biegung beanspruchte Kranzverbindung.

Kranz zu verjüngt man die Arme etwa im Verhältnis 4:5 bis 3:4. Als erster Anhalt für die Dicke des Querschnitts kann die Kranzstärke dienen.

Die Arme werden im wesentlichen durch die Umfangskraft  $U$  am Hebelarm  $y$ , Abb. 1910, auf Biegung beansprucht; bei raschem Lauf ist noch die durch die Fliehkraft hervorgerufene Zugspannung zu berücksichtigen. Bei mehr als vier Armen nimmt man an, daß der vierte Teil von ihnen an der Übertragung des Momentes  $U \cdot y$  beteiligt ist, setzt also:

$$M_b = U \cdot y = \frac{i}{4} \cdot k_b \cdot W, \tag{579}$$



wenn  $W$  das Widerstandsmoment eines Armquerschnitts bedeutet. Dagegen muß bei vier oder weniger Armen jeder derselben zur Aufnahme des vollen Momentes genügen. Zur ersten Ermittlung des Widerstandsmoments reicht es aus, nur die in Abb. 1904 bis 1909 gestrichelten Flächen heranzuziehen, die in der Nähe der neutralen Faser liegenden Stege also zu vernachlässigen. Exzentrisch zur Radebene ausgebildete Querschnitte, wie 1906, sind wegen der gleichzeitigen Beanspruchung auf Drehung unvorteilhaft.

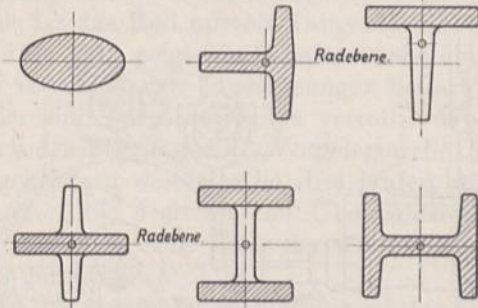


Abb. 1904 bis 1909. Übliche Armquerschnitte.

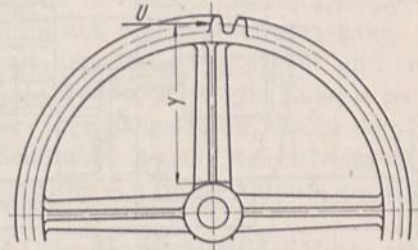


Abb. 1910. Zur Berechnung der Radarme.

Den Kleindrädern gibt man vielfach eine um einige Millimeter größere Zahnbreite als den Großrädern. Dadurch werden die ungünstiger beanspruchten Zähne der Kleindräder etwas verstärkt und geringe, nicht immer zu vermeidende Fehler beim Zusammenbau ausgeglichen, sowie das Spielen der Anker von Elektromotoren in axialer Richtung ermöglicht, wenn die Ritzel fliegend angeordnet sind. Ist aber die Lage der Räder eines Getriebes z. B. in einem Radkasten, der Seite nach festgelegt, so tut man gut, gleichbreite Räder zu verwenden, um Gratbildungen zu vermeiden. Bei elektromotorischem Antriebe wird dabei dem Spielen des Ankers durch Einschalten einer nachgiebigen Kuppelung zwischen Motor und Zahnrad Rechnung getragen.

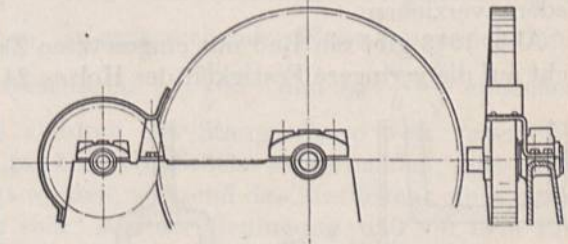


Abb. 1911. Schutzkappe.

Auch an Zahnradgetrieben müssen wie an allen bewegten Maschinenteilen vorspringende Schrauben, Keile u. dgl. wegen der Gefahr des Hängenbleibens und Mitgerissenwerdens vermieden oder sorgfältig eingeschalt werden, Abb. 1899 und 1911. Ungeschützte Nasenkeile haben schon manchen schweren Unfall herbeigeführt, für den gegebenenfalls der Konstrukteur verantwortlich gemacht werden kann. Liegt die Möglichkeit vor, mit der Hand oder den Kleidern in die ineinander greifenden Zähne zu geraten, so sind die Räder einzuhüllen, z. B. in geschlossene Radkästen zu legen, mindestens aber durch Schutzbleche beiderseits der Eingriffstelle, Abb. 1911, abzudecken, wenn sie nicht schon durch ihre Lage genügend geschützt sind. Kästen findet man namentlich bei Wechselgetrieben und ähnlichen Vereinigungen mehrerer Zahnräder an Werkzeugmaschinen, Kraftwagen, Winden usw. immer häufiger, Abb. 1912. Die Räder sind in ihnen auch vor Staub und Schmutz geschützt und werden durch Füllen der Kästen mit Fett oder Öl gleichzeitig gut geschmiert. Wichtig ist die sorgfältige Schmierung sehr rasch laufender Getriebe, wo das Öl nicht allein die Aufgabe hat, die Reibung und Abnutzung zu vermindern, sondern auch stoß- und schalldämpfend wirken soll und deshalb in großen Mengen unmittelbar vor der Eingriffstelle eingespritzt wird, Abb. 1930a. Am besten hat sich dabei Rizinusöl mit Flockengraphit bewährt wegen seiner Eigenschaft, hochtragfähige Schichten zu bilden, die die Ausnutzung flüssiger Reibung gestatten.

Abb. 1900 und 1901 zeigen Rohhautritzel, die aus einzelnen, auf einem Grundkörper aufgesetzten, durch Schrauben oder Nieten zusammengepreßten Scheiben bestehen, in welche



die Zähne eingefräst werden. Die Endscheiben sind, damit das Aufblättern der äußeren Lederscheiben vermieden wird, mit etwas schmalern Zähnen versehen und durch einen Stift in ihrer gegenseitigen Lage gesichert, zu dem Zwecke, das Verwinden des Triebes zu verhüten. Keinesfalls darf der Rohhautkörper unmittelbar auf die Welle aufgesetzt werden; er würde sich schon beim Abziehen vom Fräsdorn, noch mehr aber durch Feuch-

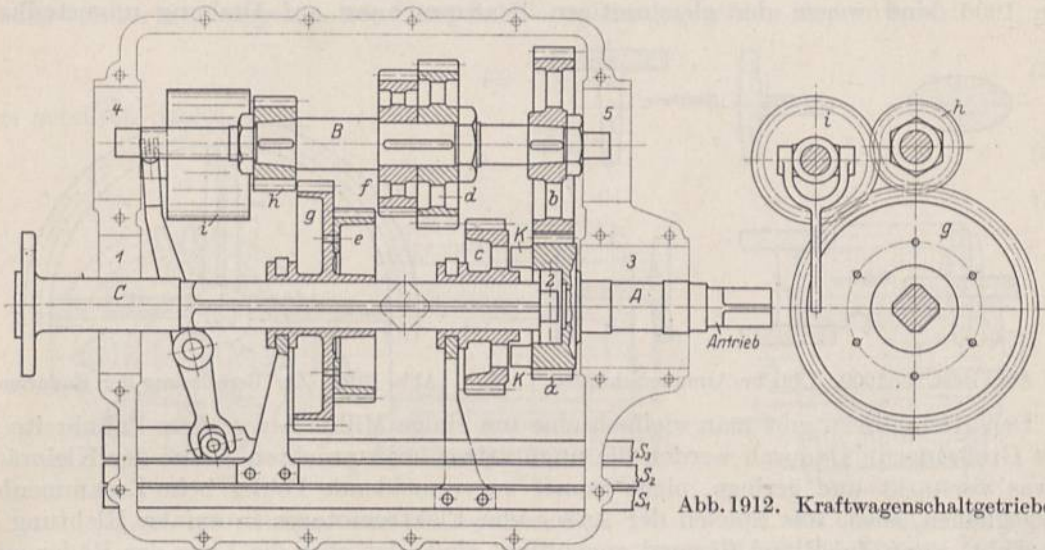


Abb. 1912. Kraftwagenschaltgetriebe.

tigkeit und Temperatureinflüsse und durch den starken Druck an den Anlageflächen der Federn verziehen.

Abb. 1913 gibt ein Rad mit eingesetzten Zähnen aus Weißbuchenholz, die aus Rücksicht auf die geringere Festigkeit des Holzes 24/40 *t* stark sind, wieder. Diese „Kämme“

werden mit kräftigen Hammerschlägen in die verjüngten Löcher des Radkranzes eingetrieben, durch Keile, Splinte oder dgl., wie die Abbildung in mehreren Arten zeigt, gesichert und dann genau bearbeitet. Damit etwaige Teil- oder Gußfehler des Kranzes keine Schwächungen der Zahnwurzeln ergeben, läßt man die Kammköpfe etwas überstehen, muß aber naturgemäß der Nachrechnung auf Festigkeit die Stärke an der Einspannstelle zugrunde legen. In axialer Richtung werden die Eisenzähne breiter gehalten, um die Bildung von Ansätzen an den Holzkämmen durch das Laufen zu verhüten. Die Zahnzahl nimmt man zweckmäßig als Vielfaches der Armzahl, damit die

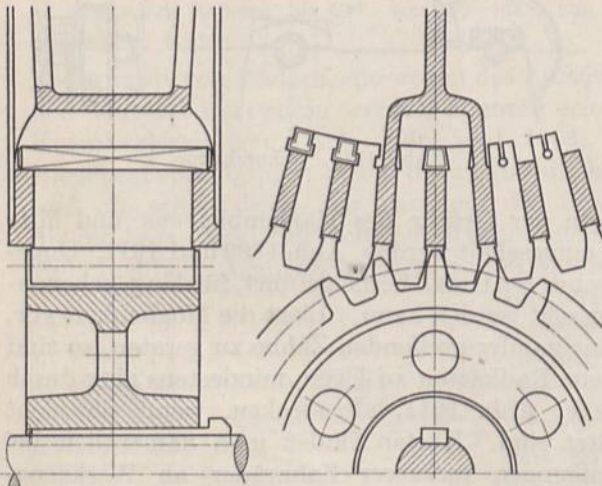


Abb. 1913. Getriebe mit Holzkämmen.

Ausbildung der Armschlüsse überall die gleiche sein kann. Auf die Möglichkeit, die Keile, Splinte und Kämme wieder herauszuschlagen zu können, ist Rücksicht zu nehmen.

Ein in einer Armebene geteiltes größeres Rad zeigt Abb. 1998 des Berechnungsbeispiels 10. Die ungeteilten Arme haben I-Querschnitt; die anderen bestehen aus zwei mit den Stegen aneinander gelegten U-förmigen Hälften. Dabei ist die Trennfuge, wie meist üblich, durch Sprengen hergestellt, um die genaue Zahnteilung, wie sie am Modell vorhanden oder durch die Formmaschine erzeugt war, beim Zusammensetzen wieder zu bekommen. Die Fuge wird im vorliegenden Falle durch mit Lehm überstrichene, in



die Form eingelegte Bleche gebildet, in denen sechs Löcher für die Schraubenbockchen ausgespart sind. Biegemomente durch das Anziehen der Schrauben sind weitgehend eingeschränkt, da die durch die letzteren erzeugten Kräfte unmittelbar durch die Sprengflächen aufgenommen werden und die Schrauben so nahe wie möglich am Radkranz und an der noch durch zwei Schrumpfringe zusammengezogenen Nabe angeordnet sind. Nach der in Beispiel 10 durchgeführten Rechnung haben die geteilten Arme das gleiche Widerstandsmoment wie die übrigen, müssen also deshalb größere Höhe bekommen. Auf der Welle ist das Rad mittels Tangentkeilen befestigt.

Abb. 1912 zeigt ein Schaltgetriebe eines Kraftwagens in Form eines Radkastens mit vier verschiedenen Übersetzungen beim Vorwärtsfahren und einem Rückwärtsgang. Die Räder sind auf drei Wellen verteilt. Welle *A* ist mit dem Motor gekuppelt und treibt durch das Stirnrad *a* die Vorgelegewelle *B* ständig an. Welle *C* leitet die Energie zu den Wagenrädern weiter. Alle drei laufen auf Kugelquer- und -längslagern, die in den Bohrungen 1 bis 5 sitzen, der Übersichtlichkeit der Zeichnung wegen jedoch weggelassen wurden. Das rechte Ende der Welle *C* ist bei 2 in der Nabe des Rades *a* durch ein Kugellager gestützt.

In der gezeichneten Stellung ist das Getriebe auf Leergang gestellt; der Motor nimmt nur die Vorgelegewelle *B* mit. Die verschiedenen Übersetzungen werden durch Verschieben der Räder *c*, *e* und *g* auf der Vierkantwelle *C* (Nuten und Federn haben sich an Kraftwagen nicht genügend widerstandsfähig erwiesen) eingeschaltet. Wird der Schieber  $S_1$  nach rechts verschoben, so greifen die Klauen *K* in das Rad *c* ein, kuppeln die Wellen *A* und *C* unmittelbar miteinander und treiben *C* mit der vollen Drehzahl  $n_0$  des Motors an. Bei der Verschiebung von  $S_1$  nach links werden die Räderpaare *a*, *b* und *c*, *d* eingeschaltet, die Drehzahl geht auf  $n_0 \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{d}{c}$  zurück, wenn die Buchstaben gleichzeitig die Zahnzahlen der betreffenden Räder bedeuten. In entsprechender Weise lassen sich durch den Schieber  $S_2$  noch zwei weitere Übersetzungen  $n_0 \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{f}{e}$  und  $n_0 \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{h}{g}$  einstellen. Rückwärtsgang entsteht, wenn das Rad *i* durch die Stange  $S_3$  so weit verschoben wird, daß es gleichzeitig in *g* und *h* eingreift. Um Zahnbrüche zu vermeiden, müssen die Schieber selbstverständlich einzeln betätigt werden, während des Einrückens eines Rades also die übrigen Schieber sicher festgelegt sein. Aus der Bedingung, daß vor dem Einschalten einer neuen Stufe und beim Leerlauf die Räder *c*, *e* und *g* außer Eingriff sein müssen, ergeben sich die Abstände der einzelnen Räder voneinander und damit die Abmessungen des gesamten Kastens. Die Schaltung geschieht beim vorliegenden „Schubräder“getriebe durch axiale Verschiebungen; zur Erleichterung des Eingreifens sind die einrückenden Kanten sorgfältig abgerundet und gebrochen. Seltener benutzt man Einrückvorrichtungen in radialer Richtung — eine solche wäre z. B. für das Rad *i* des Rückwärtsgangs möglich — weil dabei die Zähne ungünstigerweise an der Zahnspitze erfaßt und die Einrücker stärker beansprucht werden.

Das ganze Getriebe liegt in einem geschlossenen, gut abgedichteten Kasten, der die Räder vor Staub und Schmutz schützt und zur Schmierung der Zahnflanken mit Fett oder dickem Öl gefüllt ist.

Große Sorgfalt erfordert die Herstellung der Vierkantwelle und der Nabenbohrungen, damit die Räder zentrisch laufen. Die Welle fräst man zwischen Spitzen genau symmetrisch; an den Rädern werden zunächst die Nabenbohrungen bearbeitet und durch Preßdorne auf Maß gebracht. Erst dann wird die Verzahnung geschnitten, während die Räder auf einem mit der Welle genau übereinstimmenden Dorn aufgespannt sind.

## O. Stirnräder mit Stufen-, Schräg-, Pfeil- und Kurvenzähnen.

Den Übergang des Druckes von einem Zahn zum anderen kann man nach Abb. 1914 durch Stufenzähne allmählicher machen, wie sie durch Zerlegen eines Stirnrades in zwei oder ausnahmsweise mehrere Streifen und durch Versetzen dieser Teile gegeneinander



entstehen. Praktisch werden aber solche Räder, deren Zähne bei Teilungsfehlern die Umfangskraft auf der Breite eines einzelnen Streifens aufnehmen müssen, selten verwendet. Sie sind fast ganz durch Räder mit Schräg- und Pfeilzähnen, Abb. 1915 und 1916, verdrängt worden, die den Übergang des Druckes von Zahn zu Zahn noch sicherer und allmählicher vermitteln. Allerdings haben Schrägzähne den Nachteil,

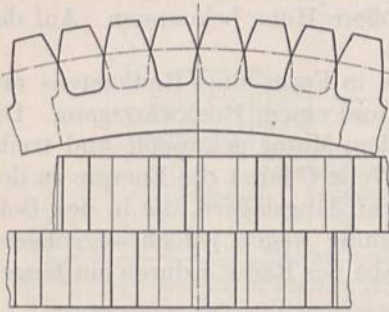


Abb. 1914. Rad mit Stufenzähnen.

daß ein Axialdruck entsteht, der besondere Vorkehrungen gegen die Verschiebung der Räder oder der sie tragenden Wellen verlangt. Dadurch beschränkt sich ihre Anwendung auf leichtere Triebe, während Pfeilzähne größere Schwierigkeiten bei der Bearbeitung machen.

Bei der ausschließlich verwandten Evolventenverzahnung kann man sich die Entstehung zusammenarbeitender Zahnflanken auf einfache Weise wieder an Hand eines zwischen den Grundzylindern ausgespannten Bandes, Abb. 1917, vorstellen. Die unter dem Winkel  $\gamma'$  gegenüber dem Rande des Bandes aufgetragenen Geraden  $a-b$  bilden auf den Grundzylindern Schraubenlinien, an denen die Zahnfüße ansetzen. Beim Abwickeln beschreiben sie, schräg über die Zahnfläche hinweglaufend, die Flanken des einen, gleichzeitig aber auch beim Aufwickeln auf dem anderen Grundzylinder die Flanken des anderen Rades. An dem einen entstehen rechts —, am zweiten linksgängige Schraubenflächen. Schnittebenen senkrecht zu den Radachsen treffen das Band in Geraden, die die Grundkreise

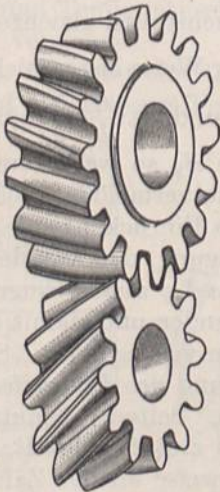


Abb. 1915. Schrägzahnräder.

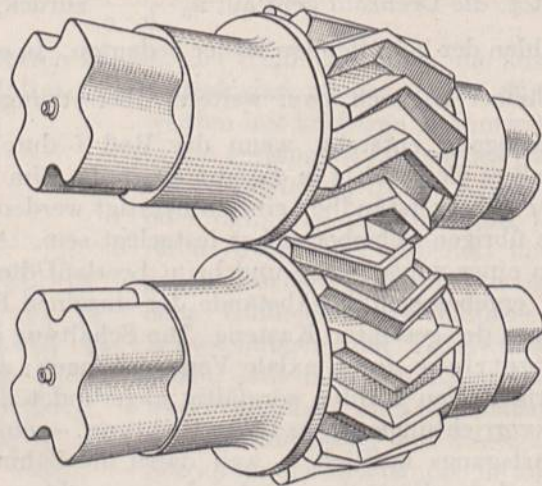


Abb. 1916. Pfeilverzahnung.

berühren und deren Punkte bei der Bewegung gewöhnliche Evolventen beschreiben. Damit ist die Ermittlung der Zahnform in jenen Ebenen auf die für gerade Zähne geltenden Gesetze zurückgeführt; die Durchmesser und Teilungen an roh bleibenden Rädern lassen sich also wie an gewöhnlichen Stirnrädern berechnen und auftragen. Beim Modul  $m$  erhält der Teilkreisdurchmesser  $D$  die Größe  $m \cdot z$ . Sollen die Zähne bearbeitet werden, so muß, wie unten gezeigt, von den Werkzeugen ausgegangen werden.

Die Entstehung der Zähne kann man sich auch durch Verschiebung eines in der Stirnebene gezeichneten Zahnprofils längs einer Schraubenlinie vorstellen. Der auf dem Teilkreisdurchmesser gemessene Steigungswinkel  $\gamma$  der Schraubenfläche, Abb. 1918, pflegt groß, zwischen  $85^\circ$  und  $70^\circ$ , gewählt zu werden, um den Axialdruck  $U \cdot \text{ctg } \gamma$  nicht zu bedeutend werden zu lassen. Die Stirnflächen der Zähne sind um den Teilkreisbogen  $t_0 = b \cdot \text{ctg } \gamma$ , den Sprung der Zähne, gegeneinander versetzt. Zwischen dem Winkel  $\gamma'$  auf dem Bande



und  $\gamma$  auf dem Teilzylinder besteht die Beziehung:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\operatorname{tg} \gamma'}{\sin \beta}$$

Das Band bildet die Eingriffsebene. Längs der die Zahnflanken erzeugenden schrägen Linien findet die Berührung während des Eingriffs statt. Durch die Kopfzylinder wird auf dem Bande das Eingriffeld  $A'A''B''B'$ , Abb. 1917, begrenzt. An

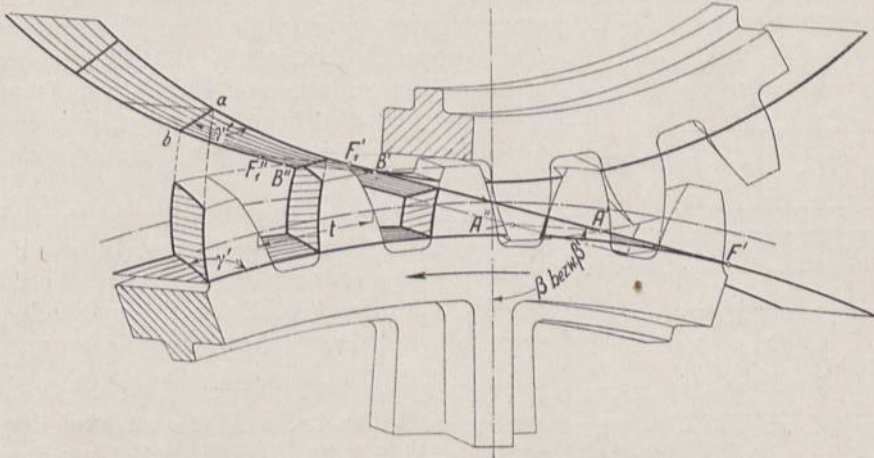


Abb. 1917. Entstehung von Schrägzahnflanken längs eines auf den Grundzylindern laufenden Bandes.  $\beta'$  gilt für den Fall der Herstellung der Verzahnung im Wälzverfahren,  $\beta$ , wenn vom Stirnprofil ausgegangen wird.

dem unteren Rade beginnt der Eingriff bei der durch den Pfeil angedeuteten Drehrichtung in  $A'$ , also in einem einzigen Punkte; allmählich erstreckt sich dann die Berührung der beiden Zähne auf größere Breiten. Während aber die Vorderkante der Flanke bei  $B'$  außer Eingriff kommt, sind weiter zurück liegende Teile noch so lange im Eingriff, bis die Zahnspitze in der hinteren Stirnfläche nach  $B''$  gelangt. Demnach wird der Überdeckungsgrad von Schrägzähnen wesentlich, und zwar dem Sprung entsprechend, vergrößert. Er steigt auf:

$$\varepsilon = \frac{w_0 + t_0}{t} = \frac{A'B'}{\sin \beta} + \frac{t_0}{t}, \quad (580)$$

wenn  $w_0$  den Wälzbogen bedeutet, der dem Zahnprofil in der vorderen Stirnfläche entspricht. Ist  $t_0 < w_0$ , so berühren sich die Flanken zweier zusammenarbeitender Zähne einige Zeit lang auf ihrer ganzen Breite  $b$ , dagegen kommen sie überhaupt nicht auf der vollen Breite zum Anliegen, wenn  $t_0 > w_0$  ist. In dem allmählicheren Eingreifen und dem größeren Überdeckungsgrad ist der bedeutend ruhigere Gang der Räder mit Schrägzähnen, ihr Hauptvorteil gegenüber solchen mit geraden, begründet. Zur Vermeidung eines etwaigen Aufsetzens der Zahnspitzen läßt man vielfach die Flanken am Kopfe namentlich dort, wo der Eingriff beginnt, etwas zurücktreten. Das ist zulässig, weil die Übertragung bei genügend großem Sprung schon durch den Eingriff im Teilzylinder gewährleistet ist.  $t_0 > t$  sichert ohne weiteres ständigen Eingriff. Außerdem können die Zahnhöhen herabgesetzt, die Kopfhöhen auf etwa 0,8  $m$ , die Fußhöhen auf 1  $m$  vermindert und dadurch bessere Gleit- und Abnutzungsverhältnisse unter Einschränkung der Unterschneidungen, sowie ein günstigerer Wirkungsgrad erreicht werden.

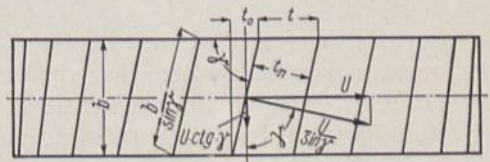


Abb. 1918. Bezeichnungen und Kraftverhältnisse an Schrägzahlrädern.



Die Ausführung beliebig untereinander austauschbarer Satzräder ist jedoch ausgeschlossen, da stets ein rechtsgängiges Rad mit einem linksgängigen zusammenarbeiten muß.

Die Entstehung von Schräg-, Pfeil- und Kurvenzähnen läßt sich schließlich an Hand des Wälzvorganges in einem Getriebe oder bei der Herstellung nach dem Wälzverfahren, ähnlich wie es für Geradzähne auf Seite 1045 geschehen ist, auf eine Zahnstangen- oder Planverzahnung zurückführen. Diese Planverzahnung ist in der Draufsicht durch die Form der Flankenlinien, d. s. die Schnittlinien der Flanken mit der Teil- oder Erzeugungswälzebene und im Längsschnitt oder senkrecht zu den Flankenlinien, durch das Zahnprofil, Abb. 1919 bis 1923, gegeben und bestimmt. Bei Schräg- und Pfeilzähnen ist nach Abb. 1921 und 1922 die Stirnteilung  $t_s$  von der Normalteilung  $t_n$  senkrecht zu den Flankenlinien zu unterscheiden.

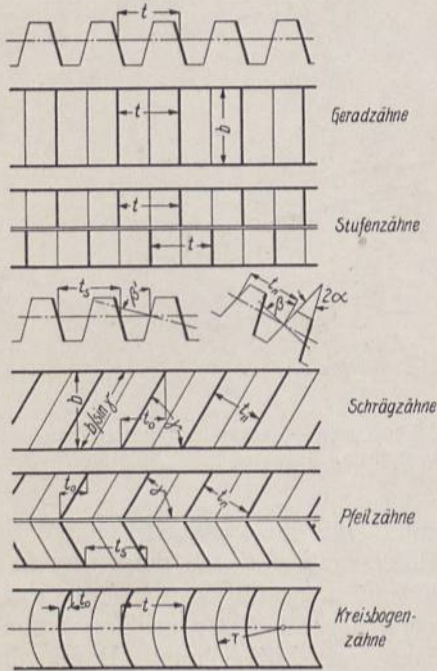


Abb. 1919 bis 1923. Stirnrad-Planverzahnungen.

Die letztere ist bei der Bearbeitung der Zahn- lücken maßgebend. Werden z. B. der Normalteilung  $t_n$  entsprechende Fräser nach Abb. 1924 mit einem Neigungswinkel  $\beta$  der Erzeugenden verwandt, so erhält die Eingriffsebene eine Neigung:

$$\operatorname{tg} \beta' = \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \gamma = \operatorname{ctg} \alpha \cdot \sin \gamma. \quad (581)$$

$\alpha$  ist hierbei der halbe Flankenwinkel der Planverzahnung Abb. 1921. Die Eingriffsebene liegt steiler als bei einer mit dem gleichen Fräser geschnittenen Verzahnung mit Geradzähnen, gleichen Achsabstand der Räder beim Zusammenbau vorausgesetzt. Damit ist nach S. 1040 und Abb. 1852 eine Einschränkung der Unterscheidungen verbunden, die bei normaler Kopfhöhe,  $\beta = 75^\circ$  und  $\gamma = 60^\circ$  erst bei 20,  $\gamma = 45^\circ$  bei 12 Zähnen auftreten.

Der Berechnung der Zahnteilung ist die senkrecht zur Flanke oder zur Schraubenlinie, Abb. 1918, wirkende Kraft  $U/\sin \gamma$  zugrunde zu legen. Ist  $b$  die Breite des Rades,  $t$  die Stirnteilung, so geht die

Formel (555) sinngemäß über in:

$$\frac{U}{\sin \gamma} = k \cdot \frac{b}{\sin \gamma} \cdot t \cdot \sin \gamma$$

oder:

$$U = k \cdot b \cdot t \cdot \sin \gamma = k \cdot b \cdot t_n, \quad (582)$$

wenn  $t_n$  die Normalteilung bedeutet.  $k$  kann um 25 bis 50% größer als bei Geradzähnen genommen werden, wegen der größeren Überdeckung, des ruhigeren Ganges und des Umstandes, daß der durchschnittliche Hebelarm, an dem der Zahndruck wirkt, infolge der schräg verlaufenden Berührungslinien kleiner ist.

Beim Einförmigen verlangt das Ausziehen der Lückenlarve längs der Flanken eine Schraubenbewegung und eine entsprechende Sondereinrichtung der Formmaschine.

Die Bearbeitung von Schrägzähnen erfolgt durch Scheiben- oder Schneckenfräser, Hobeln oder Stoßen, seltener durch Fingerfräser. Da die Form des Werkzeuges durch den Querschnitt der Zahnücke senkrecht zur Flanken- oder Schraubenlinie im Teilrisse bestimmt ist, geht man bei bearbeiteten Rädern von der Normalteilung  $t_n$  aus und wählt ihr entsprechend auch Kopf- und Fußhöhen, muß dabei allerdings gebrochene Zahlen für die Teil- und Kopfkreisdurchmesser in Kauf nehmen.

Führt man nach Abb. 1924 durch ein Rad mit dem Teilkreisdurchmesser  $D$  und  $z$  Zähnen einen Schnitt  $AB$  senkrecht zu einer Zahnücke, so wird der Teilzylinder in einer



Ellipse mit den Halbachsen  $e = D/2 \sin \gamma$  und  $f = D/2$  geschnitten. Ersetzt man die Kurve im Scheitel  $C$  durch den Krümmungskreis mit dem Halbmesser:  $\rho = \frac{e^2}{f} = \frac{D}{2 \sin^2 \gamma}$ ,

so würde die Zahnzahl, die der Normteilung  $t_n$  oder dem Modul  $m$  entspricht  $z' = \frac{D}{\sin^2 \gamma \cdot m}$  sein, während an der Stirnfläche, welche die Stirnteilung  $t_s = \pi \cdot m / \sin \gamma$  aufweist, die Beziehung  $D = z \cdot m / \sin \gamma$  besteht. Entfernt man aus den beiden Gleichungen  $D$ , so folgt die Zahnzahl des zu verwendenden Fräasers:

$$z' = \frac{z}{\sin^3 \gamma} \quad (583)$$

**Zahlenbeispiel 2.** Ein Rad mit  $z = 24$  Zähnen, das  $\gamma = 75^\circ$  aufweisen und mit einem Fräser vom Modul 10 bearbeitet werden soll, bekommt einen Teilzylinderdurchmesser:

$$D = \frac{z \cdot m}{\sin \gamma} = \frac{24 \cdot 10}{\sin 75^\circ} = 248,47 \text{ mm},$$

eine Kopfhöhe von 10 mm, also einen Außendurchmesser von 268,47 mm und eine Fußhöhe von 11,7 mm. Bei der Bearbeitung würde ein Fräser für:

$$z' = \frac{z}{\sin^3 \gamma} = \frac{24}{0,966^3} = 26,6$$

Zähne zu benutzen sein. Bei Verwendung des achteiligen Satzes, Seite 1061, wäre er durch den für 26, im 15teiligen durch den für 25 Zähne zu ersetzen. Das Eingriffsfeld schließt mit der Mittenebene des Getriebes einen Winkel  $\beta' = 74^\circ 30'$ , ein, wie aus  $\text{tg } \beta' = \text{tg } \beta \cdot \sin \gamma = \text{tg } 75^\circ \cdot \sin 75^\circ$  folgt.

Finger- und Scheibenfräser werden nach Abb. 1924 parallel zur Radachse mit der Geschwindigkeit  $c$  zugestellt, während sich der Radkörper mit der Geschwindigkeit  $v$  derart dreht, daß sich  $\frac{c}{v}$  wie  $\text{tg } \gamma$  verhalten.

Schneckenfräser, Abb. 1925, mit einem Steigungswinkel von  $\varphi^0$  müssen um  $\delta' = 90^\circ - \gamma - \varphi$  schräg gegen die Radebene stehen, damit die mittlere Schraubenlinie in die Richtung der Zahnschräge fällt.  $\delta'$  soll klein sein und  $10^\circ$  nicht überschreiten, um die Fehler der Zahnform, die sich in einem Zurückweichen der Kopf flanken äußern, gering zu machen, was allerdings bedingt, daß für das linksgängige Rad ein anderer Fräser verwendet wird als für das rechtsgängige. Rad und Fräser müssen so angetrieben werden, daß die Zähne stets miteinander kämmen und daß gleichzeitig der Vorschub unter dem Winkel  $\gamma$  erfolgt. Ist die Zahl der Fräsergänge  $a$ , die Zahnzahl des herzustellenden Rades  $z$ , so würde der Fräser bei  $\frac{1}{a}$  Umdrehungen, das Zahnrad bei  $\frac{1}{z}$  Drehungen um eine Teilung weiter geschaltet werden. Die Zustellung des Fräasers parallel zur Radachse, die  $b_0$  cm bei einer Umdrehung des Zahnrades, also  $\frac{b_0}{z}$  cm bei der Schaltung um einen Zahn betrage, verlangt wegen der Schraubenform der Zähne,

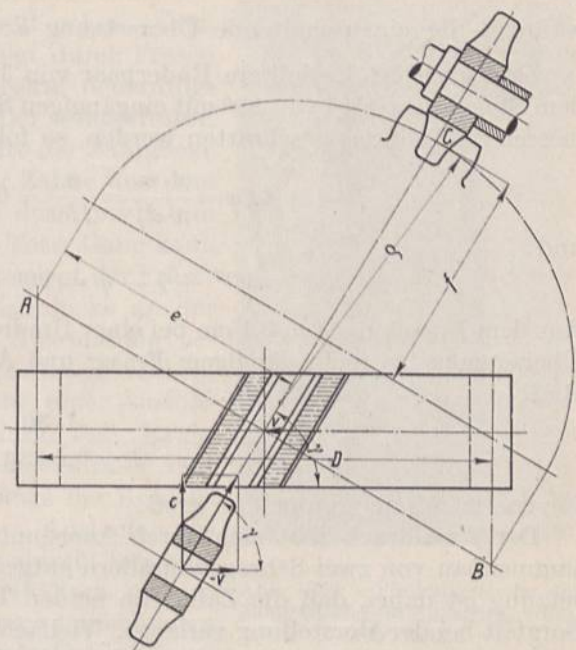


Abb. 1924. Fräsen von Schrägzähnen mittels Formfräasers.

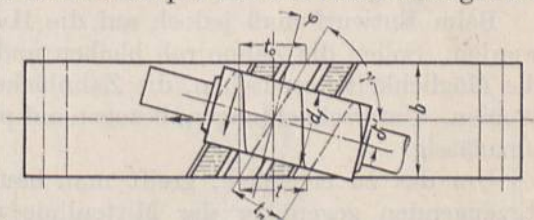


Abb. 1925. Bearbeiten von Schrägzähnen mittels Schneckenfräasers.



die durch  $\text{ctg } \gamma = \frac{t_0}{b}$  bestimmt ist, eine weitere Drehung des Rades um  $\frac{b_0}{z} \cdot \frac{t_0}{b} = \frac{b_0}{z} \cdot \text{ctg } \gamma$  cm.

Dieses Berichtigungsglied ist positiv, wenn, wie in Abb. 1925, die Zähne des Rades und der Schnecke bei der Drehung in gleichem Sinne fortschreiten, negativ im anderen Falle.

Deshalb entsprechen  $\frac{1}{a}$  Umdrehungen des Fräasers  $\frac{1}{z} \pm \frac{b_0}{z} \text{ctg } \gamma$  Umdrehungen des Rades,

während die einzuschaltende Übersetzung  $a : \left( \frac{1}{z} \pm \frac{b_0}{z} \text{ctg } \gamma \right) = \frac{a \cdot z}{1 \pm b_0 \text{ctg } \gamma}$  ist.

**Zahlenbeispiel 3.** Soll ein Räderpaar von 30 und 60 Zähnen, dem Modul  $m = 8$  und dem Steigungswinkel  $\gamma = 80^\circ$  mit eingängigen Schneckenfräsern, von  $d_f = 150$  mm Durchmesser im Teilkreis geschnitten werden, so folgt  $\varphi$  aus:

$$\text{tg } \varphi = \frac{\pi \cdot m}{\pi \cdot d_f} = \frac{8}{150} = 0,0533; \quad \varphi = 3^\circ 3'$$

und:

$$\delta' = 90^\circ - \gamma - \varphi = 90^\circ - 80 - 3^\circ 3' = 6^\circ 57'.$$

Aus dem Vorschub  $b_0 = 0,1$  cm bei einer Umdrehung des Zahnrades ergibt sich die nötige Übersetzung bei rechtsgängigem Fräser und Antrieb nach Abb. 1925 für das 30zählige Rad:

$$\frac{a \cdot z}{1 + b_0 \text{ctg } \gamma} = \frac{1 \cdot 30}{1 + 0,1 \cdot \text{ctg } 80^\circ} = \frac{29,48}{1} \approx \frac{295}{10},$$

für das 60zählige doppelt so groß.

Der Axialdruck läßt sich durch Anordnung zweier Schrägverzahnungen oder Zusammenbau von zwei Schrägzahnrädern entgegengesetzter Steigung vermeiden. Voraussetzung ist dabei, daß die Zähne an beiden Teilen zum Anliegen kommen, was größte Sorgfalt bei der Herstellung verlangt. Vielfach gibt man der Welle des Kleinrades so viel axiales Spiel in den Lagern, daß sich das Rad selbst einstellen kann. Die Westinghouse Co. baut die Ritzel in einen durch Flüssigkeitskolben gestützten „Schweberahmen“ ein, um Herstell- und Zusammenbaufehler, aber auch Federungen, Verdrehungen und Wärmeausdehnungen der Welle auszugleichen. Hängen die Zähne an der Spitze zusammen, so entstehen Pfeilzahnräder, Abb. 1916, die zur Übertragung sehr bedeutender Kräfte besonders geeignet sind, wenn die widerstandsfähige Spitze voraneilt. Bei Rädern mit wechselnder Drehrichtung verwendet man auch S-förmig gewundene Zähne. Die Pfeilverzahnung beruht naturgemäß auf denselben Grundlagen wie die schräge.

Beim Entwurf muß jedoch auf die Herstellung der Räder Rücksicht genommen werden. Sollen die Zähne roh bleiben und auf der Maschine eingeformt werden, so ist die Möglichkeit vorzusehen, die Zahnlückenmodelle in radialer Richtung ausziehen zu können. Unterschneidungen, bezogen auf parallele Linien zur Ausziehrichtung, sind dann unzulässig.

Um das zu erreichen, greift man häufig zu kleineren Winkeln  $\beta = 70$  bis  $65^\circ$  der Erzeugenden gegenüber der Mittenlinie und zu geringen Kopf- und Fußhöhen von etwa 0,8 bzw. 1 *m*. Für die Steigungswinkel  $\gamma$  finden sich Werte zwischen  $70$  und  $55^\circ$ , für die Breite solche von 10 bis 12 *m* und dementsprechend für den Sprung von 1,7 bis 4,2 *m*.

Freier in der Wahl der Formen ist man, wenn die Zähne aus dem Vollen bearbeitet werden sollen. So führt die Zahnräderfabrik Augsburg im Falle beträchtlicher Übersetzungen die Ritzel mit sehr kleinen Zahnzahlen und Steigungswinkeln, also großem Sprung aus, wobei das Kleinrad das Aussehen zweier gegenläufiger Schnecken, Abb. 1926, bekommt. Vgl. auch laufende Nummer 1 bis 4 der Zusammenstellung 151.

Was im übrigen die Zahnzahlen der Kleinräder anlangt, so geht man auch bei schweren Getrieben häufig unter die bei den Geradzähnen angegebenen Grenzen. Z. B. finden sich an den Kammwalzen der Walzwerke, selbst bei unbearbeiteten Flanken, nicht selten nur zehn Zähne.



Auch die Drehzahlverhältnisse können höher als bei Getrieben mit geraden Zähnen genommen werden; solche von 1:10 bis 1:15, selbst 1:30, sind mit recht günstigen Wirkungsgraden möglich. Vgl. Zusammenstellung 151.

Hervorgehoben sei, daß man die Zahnzahl vielfach unter Vermeidung ganzzahliger Übersetzungen wählt, in der Absicht, die örtlichen Abnutzungen einzuschränken, wenn man auch in dieser Beziehung zugunsten leichteren Einlaufens nicht zu weit gehen sollte.

Die Bearbeitung der Pfeilzähne erfolgt durch Fräsen mit Finger-, Scheiben- oder Schneckenfräsern, neuerdings auch auf Stoß- und Hobelmaschinen. Der Fingerfräser, Abb. 1927, dessen Profil dem Normalschnitt der Zahnücke entspricht, gestattet die Ausarbeitung der Zähne aus dem vollen Werkstoff in einem Schnitte, wenn der Vorschub in den Kehlen der Zähne umgeschaltet wird. Toter Gang kann dabei Ungenauigkeiten bedingen; auch unterliegt der Fräser ziemlich starken Abnutzungen. Da die Zahnücke an der Stelle *a* eine dem Fräser entsprechende Ausrundung bekommt, müssen entweder die Spitzen aller Zähne gebrochen, Abb. 1927, oder die Lücken nach Abb. 1928, einer Ausführung der Zahnradfabrik Augsburg, vorm. Joh. Renk, durch Ausbohren erweitert werden. Scheibenfräser verlangen entweder die Teilung der Räder längs der Kehlenniveaus oder das Anbringen einer Rinne zum Auslaufen des Werkzeuges. Im ersten Falle werden die einzeln mit entgegengesetzter Steigung geschnittenen Radhälften miteinander verschraubt; freilich leidet dabei infolge des fehlenden Zusammenhanges die Widerstandsfähigkeit der Zahnspitzen.

Nach dem Verfahren von Wüst werden Pfeilzähne von der Zahnradfabrik Augsburg gleichzeitig durch zwei schneckenförmige Fräser von den Stirnkanten der Kränze her eingearbeitet. Die Fräser haben die gleiche Steigung wie die Zähne, damit der Winkel  $\delta'$ , Abb. 1925, Null wird. Durch Versetzen der rechts und links steigenden Zahnhälften ein und desselben Rades um eine halbe Teilung lassen sich nach dem Vorschlage von Wüst die Zahnücken zum Auslauf der Fräser heranziehen, Abb. 1929. Allerdings können dabei die Lücken doch nicht bis zur Mitte, sondern nur bis zu den Linien *a* ausgeschnitten werden, weil sonst die Fräser die Gegenflanken angreifen. Am Gegenrade wird deshalb eine Ringnut ausgespart, in welche der ungenaue Teil der Zähne des ersten Rades zu liegen kommt, Abb. 1930, wobei freilich die gegenseitige Versteifung der Zahnhälften aufgegeben werden muß. Die Kopfhöhe bezieht Wüst auf die Normalteilung und nimmt sie gleich dem Modul; die Fußhöhe ist 1,17 *m*.

Nach dem an Abb. 1886 behandelten Abwälzverfahren arbeitet die Maschine von Sykes, bei der zwei Stoßräder von den Stirnseiten her die Zahnücken unter Vermeidung der mehrfach erwähnten Zwischenrinne ausstoßen. Während der Radkörper zu Beginn der Arbeit radial zugestellt und dauernd durch langsame Drehung weiter geschaltet wird, machen die Stoßräder bei jedem Hube eine schraubenförmige Bewegung und erzeugen so die schrägen Zahnhälften (XXV, 4).



Abb. 1926. Pfeilradgetriebe der Zahnradfabrik Augsburg, vorm. Joh. Renk.

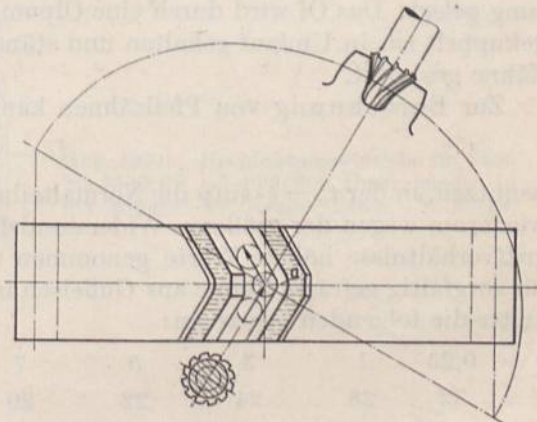


Abb. 1927. Fräsen von Pfeilzähnen mittels Fingerfräasers.



Anwendung finden Pfeilräder in ständig zunehmendem Maße, und zwar mit unbearbeiteten Zähnen bei geringen Geschwindigkeiten und großen Kräften an schweren Hebezeugen, Stanzen, Pressen, Scheren, namentlich aber als Kammwalzen an den Walzenstraßen. Bearbeitete Pfeilräder sind zur Übertragung selbst großer Leistungen bei hohen Geschwindigkeiten geeignet, zeichnen sich durch geräuschlosen und weichen Gang aus und dienen immer häufiger zur Herabsetzung der hohen Drehzahlen, unter denen vorteilhafterweise Elektromotoren und Dampfturbinen laufen.

Bahnbrechend wirkte de Laval, der sie mit bestem Erfolge in Verbindung mit Wellen anwandte, die 20000 und mehr Umdrehungen in der Minute machten, vgl. Nr. 5 der Zusammenstellung 151. Welche Abmessungen, Umlaufgeschwindigkeiten und Belastungen heutzutage an derartigen Hochleistungsgetrieben zur Anwendung kommen, zeigen die Beispiele 8 bis 10 und Abb. 1930a. Die letztere stellt eine Ausführung von Krupp, Essen für 2800 bis 3500 PS Belastung dar, die von 4000 auf 500 Umdrehungen in der Minute umgesetzt wird. Die Zähne des Großrades sind in zwei auf einen Radkörper aus Stahlguß aufgeschrumpfte geschmiedete Stahlringe eingeschnitten; das Kleinrad ist mit der Welle aus einem Stück hergestellt. Großer Wert ist auf die sorgfältige Lagerung in einem kräftigen, ganz geschlossenen Gehäuse und auf reichliche Schmie-

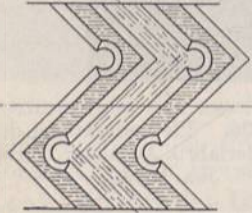


Abb. 1928. Pfeilzähne. Zahnradfabrik Augsburg, vorm. Joh. Renk.

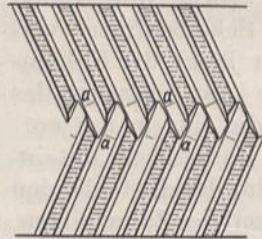


Abb. 1929. Pfeilzähne nach Wüst. (Schraffiert ist der Zahnkopf.)

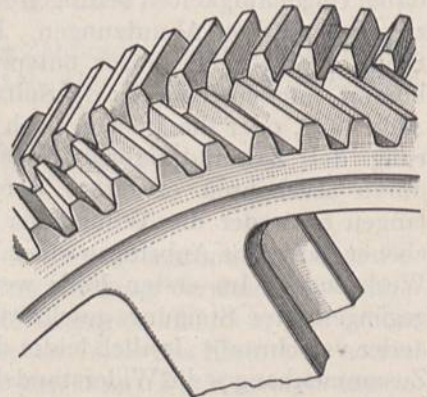


Abb. 1930. Zahnrad mit Wüst-Verzahnung. Zahnradfabrik Augsburg, vorm. Joh. Renk.

zung gelegt. Das Öl wird durch eine Ölpumpe, die am freien Ende der Kleinradwelle angekuppelt ist, in Umlauf gehalten und ständig unmittelbar vor der Eingriffsstelle auf die Zähne gespritzt.

Zur Berechnung von Pfeilzähnen kann man Formel (582):

$$U = k \cdot b \cdot t_n$$

benutzen, in der  $t_n = t \cdot \sin \gamma$  die Normalteilung bedeutet. Für die Belastungszahl  $k$  dürfen wiederum wegen der größeren Widerstandsfähigkeit der Zähne und der günstigeren Eingriffverhältnisse höhere Werte genommen werden. Die Zahnradfabrik Augsburg gibt für sorgfältig gefräste Zähne aus Gußeisen in Abhängigkeit von der Teilkreisgeschwindigkeit  $v$  die folgenden Werte an:

$v =$	0,25	1	3	5	7	9	11	13	15 m/sek
$k =$	32	28	24	22	20	18	16	14	12.

Sie entsprechen einer Belastungsgrundzahl  $k_0 \approx 40$  der Formel (571), wenn  $\xi_3 = 0,75$ , motorischem Antrieb unter mittleren Betriebsverhältnissen entsprechend, angenommen wird.

Bei der Berechnung und Durchbildung von Hochleistungsgetrieben empfiehlt es sich, vom Ritzel auszugehen, weil man die Breite  $b$  der Verzahnung an demselben vorteilhafterweise im Verhältnis zum Teilkreisdurchmesser wählt, der deshalb in den folgenden Formeln besonders, nämlich mit  $D_R$  in Zentimetern bezeichnet ist. Dieses Verhältnis  $\frac{b}{D_R} = x$  findet sich an Ausführungen in den Grenzen von 1,2 bis 3,2. Größere Werte



sind wegen ruhigeren Laufens und besserer Überleitung der Umfangkräfte günstig und führen zu einer Einschränkung der Gesamtabmessungen des Getriebes, so daß man zu den großen Werten bei Übertragung bedeutender Leistungen greifen wird. Zu dünne Ritzelwellen müssen freilich wegen der Formänderung durch das Drehmoment vermieden werden.

In Rücksicht auf die Bearbeitung der Zähne mit normalen Fräsern sind die Formeln auf den Modul  $m_n$  der Normalteilung bezogen. Setzt man in Formel (582)  $b = x D_R$ ,  $t_n = \pi \cdot m_n$  und beachtet, daß  $m_n$  in Millimetern ausgedrückt zu werden pflegt, so wird:

$$m_n = \frac{10 U}{\pi \cdot x \cdot D_R \cdot k} = \frac{3,2 U}{x \cdot D_R \cdot k} \text{ in mm.} \quad (583 a)$$

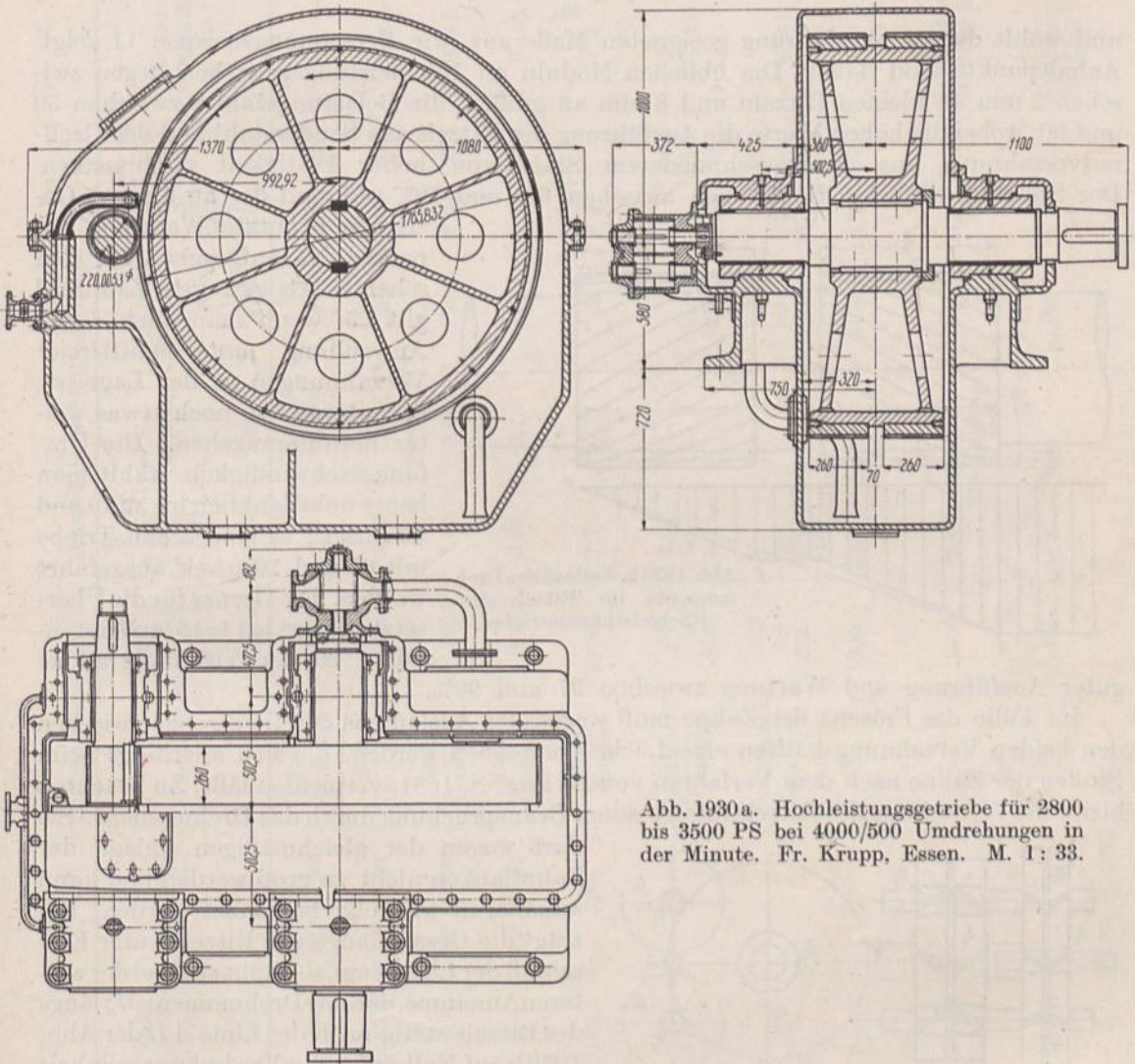


Abb. 1930 a. Hochleistungsgetriebe für 2800 bis 3500 PS bei 4000/500 Umdrehungen in der Minute. Fr. Krupp, Essen. M. 1: 33.

Ist das Drehmoment  $M_d = U \cdot \frac{D_R}{2}$  gegeben, so folgt:

$$m_n = \frac{6,4 M_d}{x \cdot D_R^2 \cdot k} \text{ in mm.} \quad (583 b)$$

Die Beziehung  $M_d = 71620 N/n$  gestattet,  $m_n$  aus der Leistung  $N$  in Pferdestärken bei  $n$  Umläufen des Ritzels in der Minute zu berechnen nach:

$$m_n = \frac{460000}{x \cdot D_R^2 \cdot k} \cdot \frac{N}{n} \text{ in mm.} \quad (583 c)$$



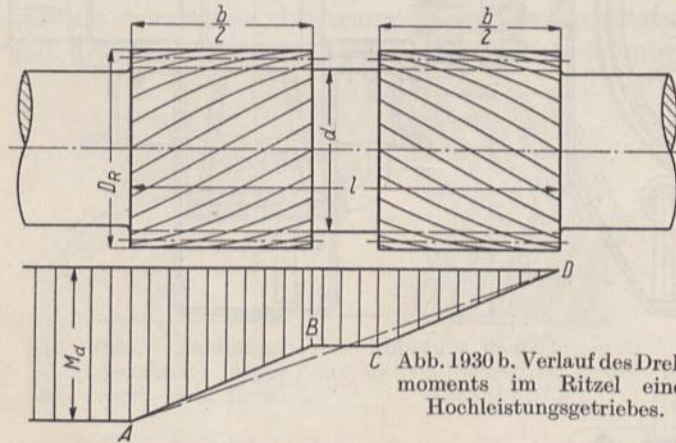
Eine Leistung von  $N_{kw}$  Kilowatt verlangt, da 1 kw 1,36 PS ist:

$$m_n = \frac{620000}{x \cdot D_k^2 \cdot k} \cdot \frac{N_{kw}}{n} \text{ in mm.} \tag{583d}$$

Bei der Berechnung eines Getriebes für eine bestimmte Leistung unter bestimmten Drehzahlen schätzt man zweckmäßigerweise das Verhältnis  $x = \frac{b}{D_R}$  sowie den Steigungswinkel  $\gamma$  der Zähne, ermittelt in einer Zahlentafel unter Annahme verschiedener Werte für den Modul den Ritzeldurchmesser  $D_R$ , die Zahnzahl:

$$z = \frac{D_R \cdot \sin \gamma}{m_n} \tag{583e}$$

und wählt die zur Ausführung geeigneten Maße aus, wie Berechnungsbeispiel 11 zeigt. Anhaltspunkte sind dabei: Die üblichen Moduln an Höchstleistungsgetrieben liegen zwischen 2 mm an kleinen Ritzeln und 8 mm an großen, die Belastungszahl  $k$  zwischen 50 und 80, wobei die hohen Werte die Ausführung des Ritzels aus Sonderstahl und der Großradverzahnung aus durchgeschmiedetem Stahl von hoher Festigkeit voraussetzen. Der Steigungswinkel  $\gamma$  findet sich zwischen  $60^\circ$  und  $70^\circ$ , während der an älteren Getrieben benutzte Wert von  $45^\circ$  neuerdings aufgegeben zu sein scheint. Als geringste Zahnzahl gilt 25, wenn man auch durch Anwendung unterschnittfreier Verzahnungen in der Lage ist, ausnahmsweise noch etwas weiter herunterzugehen. Die Umfangsgeschwindigkeit wählt man heute unbedenklich bis zu 40 und 50 m/sec; es sind schon Triebe mit 60 und 70 m/sec ausgeführt worden. Die Grenze für die Übersetzung liegt bei 1:15, äußerstenfalls 1:20, der Wirkungsgrad bei



C Abb. 1930 b. Verlauf des Drehmoments im Ritzel eines Höchstleistungsgetriebes.

guter Ausführung und Wartung zwischen 97 und 99%. Im Falle des Fräsens der Zähne muß wegen des Auslaufens der Werkzeuge zwischen den beiden Verzahnungshälften eine Lücke vorgesehen werden, die sich allerdings beim Stoßen der Zähne nach dem Verfahren von Sykes, S. 1081, vermeiden läßt. Zu beachten bleibt die Verdrehung des Ritzels infolge seiner Beanspruchung durch das Drehmoment. Sie darf wegen der gleichmäßigen Anlage der Zahnflanken nicht zu groß werden und kann annähernd wie folgt berechnet werden. Beträgt die Gesamtlänge des Ritzels unter Einschluß der Lücke  $l$  cm, so ergibt sich bei der weiteren Annahme, daß das Drehmoment  $M_a$  längs des Ritzels stetig nach der Linie  $AD$  der Abb. 1930 b auf Null sinkt, ein Verdrehungswinkel:

guter Ausführung und Wartung zwischen 97 und 99%.

Im Falle des Fräsens der Zähne muß wegen des Auslaufens der Werkzeuge zwischen den beiden Verzahnungshälften eine Lücke vorgesehen werden, die sich allerdings beim Stoßen der Zähne nach dem Verfahren von Sykes, S. 1081, vermeiden läßt. Zu beachten bleibt die Verdrehung des Ritzels infolge seiner Beanspruchung durch das Drehmoment. Sie darf wegen der gleichmäßigen Anlage der Zahnflanken nicht zu groß werden und kann annähernd wie folgt berechnet werden. Beträgt die Gesamtlänge des Ritzels unter Einschluß der Lücke  $l$  cm, so ergibt sich bei der weiteren Annahme, daß das Drehmoment  $M_a$  längs des Ritzels stetig nach der Linie  $AD$  der Abb. 1930 b auf Null sinkt, ein Verdrehungswinkel:

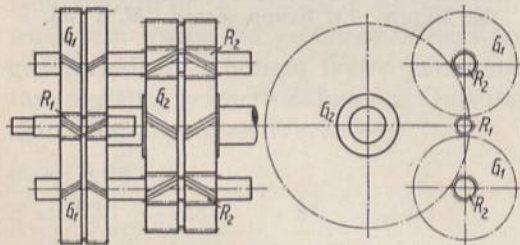


Abb. 1931. Doppelgetriebe.

Sie darf wegen der gleichmäßigen Anlage der Zahnflanken nicht zu groß werden und kann annähernd wie folgt berechnet werden. Beträgt die Gesamtlänge des Ritzels unter Einschluß der Lücke  $l$  cm, so ergibt sich bei der weiteren Annahme, daß das Drehmoment  $M_a$  längs des Ritzels stetig nach der Linie  $AD$  der Abb. 1930 b auf Null sinkt, ein Verdrehungswinkel:

$$\psi = \frac{16}{\pi d^4} \cdot M_a \cdot \beta \cdot l = \frac{\tau'_a \cdot \beta \cdot l}{d}, \tag{583f}$$

wenn  $\tau'_a$  die Beanspruchung des Ritzels durch  $M_a$  ist. Die Zahnflanke eilt an der Stelle, wo das Drehmoment eingeleitet wird, gegenüber dem anderen Ende um:

$$\frac{\psi \cdot D_R}{2} \tag{583g}$$

vor. Können sich die Mittelebenen zweier Pfeilzahnräder gegenseitig einstellen, so sinkt der Betrag auf rund die Hälfte. Vgl. hierzu Berechnungsbeispiel 11.



Zusammenstellung 151. Ausgeführte Pfeilradtriebe.

Laufende Nr	Teilkreis- durch- messer mm	Stirn- teilung $t$ mm	Zahn- zahlen	Zahn- breite $b$ mm	Steigungs- winkel $\gamma$	Werkstoff	Drehzahl des kleinen Rades 1/min.	Umfang- geschwindig- keit m/sek	Leistung PS	Umfangs- kraft $U$ kg	Belastungszahl $k$ aus $U = k \cdot b \cdot t$	Wirkungs- grad %	Versuche ausgeführt von	Bemerkungen
1	34,98 349,8	21,98	$\frac{5}{50}$	85,4	29° 45' 40"	Stahl Gußeisen	277	0,51	0,995	137,5	7,32	93,5	Bach	Z. V. d. I. Schmierung Bd. 52, durch zäh- S. 661. flüssiges Zy- 1908 linderöl
2	34,98 349,8	21,98	$\frac{5}{50}$	85,4	29° 45' 40"	Stahl Gußeisen	1671,7	3,06	3,852	86,7	4,62	91,9	Bach	
3	34,97 349,7	36,62	$\frac{3}{30}$	85	18° 56' 30"	Stahl Gußeisen	869,1	1,59	5,66	250,4	8,04	93,8	Bach	
4	34,97 349,7	36,62	$\frac{3}{30}$	85	18° 56' 30"	Stahl Gußeisen	1677,9	3,07	5,73	128,3	4,12	91,7	Bach	
5	36 360	5,39	$\frac{21}{210}$	160	45°	Stahl Bronze	20000	37,7	30	59,7	6,9	—	—	Z. V. d. I. Bd. 46, S. 281. 1902. 30 PS-Laval Turbine.
6	104 526	$\frac{3}{4}$ "	$\frac{17}{86}$	110	—	Deltametall Grauguß	540 bis 1560	2,94 bis 8,5	—	bis 446	bis 21,3	97,6 bis 98	Rikli	Z. V. d. I. Bd. 55, S. 1435. 1911. Wirkungsgrad unter Ausschaltung der Lagerreibung.
7	82,2 831,3	$\frac{9}{16}$ "	$\frac{18}{182}$	100	—	Deltametall Grauguß	533 bis 1935	2,3 bis 8,3	—	bis 276	bis 19,3	97,4 bis 98,5	Rikli	Z. V. d. I. Bd. 55, S. 1435. 1911. Getriebe in Öl laufend.
8	194,8 1939	26,6	$\frac{23}{229}$	2 · 457	45°	—	3000	30,6	2200	5400	22,2	—	—	Ortbeste Parsonsturbine. Dingler 1916, S. 13.
9	353,7 1778,7	$1\frac{1}{4}$ "	$\frac{35}{176}$	2 · 508	30°	—	1500	27,8	6000 Höchstleistung.	16200	50,2	98,7	Westinghouse Machine Co.	Versuchsgetriebe für Dampfmaschinenantrieb von Schiffsschrauben. Z. f. Turbinenw. 1909, S. 496; 1910, S. 75.
10	197,2 2430	23,8	$\frac{26}{320}$	2 · 406	31°	—	1400	14,5	2000	10350	53	—	Westinghouse Machine Co.	Schiff Melville, Z. V. d. I. Bd. 60, S. 1030, 1916.

Weitere Beispiele siehe Z. V. d. I. Bd. 60, S. 1030, 1916.



Bei der Anordnung der Räder eines Getriebes ist anzustreben, daß der Zahndruck das Ritzel in den Lagern, wenn irgend möglich, nach unten preßt, um zu vermeiden, daß dasselbe bei Belastungen, bei denen der Zahndruck gleich dem Gewicht des Ritzels ist, angehoben wird und in den Lagern unruhig hin und her spielt.

Bei sehr großen Leistungen und starker Herabminderung der Drehzahl werden Doppelgetriebe nach Abb. 1931 angewandt, bei denen die Energie von dem rasch laufenden Ritzel  $R_1$  zunächst auf die beiden Großräder  $G_1$  und von diesen durch zwei Ritzel  $R_2$  in einem zweiten Getriebe an das gemeinsame Großrad  $G_2$  abgegeben wird.

### III. Kegelräder.

#### A. Grundlagen und Ausbildung der Verzahnung.

Kegelräder dienen zur Übertragung der Bewegung zwischen zwei sich schneidenden Wellen. Die Wälz- und Teilkörper sind Kegel, Abb. 1932, deren Mantelflächen aufeinander abrollen, in den Berührungspunkten also gleiche Umfangsgeschwindigkeit haben. Dazu müssen die Spitzen der Kegel zusammenfallen und im Schnittpunkt  $S$  der Wellenachsen liegen. Durch  $S$  geht auch die Berührungslinie der Kegel, die Wälzlinie. Als Teilkreise pflegt man die größten Kreise der Teilkegel zu bezeichnen. Ihre Durchmesser  $D_1$  und  $D_2$  bestimmen das Drehzahlverhältnis  $u$ , für das die folgenden Beziehungen gelten:

$$u = \frac{D_1}{D_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2} \quad (584)$$

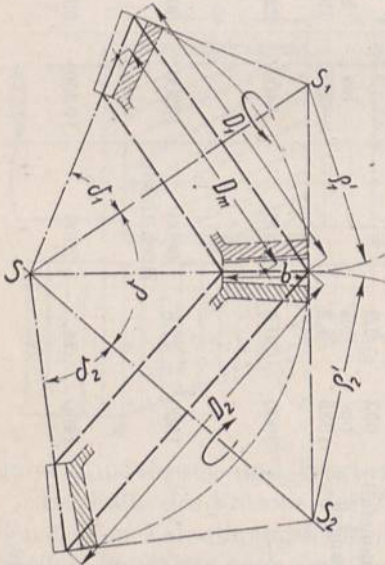


Abb. 1932. Zur Gestaltung von Kegelrädern.

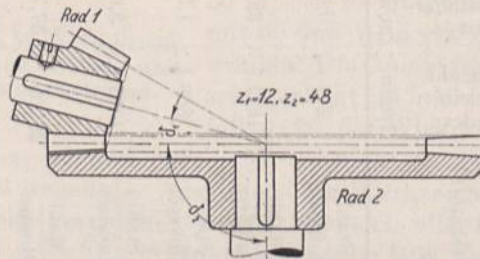


Abb. 1933. Planradgetriebe.

Ist die Übersetzung  $u$  und der Achswinkel  $\delta$ , den die beiden Wellen einschließen, gegeben, so berechnen sich die halben Teilkegelwinkel der Räder  $\delta_1$  und  $\delta_2$  aus:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{u \cdot \sin \delta}{1 + u \cos \delta} \quad (585)$$

und

$$\delta_2 = \delta - \delta_1.$$

Für Winkelräder mit  $\delta = 90^\circ$  wird:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = u; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{1}{u}. \quad (586)$$

Wählt man  $\delta_2 = 90^\circ$ , so entsteht ein Planrad mit ebenem Teilriß, das in Abb. 1933 mit einem Kegelrad zusammenarbeitet.

Die einfachste und meist gebräuchlichste Form der Kegelradzähne hat der in Abb. 1941 dargestellte Geradzahn. Seine Flankenlinien laufen unter Verjüngung des Profils auf die Kegelspitze hin, während die Stirnflächen durch Ergänzungskegel gebildet werden, deren Erzeugende senkrecht zu denjenigen der Teilkegel liegen, Abb. 1934. Die Zahn-



breite  $b$  mißt man längs der Flanken, Abb. 1932. Zur besseren Überleitung des Drucks von einem Zahn zum anderen werden aber auch Schräg- oder Tangenzähne, Abb. 1936, Pfeilzähne, Abb.

1937, und Kurvenzähne, Abb. 1938 bis 1940, ausgeführt. Sie sind in Form von Planverzahnungen dargestellt, auf die sich die Kegelräder in gleicher Weise wie Stirnräder auf Grund des Wälzvorganges beim Eingriff oder bei der Herstellung zurückführen lassen. Gegeben ist die Planverzahnung in der Draufsicht durch den größten Abstand  $R_a$ , die Zahnbreite  $b$ , wobei  $\frac{b}{R_a}$  als Völlig-

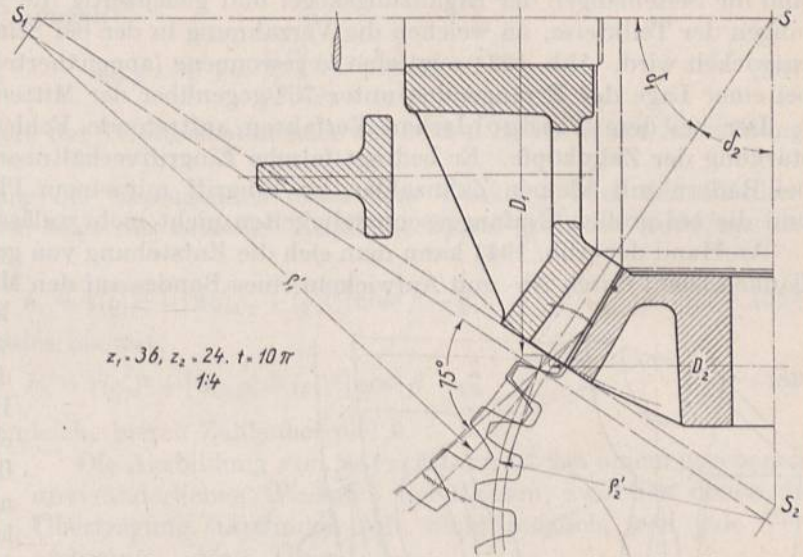


Abb. 1934. Kegelradgetriebe mit Verzahnung nach Tredgold.

keitsgrad bezeichnet wird, durch die Form der Flankenlinien sowie die Teilung oder den Planteilwinkel  $\tau_0$ . Lückenform und Teilung werden entweder in der Abwicklung des Teilzylinders (Stirnteilung  $t_s$ ), Abb. 1935, oder bei Schräg- und Kurvenzähnen durch einen Schnitt senkrecht zu den Flankenlinien (Normalteilung  $t_n$ ), Abb. 1939, festgelegt.

Die genauen Zahnformen müssen auf Kugelflächen, z. B. auf der durch die Teilkreise gegebenen ermittelt werden, weil nur Punkte gleicher Entfernung von der gemeinsamen Kegelspitze  $S$  miteinander in Berührung kommen können. Da aber die Ermittlung dieser sphärischen Zahnkurven umständlich ist, ersetzt man die Kugelflächen nach Tredgold näherungsweise durch die abwickelbaren

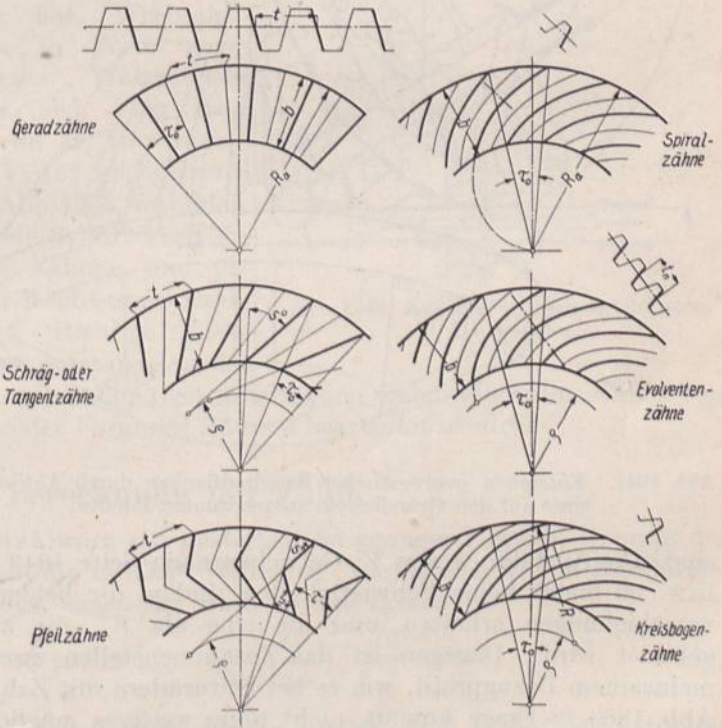


Abb. 1935 bis 1940. Kegelrad-Planverzahnungen.

Mantelflächen der Ergänzungskegel mit den Spitzen  $S_1$  und  $S_2$ , Abb. 1934, die die Kugel in den Teilkreisen berühren. Damit kann man die Ermittlung der Zahnkurven in einer Zeichenebene ausführen und die für Stirnräder geltenden Regeln und Verfahren benutzen.



$$\varrho'_1 = \frac{D_1}{2 \cos \delta_1} \quad \text{und} \quad \varrho'_2 = \frac{D_2}{2 \cos \delta_2} \quad (586a)$$

sind die Seitenlängen der Ergänzungskegel und gleichzeitig die Halbmesser der Abwicklungen der Teilkreise, an welchen die Verzahnung in der bei Stirnrädern üblichen Weise entwickelt wird. Abb. 1934 zeigt eine so gewonnene (angenäherte) Evolventenverzahnung bei einer Lage der Erzeugenden unter  $75^\circ$  gegenüber der Mittellinie.

Der bei dem Tredgold'schen Verfahren auftretende Fehler besteht in einer Verstärkung der Zahnköpfe. Er bedingt falsche Eingriffverhältnisse, die sich am stärksten bei Rädern mit kleinen Zahnzahlen im Eingriff mit einem Planrade geltend machen und die bei großen Umfangsgeschwindigkeiten nicht mehr zulässig sind.

An Hand der Abb. 1941 kann man sich die Entstehung von genauen Evolventenzahnflanken leicht durch Ab- und Aufwickeln eines Bandes auf den Mantelflächen der Grund-

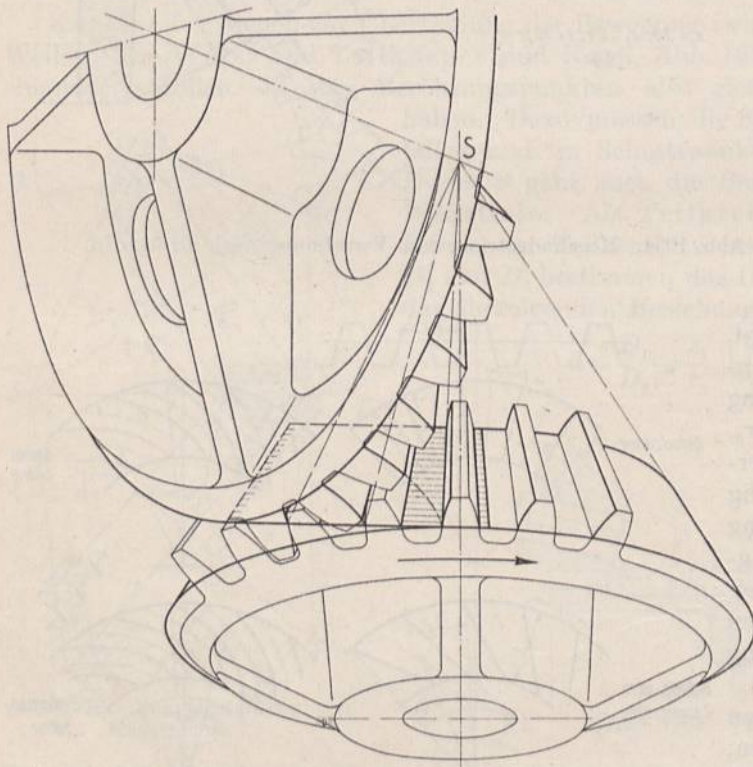


Abb. 1941. Entstehen evolventischer Kegelradflanken durch Abwickeln eines auf den Grundkegeln ausgespannten Bandes.

kegel des Räderpaares vorstellen. Das zwischen den Kegeln ausgespannte Band bildet die Eingriffsebene, während die Zahnflanken durch gerade, nach den Kegelspitzen laufende Linien beschrieben werden.

Um die bei niedrigen Zahnzahlen auftretenden Unterschneidungen zu vermeiden, wendet man die auf Seite 1040 u. f. näher besprochenen Mittel an.

Bei ihrer Übertragung auf das Tredgold'sche Verfahren ist zu beachten, daß in den Formeln (536) und (537) nicht die wirklichen Zahnzahlen der Räder einzusetzen sind, sondern diejenigen, die den vollen Teilkreisumfängen der abgewickelten Ergänzungskegel entsprechen, weil diese für die Zahnformen maßgebend sind.

Die Ausbildung von  $V_0$ -Getrieben nach Seite 1049 bei Zahnsummen größer als 60 bzw. 50 bietet keine Schwierigkeiten, indem die beiden Verzahnungen gleiche Profilverschiebungen erhalten und die eine als  $V_+$ , die andere als  $V_-$  Verzahnung ausgebildet wird. Dagegen ist das Zusammenstellen zweier beliebiger  $V$ -Räder mit gemeinsamem Bezugsprofil, wie es bei Stirnrädern mit Zahnsummen unter 60 oder 50 nach Abb. 1863 in Frage kommt, nicht ohne weiteres möglich, weil dem Zusammenschieben der Radmitten in der Abwicklung eine Änderung des Achswinkels  $\delta$  der Kegelräder entspricht. In dem Falle empfiehlt es sich daher, unterschneidfreie Verzahnungen durch Vergrößern des Flankenwinkels  $2\alpha$  oder durch Verringern der Zahnhöhe anzustreben.

Der Grenzwert für  $\beta = 90^\circ - \alpha$ , bei dem das Kleinrad 2 der Abb. 1942 bei einer bestimmten Kopfhöhe  $h_1$  des größeren zum Grenzrad wird, folgt daraus, daß der Fußpunkt  $F_2$  des vom Mittelpunkt  $M_2$  auf die Erzeugende gefällten Lotes auf dem Kopfkreis des größeren Rades liegen muß. Mit den in die Abbildung eingetragenen Bezeichnungen



wird bei der Anwendung des Cosinussatzes auf das Dreieck  $M_1M_2F_2$ :

$$(\rho'_1 + h_1)^2 = (\rho'_1 + \rho'_2)^2 + (\rho'_2 \sin \beta)^2 - 2(\rho'_1 + \rho'_2)\rho'_2 \sin \beta \cdot \cos(90^\circ - \beta)$$

und nach einigen Umformungen:

$$\sin \beta = \sqrt{1 - \frac{h_1(2\rho'_1 + h_1)}{\rho'_2(2\rho'_1 + \rho'_2)}} \quad (587)$$

$\rho'_1$  ist darin der größere der Teilkreishalbmesser der beiden Räder in der Abwicklung. Vgl. Zahlenbeispiel 6.

Will man die Neigung der Erzeugenden unter dem Winkel  $\beta$  oder den Flankenwinkel  $2\alpha$  beibehalten, so folgt die zulässige Kopfhöhe  $h_1$  am größeren Rade aus der gleichen Beziehung zu:

$$h_1 = \sqrt{(\rho'_1)^2 + [2\rho'_1\rho'_2 + (\rho'_2)^2] \cos^2 \beta} - \rho'_1, \quad (588)$$

während die des Kleinrades bis auf:

$$h_2 = \sqrt{(\rho'_2)^2 + [2\rho'_1\rho'_2 + (\rho'_1)^2] \cos^2 \beta} - \rho'_2 \quad (589)$$

erhöht werden kann, vergleiche hierzu Zahlenbeispiel 6.

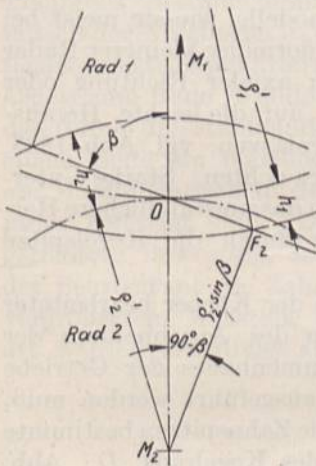


Abb. 1942. Zur Ermittlung des Grenzwertes für  $\beta$ .

Die Ausbildung von Satzrädern ist bei einem gegebenen, unveränderlichen Winkel  $\delta$  der Achsen, zwischen denen die Übertragung stattfinden soll, nicht möglich, weil jede Veränderung der Übersetzung neue Spitzenwinkel der Teilkegel zur Folge hat. Wechselgetriebe in Form angenäherter Wälzgetriebe lassen sich aber nach der von H. Herrmann [XXV, 15] angegebenen Art, Abb. 1943, ausbilden.  $a$  ist ein Stirnrad mit geraden Zähnen und üblicher Evolventenverzahnung. Richtige Zahnformen entstehen an den

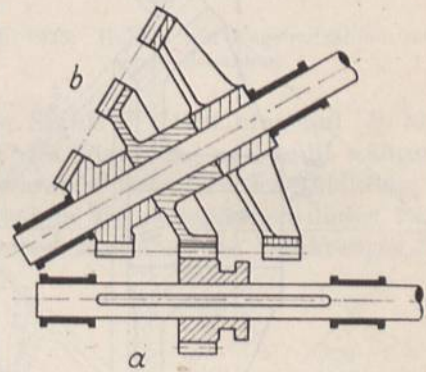


Abb. 1943. Kegelradwechselgetriebe nach H. Herrmann.

Rädern  $b$ , wenn sie auf der nach Abb. 1886 arbeitenden Zahnradhobelmaschine von Fellows mit einem Stoßrade von der Form des Rades  $a$  bearbeitet werden.

## B. Berechnung der Zähne.

Die Berechnung von Geradzähnen auf Festigkeit ist genügend genau, wenn in die für Stirnräder geltenden Formeln die mittlere Teilung  $t_m$ , die dem mittleren Raddurchmesser  $D_m$ , Abb. 1932, entspricht, eingesetzt wird, so daß  $t_m$  aus:

$$U = k \cdot b \cdot t_m; \quad t_m = \frac{U}{k \cdot b} \quad (590)$$

unter Annahme von  $b$  ermittelt werden kann. Die Teilung auf dem Teilkreise folgt dann nach Berechnung von  $D_m = \frac{z \cdot t_m}{\pi}$  aus Abb. 1932 am Rade 1:

$$t = t_m \cdot \frac{D_1}{D_m} = t_m \cdot \frac{D_m + b \cdot \sin \delta_1}{D_m} = t_m \left( 1 + \frac{b \sin \delta_1}{D_m} \right). \quad (591)$$

Durch Abrundung oder Wahl des entsprechenden Moduls werden schließlich die genauen Maße festgelegt.



An Schräg- und Kurvenzähnen kann man in ähnlicher Weise wie an Stirnrädern die mittlere Normalteilung  $t_{nm}$  einsetzen und die Belastungszahl  $k$  wegen der allmählicheren und günstigeren Inanspruchnahme der Zähne erhöhen.

Der Zahndruck bedingt eine Seitenkraft in Richtung der Achsen der Räder, die die Zähne außer Eingriff zu bringen sucht. An Winkeltrieben mit Geradzähnen hat sie bei einer auf den mittleren Halbmesser des Teilkegels bezogenen Umfangskraft  $U$ , einem mittleren Neigungswinkel  $\beta$  des Zahndruckes gegenüber der Mittenebene und einem halben Spitzenwinkel des Teilrißkegels von  $\delta_1$  Grad die Größe  $U \cdot \operatorname{ctg} \beta \cdot \sin \delta_1$ . Sie muß durch die Lagerung des Getriebes sicher aufgefangen werden, wenn der Eingriff nicht erheblich gestört werden soll. In Abb. 1933 ist Rad 1 durch eine Sicherungsschraube, Rad 2 durch einen Absatz gegenüber den betreffenden Wellen, die ihrerseits in den Lagern abgestützt werden müssen, festgelegt. Durch Schräg- und Kurvenzähne kann der Achsdruck je nach Umständen vermindert oder erhöht werden.

### C. Herstellung und Bearbeitung der Kegelräder.

Beim Einformen von Kegelrädern, deren Zähne unbearbeitet bleiben sollen, ist auf die Möglichkeit des Herausziehens der vollständigen Zahnradmodelle, wie sie meist bei der Massenherstellung normaler kleinerer Räder verwendet werden, in axialer Richtung oder bei größeren Rädern auf die leichte Herausziehbarkeit der Lückenlarven, vgl. Abb. 1883, in radialer Richtung zu achten. Starke Unterscheidungen bedingen das umständlichere Herausziehen längs einer durch die Kegelspitze gehenden Linie.

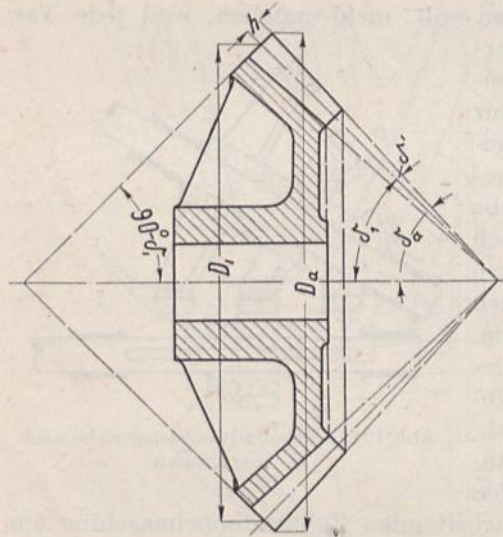


Abb. 1944. Zur Ermittlung der Maße des Kegelradkörpers.

Für das Vordrehen der Körper bearbeiteter Zahnräder, das wegen des Anschneidens der Zähne und des Zusammenbaues der Getriebe sorgfältig und genau ausgeführt werden muß, seien noch der durch die Zahnspitzen bestimmte größte Durchmesser des Kegelrads,  $D_a$ , Abb. 1944, und der zugehörige halbe Spitzenwinkel  $\delta_a$  des Kopfkegels, Abb. 1949, ermittelt. Sie sind in der Werkstattzeichnung des Rades anzugeben. Bei einer auf dem Ergänzungskegel gemessenen Kopfhöhe  $h$  wird:

$$D_a = D_1 + 2h \cdot \cos \delta_1 \quad (592)$$

und

$$\delta_a = \delta_1 + \delta', \quad (593)$$

wobei sich  $\delta'$  aus  $\operatorname{tg} \delta' = \frac{2h \sin \delta_1}{D_1}$  ergibt.

Zur Bearbeitung von Geradzähnen ist das Hobelverfahren, bei welchem dem Werkzeug die geradlinige, auf die Kegelspitze hin gerichtete Bewegung leicht erteilt werden kann, das nächstliegende. Die gegenseitige Führung des Werkzeuges und des Werkstücks geschieht entweder mittels einer Schablone oder auf Grund des Abwälzens zweier Räder. Die erste Gruppe von Kegelradhobelmaschinen, Abb. 1945, verlangt, da die Zahnform sowohl vom Modul, wie auch vom Kegelwinkel abhängt, eine große Zahl sorgfältig und genau hergestellter Schablonen, längs welcher der Werkzeugträger, auf dem das Werkzeug die hin und her gehende Bewegung macht, während der Bearbeitung einer Flanke geführt wird. Ist die Flanke fertiggestellt, so wird das Rad an der Teilscheibe  $T$  um eine Teilung weiter geschaltet und der nächste Zahn gehobelt.



Die zweite Maschinengruppe geht von dem Planrade aus und benutzt die Eigenschaft, daß Räder, die mit dem Planrade richtig kämmen, auch miteinander laufen, weil sie dieselben Eingriffflächen bekommen haben. Gibt man hierbei dem Planrade ebene Zahnflanken und dementsprechend dem Werkzeuge geradlinige Schneiden, so entstehen allerdings keine Evolventenverzahnungen; die Satzradeigenschaft der erzeugten Räder wird jedoch nicht beeinträchtigt, da die Eingriffslinie eine sphärische Lemniskate ist, die aus zwei kongruenten und symmetrischen Teilen rechts und links der Mittenebene besteht. Als Beispiel sei die Arbeitsweise der von Reinecker, Chemnitz, gebauten Bilgram hobelmaschine an Abb. 1946 erläutert.  $AB$  ist die Achse des Planrades,  $CD$  die Schnittlinie seiner zur Darstellungsebene senkrecht stehenden Teilebene. Auf der letzteren rollt der Teilkegel des zu bearbeitenden Kegelrades  $R$  ab, welches so aufgespannt ist, daß seine Spitze mit dem Mittelpunkt  $S$  des Planrades zusammenfällt. Das Abrollen vermittelt der Wälzbogen  $W$ , der einen Teil der Oberfläche des strichpunktiert angedeuteten Gegenkegels zum Rade  $R$  bildet. Und zwar geschieht das durch die Stahlbänder  $T_1$  und  $T_2$ , die mit einem Ende am Wälzbogen, mit dem anderen am Maschinentisch in der Teilebene des Planrades befestigt sind. Die gerade Schneidkante des Stahls  $Z$  erhält eine auf  $S$  hin gerichtete Bewegung, folgt also der ebenen Flanke des Planrades und hüllt während der Bearbeitung die Zahnflanken des Rades  $R$  ein, wie im oberen Teil der Abbildung in vergrößertem Maßstabe gezeigt ist. Bei den selbsttätigen Hobelmaschinen dieser Bauart werden allerdings alle Zähne bei nahezu derselben Stellung des Werkzeuges be-

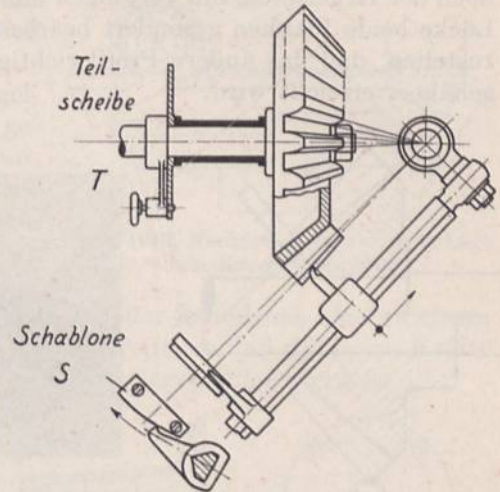


Abb. 1945. Hobeln von Kegelradzähnen nach einer Schablone.

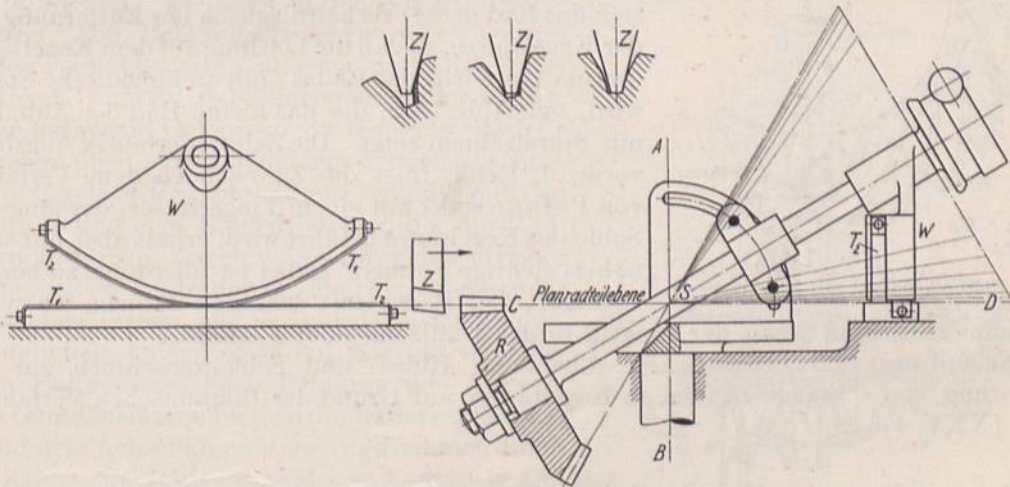


Abb. 1946. Bilgram-Hobelmaschine zur Bearbeitung von Kegelradzähnen.

arbeitet, um die beim Fertighobeln eines einzelnen Zahnes entstehende örtliche Erwärmung zu umgehen. Das Kegelrad wird nach jedem Hube des Werkzeugs um eine Teilung weiter geschaltet, der Wälzvorgang aber äußerst langsam durchgeführt. Die Zahnluken werden zunächst vorgearbeitet und dann erst an den beiden Flanken in je einem besonderen Arbeitsgange fertig gehobelt, weil der Stahl höchstens die der inneren Lukenweite entsprechende Breite haben darf. Die Wälzbogen sind in Abstufungen von



5 zu 5 Grad vorhanden; für dazwischen liegende Kegelwinkel müssen Abweichungen gegenüber der genauen Zahnform in Kauf genommen werden. Eine eingehende Beschreibung enthält [XXV, 16]. Siehe auch [XXV, 14].

Das Fräsen gerader Kegelradzähne mit Scheibenfräsern kann naturgemäß keine genauen, höheren Ansprüchen genügenden Zahnformen liefern, da sich die Zahnücken nach der Kegelspitze hin verjüngen müssen —, selbst wenn man nach dem Vorfräsen der Lücke beide Flanken gesondert bearbeitet. Man pflegt die Fräser so zu wählen und einzustellen, daß das äußere Profil richtig ausfällt, das innere kleinere aber möglichst angenähert erreicht wird.

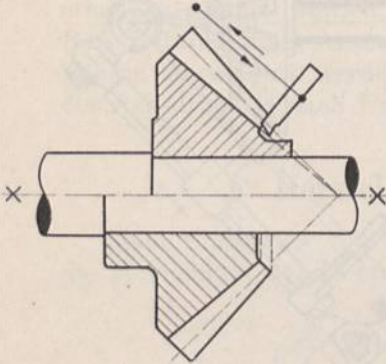


Abb. 1947. Auslaufenlassen des Werkzeuges.

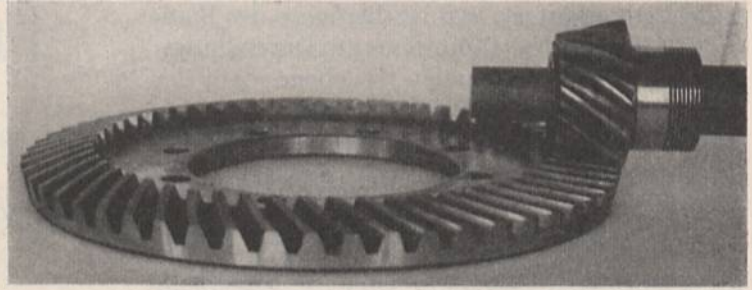


Abb. 1947a. Kegelradgetriebe mit Spiralzähnen. Zahnradfabrik Augsburg, vorm. Joh. Renk.

Für das Auslaufen der Bearbeitungswerkzeuge der Zähne ist genügend Raum vorzusehen, Abb. 1947 oben; die Naben an Zahnrädern mit kleinen Zahnzahlen müssen deshalb oft auf die Außenseite gelegt werden, Abb. 1947 unten.

Die Bearbeitung von Spiralzähnen, Abb. 1947a, läßt sich durchführen, indem man dem Rad eine Drehbewegung erteilt, während der Hobelstahl die hin- und hergehende Bewegung macht. Man wählt dabei den Winkel, um den sich das Rad dreht, verhältnismäßig der Entfernung von der Kegelspitze, so daß die Leitlinie auf dem Kegel selbst

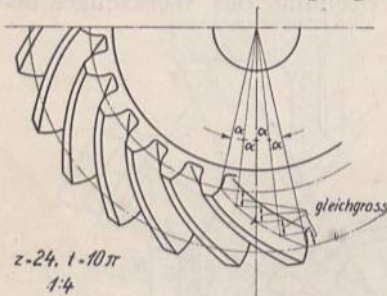


Abb. 1948. Kegelrad mit Spiralzähnen.

und im Grundriß des Rades eine archimedische Spirale wird, vgl. Abb. 1948, die das kleine Rad der Abb. 1933 mit Spiralzähnen zeigt. Die Zahnradfabrik Augsburg, vorm. J. Renk, fräht die Zähne nach dem Verfahren von Polanowski mit einem Fingerfräser, der längs der Sohle des Kegelrades geführt wird, erhält aber nur angenähert richtige Formen. Dabei ist allerdings zu berücksichtigen, daß Räder mit schrägen Zähnen schon gut zusammenarbeiten, wenn der Eingriff in der Teilfläche richtig erfolgt.

Neuerdings führt Reinecker, Chemnitz, Hobel- und Schleifmaschinen zur Bearbeitung von schrägen Zähnen an Kegelrädern auf Grund des Bilgramschen Verfahrens aus [XXV, 4].

#### D. Anwendung der Kegelräder und Durchbildung von Kegelradgetrieben.

Kegelradwellen wird man, soweit irgend möglich, senkrecht zueinander anordnen, da Zahnradmodelle für schief zueinander stehende Wellen nur ausnahmsweise anderweitig wieder Verwendung finden werden und weil die Zahnradfabriken für den erstgenannten Fall, wenigstens für Teilungen bis zu  $m = 6$  bis 10 mm und für häufig gebrauchte Übersetzungen wie 1:1, 1:2, 1:3, 2:3 usw. Modelle oder fertig bearbeitete Zahnräder vorrätig halten. Besondere Sorgfalt ist auf den genauen Zusammenbau und die Verbindung der Räder mit den Wellen sowie die sichere Aufnahme der Achsdrucke



zu verwenden, weil Kegelräder gegen Verschiebungen viel empfindlicher sind als Stirnräder. Denn schon in dem Falle, daß die Spitzen der Teilrisse zweier Räder nicht zu sammenfallen, ist auf eine Berührung längs der Flankenlinien nicht mehr zu rechnen. An genau nach Maßen und Winkeln vorgearbeiteten Kegelrädern läßt sich die richtige Stellung durch Anlegen eines Lineals nach Abb. 1949 rechts jederzeit nachprüfen. Auf den Außenkegelflächen sollten stets die Teilkreise angerissen sein; beim Drehen der Räder müssen sie sich ständig berühren.

Zwei verschiedene Lagerungsarten von Kegelrädern zeigen die Abb. 1950 und 1951. Die meist gebräuchliche, nach Abb. 1950, hat den Nachteil, ein unschönes sperriges Rippenfußstück zu geben, das aber die Aufnahme der Achsdrucke auf einfachere Weise ermöglicht als die andere Ausführung. Bei dieser wird ein widerstandsfähiger Drehkörper zur Stützung verwendet, an dem ein günstiger Kräfteschluß stattfindet, der Zahndruck aber an einem großen Hebelarm  $H'$  gegenüber der Befestigungsfläche angreift, so daß die freien Kräfte bei schlechtem Gang der Zahnräder leichter Erzitterungen hervorrufen werden.

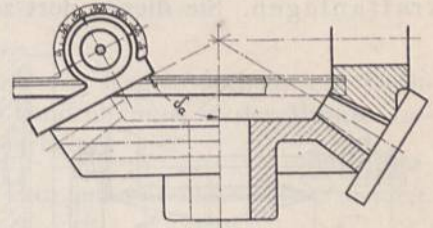


Abb. 1949. Nachprüfen der richtigen Lage von Kegelradgetrieben.

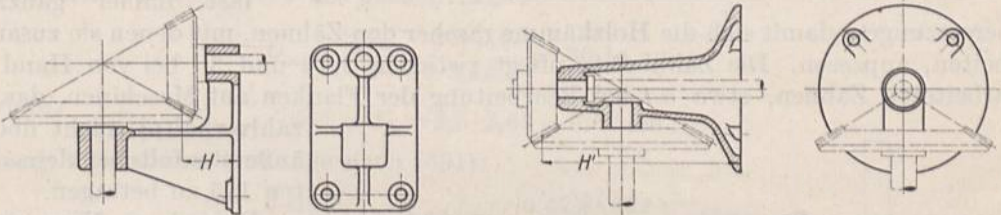


Abb. 1950. Übliche Lagerung von Kegelradgetrieben. Abb. 1951. Lagerung von Kegelradgetrieben.

Häufige Anwendung finden Kegelräder an Kraftwagen, sowohl zur Vermittlung des Antriebes der Achsen durch die längs des Wagens, also senkrecht zu den Achsen angeordnete Motorwelle, wie auch in den Ausgleichgetrieben. Abb. 1952 zeigt beide Getriebe zu einem Ganzen vereinigt und in ein gemeinsames Gehäuse eingebaut. Zum Antriebe dienen die Räder  $a$  und  $b$ .  $b$  sitzt auf einem Gehäuse  $G$ , in dem vier Räder  $c$  auf einem oben rechts besonders herausgezeichneten, in  $G$  gelagerten Achsenkreuz, ständig mit den Rädern  $d$  und  $e$  in Eingriff stehen, die die Radachsen antreiben. Zweck dieses Ausgleichgetriebes ist, die beiden Laufräder unabhängig voneinander zu machen, wenn sie verschiedene Umfanggeschwindigkeit haben, etwa auf Kreisen verschiedenen Halbmessers beim Befahren von Kurven. Beim Geradausfahren bleiben die Räder  $c$  unbeweglich auf dem Achsenkreuz stehen und nehmen durch ihre Zähne die Räder  $d$  und  $e$  mit gleicher Geschwindigkeit mit, so daß die Räder  $c$ ,  $d$  und  $e$  relativ zueinander in Ruhe sind. Sobald aber das eine Wagenrad gegenüber dem anderen zurückbleibt, können sich  $d$  und  $e$  unter Abwälzen der Räder  $c$  gegenseitig verdrehen, ohne daß der Antrieb durch das Rad  $b$  unterbrochen wird. Die Wagenräder sind also unabhängig voneinander geworden, das Schleifen der Reifen, das sonst beim Befahren von Kurven eintreten müßte, ist vermieden.

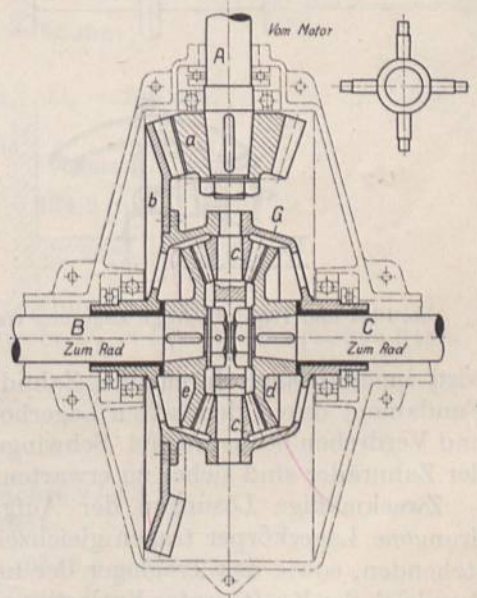


Abb. 1952. Kegelrad- und Ausgleichgetriebe an Kraftwagen.



Das Gehäuse  $G$  ist zum Einbau der Räder in der Ebene des Achsenkreuzes geteilt und sitzt lose, aber gut zentrisch geführt, auf den Wellen  $B$  und  $C$ , während das gesamte Getriebe in einem geschlossenen Kasten im Ölbad läuft. Öffnungen im Gehäuse  $G$  lassen Öl auch zu den Rädern  $c$  und  $d$  treten.

Ein weiteres Anwendungsfeld für Kegelräder größerer Abmessungen bieten Wasserkraftanlagen. Sie dienen dort zur Überleitung der Energie von stehenden Turbinen-

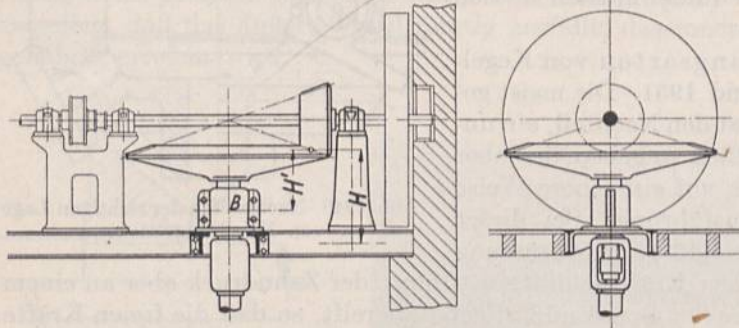


Abb. 1953. Unzweckmäßige Lagerung von Kegelradgetrieben.

Übersetzungen, damit sich die Holzkämme rascher den Zähnen, mit denen sie zusammenarbeiten, anpassen. Die Zahnbreite pflegt zwischen  $2,5 t$  und  $3 t$  bei von Hand nachgearbeiteten Zähnen, etwa  $5 t$  bei Bearbeitung der Flanken auf Maschinen, das Dreh-

zahlverhältnis nicht über  $1:4$ , äußerstenfalls bei kleinen Kräften  $1:5$  zu betragen.

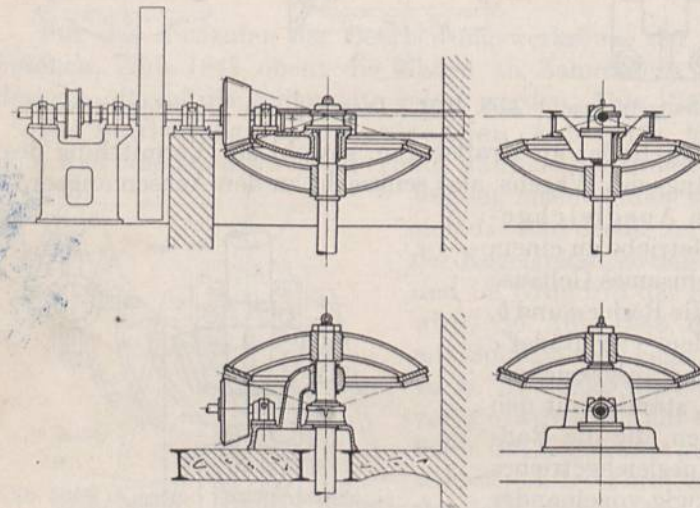


Abb. 1954 und 1955. Richtige Lagerung von Kegelradgetrieben.

Besonderer Wert ist auf kräftige und steife Ausbildung der Radkörper und auf feste, sichere Lagerung der Wellen zu legen, weil sonst Erzitterungen, starker Lärm und schnelle Abnutzung unvermeidlich sind. Sehr ungünstig ist beispielweise in dieser Beziehung die einer Entwurfzeichnung entnommene Anordnung nach Abb. 1953, wo die Kräfte in voneinander ganz getrennten Lagern wirken und Kraftschluß erst durch das Fundament hindurch erfolgt. Die Hauptwelle wird im Halslager durch den Zahndruck am Hebelarm  $H'$  stark auf Biegung, das Fundament durch den hohen Lagerbock  $B$  mit sehr großem Hebelarm  $H$  auf Abbiegen und Verdrehen beansprucht! Schwingungen, Lockerungen und immer schlechterer Gang der Zahnräder sind sicher zu erwarten.

Zweckmäßige Lösungen der Aufgabe zeigen Abb. 1954 und 1955. Kräftige, gedrungene Lagerkörper tragen gleichzeitig alle drei Lager, das Stütz- und Halslager der stehenden, sowie das Traglager der liegenden Welle und sorgen für den unmittelbaren Ausgleich der Kräfte unter Entlastung des Fundamentes. Die glockenförmige Ausbildung des großen Rades läßt das Biegemoment am Halszapfen überhaupt vermeiden und schafft gleichzeitig den Raum zur Unterbringung der Lager. Im ganzen genommen ist der Aufbau so niedrig wie möglich über den Stützträgern gehalten, um etwaigen Erzitterungen an den Zahnrädern nur kurze Hebelarme zu bieten. Abb. 1954 und 1955 unterscheiden sich



durch die Anordnung des großen Kegelrades, das im ersten Falle in Untergriff steht und die Aufhängung der Lager an zwei dicht darüber durchgezogenen kräftigen I-Eisen verlangt, während bei Obergriff im zweiten Falle der Lagerbock unmittelbar auf dem zwischen den Trägern eingegossenen Fundament ruht. Vgl. hierzu die Ausführungen von Pfarr in dem Buche: Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb.

### E. Beispiele.

**Zahlenbeispiel 4.** An einer Werkzeugmaschine soll ein Kegelräderpaar ein Drehmoment  $M_a = 6500$  kgcm bei  $n_1 = 200$  auf  $n_2 = 300$  Umdrehungen in der Minute umsetzen. Achswinkel  $\delta = 90^\circ$ . Werkstoff: Gußeisen, bearbeitet.

Übersetzung:  $u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{3}{2}$ . Gewählt  $k = 25$ . Um Unterschneidungen zu vermeiden, werde als Zahnzahl des großen Rades  $z_1 = 36$ , des kleinen  $z_2 = 24$  angenommen, Abb. 1934. Formel (558) liefert unter Schätzung des Verhältnisses  $\psi = 2,5$  der Zahnbreite zur mittleren Teilung  $t_m$ :

$$t_m = \sqrt[3]{\frac{6,3 M_a}{k \cdot \psi \cdot z_1}} = \sqrt[3]{\frac{6,3 \cdot 6500}{25 \cdot 2,5 \cdot 36}} = 2,63 \text{ cm.}$$

Daraus mittlerer Durchmesser des großen Rades:

$$D_{m_1} = \frac{z_1 t_m}{\pi} = \frac{36 \cdot 2,63}{3,142} = 30,14 \text{ cm}$$

und Breite:

$$b = \psi \cdot t_m = 2,5 \cdot 2,63 = 6,57 \text{ cm.}$$

Teilung am äußeren Umfange nach (591):

$$t = t_m \left( 1 + \frac{b \sin \delta_1}{D_{m_1}} \right) = 2,63 \left( 1 + \frac{6,57 \cdot 0,832}{30,14} \right) = 3,11 \text{ cm,}$$

wobei nach (586):

$$\operatorname{tg} \delta_1 = u = \frac{3}{2} = 1,5; \quad \delta_1 = 56^\circ 18,5'$$

ist. Gewählt:

$$t = 10\pi = 31,42 \text{ mm,} \quad b = 65 \text{ mm,}$$

und damit:

$$D_1 = m \cdot z_1 = 10 \cdot 36 = 360 \text{ mm,} \quad D_2 = 240 \text{ mm.}$$

Die Seitenlängen der Ergänzungskegel folgen aus:

$$\rho'_1 = \frac{D_1}{2 \cos \delta_1} = \frac{360}{2 \cdot \cos 56^\circ 18,5} = 324,6 \text{ mm.}$$

$$\rho'_2 = 144,2 \text{ mm.}$$

Mit ihnen kann die Verzahnung, Abb. 1934, aufgezeichnet werden.

Bei der Nachrechnung wird der mittlere Durchmesser  $D_m = D_1 - b \cdot \sin \delta_1 = 305,9$  mm,

der darauf bezogene Zahndruck  $U = \frac{M_a \cdot 2}{D_m} = \frac{6500 \cdot 2}{30,59} = 425$  kg und die wirkliche Be-

lastungszahl  $k = \frac{U}{b \cdot t_m} = \frac{425}{6,5 \cdot 2,67} = 24,5$ .

Der Druck auf die Achse I beträgt 95, der auf Achse II 63 kg.

Fertigmaße des großen Radkörpers nach Abb. 1944:

$$D_{a_1} = D_1 + 2m \cos \delta_1 = 360 + 2 \cdot 10 \cdot \cos 56^\circ 18,5 = 371,1 \text{ mm,}$$

$$\operatorname{tg} \delta' = \frac{2m \cdot \sin \delta_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 10 \cdot \sin 56^\circ 18,5}{360} = 0,0462;$$

$$\delta' = 2^\circ 39'.$$

$$\delta_{a_1} = \delta_1 + \delta' = 58^\circ 58'.$$



Maße des kleinen Radkörpers:

$$D_{a_2} = 256,3 \text{ mm}, \quad \delta_{a_2} = 36^\circ 20'.$$

**Zahlenbeispiel 5.** Ein Kegelradpaar mit  $z_1 = 60$ ,  $z_2 = 12$  Zähnen, einer Teilung  $t = 10\pi$  auf dem äußeren Umfange der Teilrisse gemessen und einem Achswinkel  $\delta = 90^\circ$  ist durchzubilden.

$$\text{Übersetzung: } u = \frac{z_1}{z_2} = \frac{5}{1}.$$

$$D_1 = z_1 \cdot m = 60 \cdot 10 = 600; \quad D_2 = z_2 \cdot m = 12 \cdot 10 = 120 \text{ mm}.$$

$$\text{tg } \delta_1 = u = 5; \quad \delta_1 = 78^\circ 41,5'; \quad \delta_2 = \delta - \delta_1 = 11^\circ 18,5'.$$

Halbmesser der Tredgoldschen Kreise:

$$\rho'_1 = \frac{D_1}{2 \cos \delta_1} = \frac{600}{2 \cos 78^\circ 41,5'} = 1529,7 \text{ mm}; \quad \rho'_2 = \frac{D_2}{2 \cos \delta_2} = \frac{120}{2 \cos 11^\circ 18,5'} = 61,2 \text{ mm}.$$

Den vollen Umfängen der beiden Ergänzungsteilkreise entsprechen:

$$z'_1 = \frac{2\rho'_1}{m} = \frac{2 \cdot 1529,7}{10} = 306 \quad \text{und} \quad z'_2 = \frac{2\rho'_2}{m} = \frac{2 \cdot 61,2}{10} = 12,2 \text{ Zähne}.$$

Da die Zahnsumme bedeutend größer als 60 ist, läßt sich  $V_0$ -Verzahnung anwenden mit einer Profilverschiebung am kleinen Ergänzungskegel von:

$$x'_2 \cdot m = \frac{z_0 - z_v}{z_0} m = \frac{30 - 12,2}{30} \cdot 10 = 5,93 \text{ mm}.$$

Ferner wird:

am großen Rade:	am kleinen Rade:
die Kopfhöhe $h_1 = 4,1$ ,	$h_2 = 15,9 \text{ mm}$ ,
die Fußhöhe $f_1 = 17,9$ ,	$f_2 = 6,1 \text{ mm}$ .

Abmessungen der Radkörper nach Abb. 1944:

$$\text{tg } \delta'_1 = \frac{2h_1 \cdot \sin \delta_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 4,1 \cdot \sin 78^\circ 41,5'}{600}; \quad \delta'_1 = 46' 4'';$$

$$\delta_{a_1} = \delta_1 + \delta'_1 = 79^\circ 27,5';$$

$$D_{a_1} = D_1 + 2h_1 \cos \delta_1 = 600 + 2 \cdot 4,1 \cdot \cos 78^\circ 41,5' = 601,6 \text{ mm}.$$

$$\delta'_2 = 2^\circ 58,5'; \quad \delta_{a_2} = 14^\circ 17'; \quad D_{a_2} = 151,2 \text{ mm}; \quad \text{Überdeckungsgrad } \varepsilon = 1,56.$$

**Zahlenbeispiel 6.** Ein Kegelradgetriebe mit  $z_1 = 12$  und  $z_2 = 16$  Zähnen,  $t = 10\pi$  Teilung und einen Achswinkel  $\delta = 60^\circ$  soll unterscheidungslos ausgeführt werden.

Übersetzung:

$$u = \frac{z_1}{z_2} = \frac{3}{4} = 0,75.$$

$$D_1 = z_1 \cdot m = 12 \cdot 10 = 120 \text{ mm}; \quad D_2 = 16 \cdot 10 = 160 \text{ mm}.$$

$$\text{tg } \delta_1 = \frac{u \cdot \sin \delta}{1 + u \cdot \cos \delta} = \frac{0,75 \cdot \sin 60^\circ}{1 + 0,75 \cdot \cos 60^\circ} = 0,47238; \quad \delta_1 = 25^\circ 17' 7''$$

$$\delta_2 = \delta - \delta_1 = 34^\circ 42' 53''; \quad \rho'_1 = \frac{D_1}{2 \cos \delta_1} = \frac{120}{2 \cos 25^\circ 17'} = 66,4 \text{ mm}; \quad \rho'_2 = 97,3 \text{ mm};$$

$$z'_1 = \frac{2\rho'_1}{m} = \frac{2 \cdot 66,4}{10} = 13,3; \quad z'_2 = 19,5 \text{ Zähne}.$$

Die Neigung der Erzeugenden findet man, wenn das Kleinrad Grenzrad werden soll, bei  $h = m = 10 \text{ mm}$ , da  $\rho'_2 > \rho'_1$  ist, nach (587) unter Vertauschen von  $\rho'_2$  und  $\rho'_1$  aus:

$$\sin \beta = \sqrt{1 - \frac{h(2\rho'_2 + h)}{\rho'_1(2\rho'_2 + \rho'_1)}} = \sqrt{1 - \frac{10(2 \cdot 97,3 + 10)}{66,4(2 \cdot 97,3 + 66,4)}} = 0,9367; \quad \beta = 69^\circ 30,5'.$$



Abmessungen der Radkörper:

$$\begin{aligned} \delta'_1 &= 4^{\circ}5'; & \delta_{a_1} &= 29^{\circ}22'; & D_{a_1} &= 138,1 \text{ mm}, \\ \delta'_2 &= 4^{\circ}4'; & \delta_{a_2} &= 38^{\circ}47'; & D_{a_2} &= 176,4 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Der Überdeckungsgrad ergab sich bei der Aufzeichnung der Verzahnung zu  $\varepsilon = 1,47$ .

Will man den Winkel  $\beta = 75^{\circ}$  beibehalten, so müssen die Kopfhöhen beider Räder verändert werden und zwar wie aus der Beziehung (588) unter Vertauschen der Halbmesser  $\rho'_1$  und  $\rho'_2$  der Tredgoldschen Kreise folgt, am Rade 1 auf:

$$\begin{aligned} h_1 &= \sqrt{(\rho'_2)^2 + [2\rho'_1\rho'_2 + (\rho'_1)^2] \cos^2 \beta} - \rho'_2 \\ &= \sqrt{97,3^2 + [2 \cdot 66,4 \cdot 97,3 + 66,4^2] \cos^2 75^{\circ}} - 97,3 = 5,8 \text{ mm}, \end{aligned}$$

am Rade 2 auf:

$$h_2 = \sqrt{66,4^2 + [2 \cdot 66,4 \cdot 97,3 + 97,3^2] \cos^2 75^{\circ}} - 66,4 = 10,5 \text{ mm}.$$

Der dabei erreichbare Überdeckungsgrad ist  $\varepsilon = 1,41$ .

#### IV. Zahnradtriebe für geschränkte Wellen.

Zur Vermittlung der Bewegung zwischen geschränkten Wellen dienen Schraubgetriebe. Sie lassen sich nach Kutzbach [XXV, 3] in reine Schraubgetriebe (Schneckentriebe) und Schraubwälzgetriebe (zylindrische und kegelige Schraubräder) unterteilen. Im folgenden sind die verschiedenen Arten an Hand der Grundkörper, auf denen die Verzahnung entwickelt wird, besprochen und die Schraubräder aus den Hyperbelrädern hergeleitet, die Schneckentriebe aber für sich behandelt.

##### A. Hyperbelräder.

Die Grundkörper bilden Umdrehungshyperboloide, Abb. 1956, die durch Drehen der gemeinschaft-

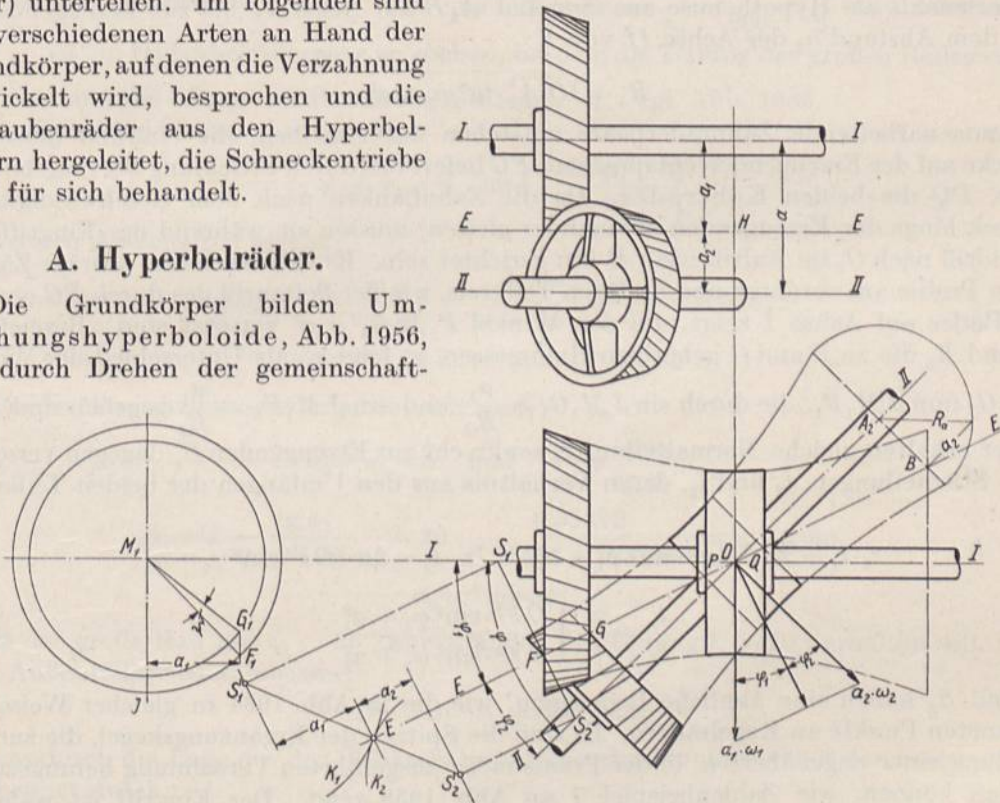


Abb. 1956. Hyperbelräder.

lichen Erzeugenden  $E$  um die Achsen  $I$  und  $II$  entstehen und die unter gewissem Gleiten, aber unter ständiger Berührung längs der Linie  $E$  sich aufeinander abwälzen. Die Wellen sind in der Lage dargestellt, daß ihr kürzester Abstand  $a$  im Aufriß in richtiger Größe erscheint, im Grundriß zum scheinbaren Schnittpunkt  $O$  wird.  $E$  geht ebenfalls durch  $O$ , hat die Abstände  $a_1$  und  $a_2$  von  $I$  und  $II$  und teilt im Grundriß den



Achswinkel  $\varphi$  in  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$ . Ein Schnitt senkrecht zur Erzeugenden  $E$  in einem beliebigen Punkte  $F$  treffe die Achsen in  $S_1$  und  $S_2$ . Legt man den Schnitt seitwärts um, so werden die Hyperboloide in Kurven  $K_1$  und  $K_2$  geschnitten, deren Berührungspunkt die Projektion von  $E$  ist und der auf der geraden Verbindungslinie  $S'_1S'_2$  liegen muß, wenn die Kurven aufeinander abrollen sollen. Daraus ergibt sich die Beziehung zwischen den Abständen  $a_1$  und  $a_2$  und den Winkeln  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$ :

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{S'_1E}{S'_2E} = \frac{S_1F}{S_2F} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\operatorname{tg} \varphi_2}. \quad (594)$$

Andererseits ist durch  $a_1$  und  $a_2$ , die gleichzeitig die Halbmesser der Kehlkreise der Hyperboloide oder der kleinsten Kreise sind, die im Punkte  $O$  entstehen, die Übersetzung bedingt. Die Umfangsgeschwindigkeiten der Kehlkreise  $a_1 \cdot \omega_1$  und  $a_2 \cdot \omega_2$  müssen beim Laufen gleich große Komponenten senkrecht zur Erzeugenden  $E$ , längs der die Berührung stattfindet, haben, d. h. es muß:

$$a_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos \varphi_1 = a_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos \varphi_2$$

oder:

$$\frac{a_1 \cdot \cos \varphi_1}{a_2 \cdot \cos \varphi_2} = \frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2} = u \quad (595)$$

sein. Zu einem beliebigen Punkte  $A_2$  der Achse  $II$  findet man den Halbmesser  $R_a$  des Hyperboloids als Hypothenuse aus dem Lot  $A_2B$  auf Achse  $II$  bis zur Erzeugenden  $E$  und dem Abstand  $a_2$  der Achse  $II$  von  $E$ :

$$R_a = \sqrt{OA_2^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi_2 + a_2^2}.$$

Zusammenarbeitende Zahnräderpaare entstehen auf Scheiben, die ein und derselben Strecke auf der Erzeugenden entsprechen:  $FG$  liefert das durch Strichlung hervorgehobene Paar,  $PQ$  die beiden Kehlräder. Da die Zahnflanken nach dem Geschwindigkeitsdreieck längs der Erzeugenden aneinander gleiten, müssen sie während des Eingriffs im Grundriß nach  $O$ , im Aufriß nach  $H$  hin gerichtet sein. Es entstehen also schräge Zähne, deren Profile am vorderen und hinteren Teilkreis, wie der Seitenriß des durch  $FG$  erzeugten Rades auf Achse  $I$  zeigt, um den Winkel  $F_1M_1G_1 = \psi'$  versetzt sind. Bezeichnen  $R_F$  und  $R_G$  die zu  $F$  und  $G$  gehörigen Halbmesser, so folgt  $\psi'$  als Unterschied der Winkel  $JM_1G_1$  und  $JM_1F_1$ , die durch  $\sin JM_1G_1 = \frac{a_1}{R_G}$  und  $\sin JM_1F_1 = \frac{a_1}{R_F}$  gegeben sind. Die Räder erhalten gleiche Normalteilung  $t_n$  senkrecht zur Erzeugenden  $E$ , dagegen verschiedene Stirnteilungen,  $t_1$  und  $t_2$ , deren Verhältnis aus den Umfängen der beiden Teilkreise folgt:

$$z_1 \cdot t_1 = 2\pi \sqrt{OF^2 \cdot \sin^2 \varphi_1 + a_1^2}, \quad z_2 \cdot t_2 = 2\pi \sqrt{OF^2 \sin^2 \varphi_2 + a_2^2};$$

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{z_2}{z_1} \sqrt{\frac{OF^2 \cdot \sin^2 \varphi_1 + a_1^2}{OF^2 \cdot \sin^2 \varphi_2 + a_2^2}}. \quad (596)$$

$S_1$  und  $S_2$  haben eine ähnliche Bedeutung, wie die in Abb. 1934 in gleicher Weise bezeichneten Punkte an Kegelrädern. Es sind die Spitzen der Ergänzungskegel, die zur Ermittlung einer angenäherten, in der Praxis meist ausgeführten Verzahnung herangezogen werden können, wie Zahlenbeispiel 7 an Abb. 1958 zeigt. Der Eingriff ist während der Berührung längs der Erzeugenden richtig; im übrigen ist man auf allmähliches Einarbeiten angewiesen. Die Fehler werden um so größer, je mehr man sich den Kehlrädern nähert, die man sowohl aus diesem Grunde, wie auch ihrer ungünstigen Durchmesser-Verhältnisse wegen gern vermeidet. Die Konstruktion genauer Zahnformen hat R. Crain [XXV, 17] näher untersucht.

Hyperbelräder werden, da ihre Herstellung erheblichen Schwierigkeiten begegnet — die bisher gebräuchlichen Verfahren liefern nur angenähert richtige Flanken — zum



Übertragen größerer Kräfte möglichst vermieden und durch Schraubenräder oder unter Einschalten einer Hilfswelle durch Stirn- und Kegelradgetriebe ersetzt. Ordnet man die Hilfswelle gleichlaufend zu einer der gegebenen Wellen so an, daß sie die andere schneidet, so sind ein Stirn- und ein Kegelradgetriebe nötig, vgl. Abb. 1957, wo die gleichen Verhältnisse wie in Abb. 1956 zugrunde liegen. Die  $\frac{3}{2}$ fache Übersetzung ist in das Stirnräderpaar gelegt, während die Kegelräder der Einfachheit wegen gleich groß angenommen wurden. Gegenüber Abb. 1956 sind zwei Zahnräder, eine Hilfswelle und zwei Lager mehr nötig, um die Aufgabe zu lösen. Ein anderer Weg ist, die Hilfswelle so zu legen, daß sie die Wellen *I* und *II* schneidet. Dann sind zwei Kegelradgetriebe mit schiefen Achsen und schiefer Lagerung also unter erheblicher Erschwerung der Ausführung, nötig, falls man die Hilfswelle nicht in den kürzesten Abstand der Wellen bringt. Vielfach wird dabei freilich der Konstruktionsraum sehr beschränkt; die in

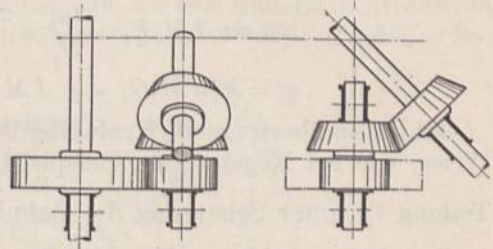


Abb. 1957. Stirn- und Kegelradgetriebe als Ersatz für Hyperbelräder.

Abb. 1956 gekennzeichnete Aufgabe wäre mit 60 mm breiten Zähnen nicht mehr lösbar.

**Berechnungsbeispiel 7.** Gegeben: Kürzester Achsabstand der geschränkten Wellen

$a = 200$  mm, Achswinkel  $\varphi = 45^\circ$ . Für eine Übersetzung  $\frac{n_2}{n_1} = \frac{300}{200} = \frac{3}{2}$  und Zahnzahlen  $\frac{z_1}{z_2} = \frac{36}{24}$  ist ein Hyperbelräderpaar zu suchen, bei dem die Teilung des großen Rades außen  $t_1 = 10\pi$  und die Länge der Berührenden 65 mm ist. Vgl. Abb. 1956.

Bestimmung von  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$ . Aus:

$$\varphi_1 + \varphi_2 = \varphi \quad \text{und} \quad \frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

folgt durch Ausschalten von  $\varphi_2$ :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi_1 &= \frac{z_1 \cdot \sin \varphi}{z_2 + z_1 \cos \varphi} = \frac{36 \cdot \sin 45^\circ}{24 + 36 \cdot \cos 45^\circ} = 0,51472; \\ \varphi_1 &= 27^\circ 14' 8'', \quad \varphi_2 = 17^\circ 45' 52''. \end{aligned}$$

Die Kehlkreishalbmesser ergeben sich nach:

$$\begin{aligned} a_1 + a_2 &= a \quad \text{und} \quad \frac{a_1}{a_2} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\operatorname{tg} \varphi_2}; \\ a_1 &= a \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2} = 20 \cdot \frac{0,51472}{0,51472 + 0,32038} = 12,32 \text{ cm}; \\ a_2 &= 7,68 \text{ cm}. \end{aligned}$$

Wenn das große Rad mit  $z_1 = 36$  Zähnen außen die Teilung  $t_1 = 10\pi$  erhalten soll, muß sein Außenteilkreisdurchmesser:

$$D_1 = m \cdot z_1 = 360 \text{ mm}$$

sein, wodurch die Lage des den Teilkreis beschreibenden Punktes *F* auf der Erzeugenden gegeben ist durch:

$$\overline{OF}^2 \sin^2 \varphi_1 + a_1^2 = \left(\frac{D_1}{2}\right)^2;$$

$$\overline{OF} = \frac{1}{2 \sin \varphi_1} \sqrt{D_1^2 - 4a_1^2} = \frac{1}{2 \cdot 0,45764} \cdot \sqrt{36^2 - 4 \cdot 12,32^2} = 28,68 \text{ cm}.$$

*OG* ist 65 mm kürzer, also gleich 22,18 cm, der entsprechende Teilkreisdurchmesser:

$$D'_1 = 2 \sqrt{\overline{OG}^2 \sin^2 \varphi_1 + a_1^2} = 2 \sqrt{22,18^2 \cdot 0,45764^2 + 12,32^2} = 31,93 \text{ cm},$$



und die Teilung:

$$t'_1 = \frac{\pi \cdot D'_1}{z_1} = \frac{\pi \cdot 31,93}{36} = 2,79 \text{ cm.}$$

Die Schrägstellung der Zähne, gekennzeichnet durch  $\psi'_1$  folgt aus:

$$\sin JM_1G_1 = \frac{2a_1}{D'_1} = \frac{2 \cdot 12,32}{31,93} = 0,77180,$$

$$\sin JM_1F_1 = \frac{2a_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 12,32}{36} = 0,68445.$$

$$\psi' = \sphericalangle JM_1G_1 - \sphericalangle JM_1F_1 = 50^\circ 30' 48'' - 43^\circ 11' 32'' = 7^\circ 19' 16''.$$

Ist die zu übertragende Kraft oder das Drehmoment gegeben, so geht man in ähnlicher Weise, wie bei Kegelrädern, Beispiel 4, Seite 1103, vor, ermittelt zunächst die mittlere

Teilung  $t_m$  unter Schätzung der Zahnbreite  $b$ , deren Verhältnis  $\psi = \frac{b}{t_m}$  möglichst nicht größer als 2 gewählt werden sollte, sucht dann den mittleren Durchmesser und daraus die Lage der beiden Räder auf den Achsen in derselben Weise, wie eben gezeigt. Mäßige

Belastungszahlen, etwa halb so groß wie an Stirnrädern und Zahnzahlen, die Unterschneidungen ausschließen, sind zu empfehlen. Genaue Einstellung der Räder und sorgfältige Aufnahme der Achsdrucke, die infolge der schrägen Zähne auftreten, sind Vorbedingungen für das gute Zusammen- und Einarbeiten der Verzahnungen.

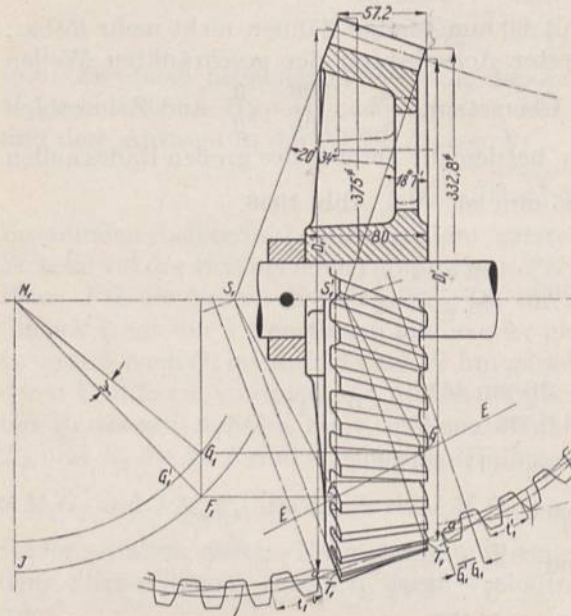


Abb. 1958. Angenäherte Hyperbelradverzahnung. M. 1:5.

Abb. 1958 zeigt die Konstruktion der angenäherten Verzahnung des großen Rades, der die Abb. 1956 unter Benutzung der Ergänzungskegel, die über den Durchmessern  $D_1$  und  $D'_1$  stehen, so daß  $S_1T_1$  und  $S'_1T'_1$  ihre Seitenlängen darstellen. Werden ihre Oberflächen längs der Zeichenebene abgewickelt, so lassen sich daran, ähnlich wie bei Kegelrädern Evolventenzahnformen entwickeln, die wegen des Gleitens der Flanken nur noch um den Winkel  $\psi'$  oder auf dem kleineren Teilkreise um die Strecke  $G_1G'_1$  des Seiten-

risses versetzt werden müssen. Der Punkt  $a'$  bleibt um die genannte Strecke gegenüber dem auf dem äußeren Teilkreis gelegenen Punkt  $a$  in der Abwicklung zurück. Die Kopfhöhe wurde auf dem äußeren Kegel mit 0,8 m, die Fußhöhe mit 1 m angenommen.

Im oberen Teil der Abbildung sind die für das richtige Abdrehen des Radkörpers nötigen, durch Rechnung ermittelten Maße eingetragen.

Die Hauptabmessungen des kleinen Rades sind:

Durchmesser des äußeren Teilkreises 232,8 mm, Teilung darauf 30,48 mm,  
 „ „ inneren „ 204,7 „ „ „ 26,80 „ .

## B. Schraubenräder.

Schraubenräder entstehen, wenn man die Kehlräder der Abb. 1956 durch zwei sich in einem Punkt berührende Zylinder mit schraubenförmigen Zähnen ersetzt, die gleiche Normalteilung  $t_n$  haben und deren Steigungen während des Eingriffs zusammenfallen. Der Aufriß der Abb. 1959 gibt die beiden Achsen I und II in der Lage wieder,



daß ihr kürzester Abstand  $a$  in voller Größe erscheint und in dem zugehörigen, größer gezeichneten Grundriß des Getriebes, Abb. 1960, in den Punkt  $O$  fällt.  $EE$  ist die gemeinschaftliche Tangente der Zahnflanken im Wälzpunkte  $O$ ; die Summe der beiden Winkel  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$ , die sie mit den windschiefen Achsen  $I$  und  $II$  bildet, gibt den Achswinkel  $\varphi$ .

$$\varphi_1 + \varphi_2 = \varphi. \quad (597)$$

Bei der Verzahnung entstehen Schraubenflächen, die an den Rädern in gleichem Sinne verlaufen, so daß beide entweder rechts- oder linkssteigend werden. (In dieser Be-

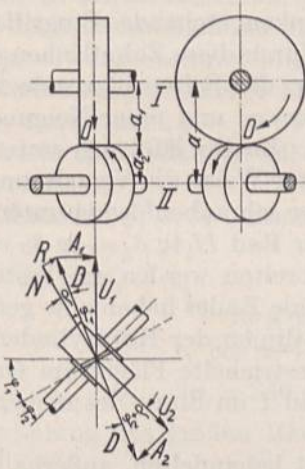


Abb. 1959. Schraubenräder.

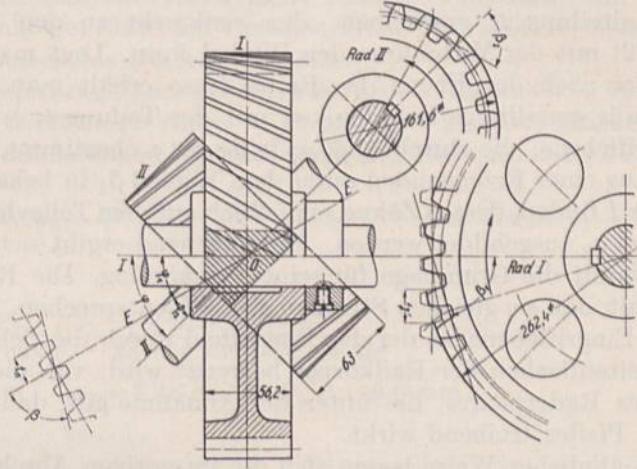


Abb. 1960. Schraubenräderpaar. M. 1:5.

ziehung unterscheiden sich die Schrauben- von den Schrägzahnradern, bei denen stets zwei Räder entgegengesetzter Steigung unter Abwälzen miteinander kämmen.) Da- gegen fallen die Stirnteilungen der Räder verschieden aus:

$$t_1 = \frac{t_n}{\cos \varphi_1} \quad \text{und} \quad t_2 = \frac{t_n}{\cos \varphi_2}, \quad (598)$$

woraus die zugehörigen Teilkreisdurchmesser:

$$D_1 = \frac{t_1 z_1}{\pi} \quad \text{und} \quad D_2 = \frac{t_2 z_2}{\pi} \quad (599)$$

und das Verhältnis der Abstände des Wälzpunktes  $O$  von den Achsen  $I$  und  $II$ ,  $a_1 = \frac{D_1}{2}$ ,  $a_2 = \frac{D_2}{2}$ ,

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{t_1 z_1}{t_2 z_2} = \frac{z_1 \cos \varphi_2}{z_2 \cos \varphi_1} = u \cdot \frac{\cos \varphi_2}{\cos \varphi_1} \quad (600)$$

folgen. So lange nicht  $\varphi_1 = \varphi_2$ , also die Linie  $EE$  die Achswinkelhalbierende ist, sind die Raddurchmesser nicht mehr den Zahnzahlen verhältnismäßig. Es wäre z. B. möglich, den beiden Rädern zum Antriebe der Steuerwellen an Viertaktmaschinen, die eine halb so große Drehzahl haben müssen wie die Hauptwellen, gleiche Durchmesser zu geben.

Bei  $\varphi = 90^\circ$  folgt dann aus Gleichung (600) und (597) für  $a_1 = a_2$  und  $u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{2}$ :

$$2 \cos \varphi_1 = \cos \varphi_2 = \sin \varphi_1; \quad \text{tg } \varphi_1 = 2, \quad \varphi_1 = 63^\circ 26', \quad \varphi_2 = 26^\circ 34',$$

was allerdings am treibenden Rade zu ziemlich schrägen Zähnen und großem Achsdruck führt, aber konstruktiv die Möglichkeit bietet, die Nabenbohrung, der Hauptwelle der Maschine entsprechend, weit zu halten.

Als dritte Beziehung ergibt sich:

$$a_1 + a_2 = a. \quad (601)$$



Bei gegebener Lage der Achsen und einer bestimmten Übersetzung kann eine der vier Größen  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $a_1$  und  $a_2$  beliebig gewählt werden, die übrigen folgen dann aus den drei Gleichungen (597), (600) und (601). Vielfach wird man zweckmäßigerweise eines der beiden Räder unter Verwendung vorhandener Werkzeuge annehmen und daraus die Abmessungen des anderen und den Achsabstand errechnen.

Die Beziehungen zwischen den Verzahnungen der Räder werden anschaulich, wenn man sich eine Zahnstangenverzahnung in die gemeinsame Berührungsebene der beiden Teilzylinder eingeschaltet denkt. Verlaufen ihre Flanken parallel zu  $EE$ , so werden die Zähne in einem senkrecht zu  $E$  geführten Schnitte, Abb. 1960, unten links, mit der Normalteilung  $t_n$  erscheinen; ihre senkrecht zu den Flanken stehende Eingriffsebene schließt mit der Mittenlinie den Winkel  $\beta$  ein. Legt man durch diese Zahnflächen einen Schnitt nach der Ebene des Rades  $I$ , so erhält man, wie der Seitenriß rechts zeigt, ebenfalls geradlinige Zahnflanken mit der Teilung  $t_1 = t_n / \cos \varphi_1$  und einer Neigung der Eingriffsebene, die durch  $\operatorname{tg} \beta_1 = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \varphi_1$  bestimmt ist. Zu ihr läßt sich unter Benutzung einer Erzeugenden unter dem Winkel  $\beta_1$  in bekannter Weise die Verzahnung des Rades  $I$  finden, dessen Zähne schließlich auf dem Teilzylinder schraubenförmig unter dem Winkel  $\varphi_1$  ausgebildet werden. Entsprechend ergibt sich für Rad  $II$   $\operatorname{tg} \beta_2 = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \varphi_2$  und damit die Grundlage für seine Verzahnung. Die Radbreiten werden am besten so gewählt, daß sie gleichen Strecken auf  $EE$  entsprechen. Beide Räder haben eine gemeinsame Eingriffsebene, in der das Eingriffeld durch die Schnittlinien der Kopfzylinder und die Seitenflächen der Radkörper begrenzt wird, vgl. die gestrichelte Fläche im Grundriß des Räderpaares, die unter der Annahme gilt, daß Rad  $I$  im Sinne des eingezeichneten Pfeiles treibend wirkt.

In ähnlicher Weise lassen sich die im vorigen Abschnitt behandelten, außerhalb der Kehle liegenden Hyperbelräder durch Schrägzahnräder mit kegeligen (allgemein beliebigen) Grundkörpern annähern, die sich lediglich in einem Punkte berühren und deren Flankenlinien in diesem Punkte gleiche Richtung haben. Sie bilden ein Wälzschraubgetriebe mit freilich unvollkommenem Eingriff.

Nachteilig ist das starke Gleiten der Zähne längs der Flanken, das den Wirkungsgrad vermindert und das um so bedeutender ist, je mehr sich  $EE$  von der Halbierungslinie des Achswinkels  $\varphi$  entfernt. Geringe Steigungswinkel der Zähne zur Radebene, die leicht zum Klemmen führen, sollten besonders am getriebenen Rade vermieden werden.

Aus dem Grundriß der Abb. 1959, der das kleinere Rad in der Draufsicht zeigt, ist die Kräfteverteilung an Schraubenrädern ersichtlich. Berücksichtigt man die Reibung durch das Gleiten in der Längsrichtung der Zähne, vernachlässigt aber diejenige längs der Flanken, so zerfällt die von dem treibenden großen Rade ausgeübte Umfangskraft  $U_1$  in den Achsdruck  $A_1$  und in die um den Reibungswinkel  $\varrho$  gegenüber dem Normaldruck  $N$  geneigte Kraft  $D$ , die am kleinen Rade die Umfangskraft  $U_2$  und den Achsdruck  $A_2$  erzeugt.  $R$  ist die Reibung längs der Zähne. Rechnerisch wird:

$$A_1 = U_1 \cdot \operatorname{tg} (\varphi_1 - \varrho), \quad (602)$$

$$A_2 = D \cdot \sin (\varphi_2 + \varrho) = U_1 \cdot \frac{\sin (\varphi_2 + \varrho)}{\cos (\varphi_1 - \varrho)}, \quad (603)$$

$$U_2 = D \cdot \cos (\varphi_2 + \varrho) = U_1 \cdot \frac{\cos (\varphi_2 + \varrho)}{\cos (\varphi_1 - \varrho)}. \quad (604)$$

Der Wirkungsgrad, wiederum unter Vernachlässigung der Zahnreibung, wird durch das Verhältnis der Arbeiten an den Zahnnumfängen bestimmt:

$$\eta = \frac{U_2 \cdot v_2}{U_1 \cdot v_1} = \frac{U_2 \cdot a_2 \cdot z_1}{U_1 \cdot a_1 \cdot z_2} \quad (605)$$

und erreicht seinen höchsten Wert annähernd, wenn die Zahnschräge mit der Winkelhalbierenden übereinstimmt. Die Achsdrucke sind sorgfältig aufzunehmen.



Der Festigkeitsrechnung der Zähne wird man wegen des starken Gleitens und der kleinen Eingrifffläche niedrige, etwa halb so große Belastungszahlen wie sie an Stirnrädern üblich sind, zugrunde legen.

Die Bearbeitung erfolgt in der gleichen Weise, wie bei den auf S. 1086 behandelten Stirnrädern mit Schrägzähnen.

Schraubenräder für geschränkte Wellen finden nur für mäßige Kräfte und Übersetzungen bis 1:5 Anwendung. Höhere werden besser in Form von Schneckenrieben ausgeführt. Besonders häufig dienen Schraubenräder zum Antriebe der Steuerwellen an Kraftmaschinen, wobei sich die Wellen meist unter  $90^\circ$  kreuzen. Als Werkstoff findet man Gußeisen für mäßige, Stahl auf Phosphorbronze für größere Geschwindigkeiten; das Stahlrad pflegt dabei das treibende zu sein.

**Berechnungsbeispiel 8.** Schraubenräderpaar für einen kürzesten Abstand  $a = 200$  mm, einen Achswinkel  $\varphi = 45^\circ$  und Zahnzahlen von  $z_1 = 36$  und  $z_2 = 24$ . Das Flankenspiel senkrecht zu den Zähnen soll 0,2 mm betragen. Flankenwinkel der Normalteilung  $2\alpha = 30^\circ$  ( $\beta = 75^\circ$ ).

Gewählt:  $\varphi_1 = 30^\circ$ , dann ist:  $\varphi_2 = \varphi - \varphi_1 = 45 - 30 = 15^\circ$  und wegen  $a_1 + a_2 = a$  und  $\frac{a_1 \cdot \cos \varphi_1}{a_2 \cos \varphi_2} = \frac{z_1}{z_2}$ :

$$a_1 = \frac{z_1 \cdot a \cdot \cos \varphi_2}{z_1 \cdot \cos \varphi_2 + z_2 \cdot \cos \varphi_1} = \frac{36 \cdot 200 \cdot \cos 15^\circ}{36 \cdot \cos 15^\circ + 24 \cos 30^\circ} = 12,52 \text{ cm},$$

$$D_1 = 2a_1 = 250,4 \text{ mm}, \quad a_2 = 7,48 \text{ cm}, \quad D_2 = 149,6 \text{ mm}.$$

Stirnteilung des großen Rades:

$$t_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{z_1} = \frac{250,4 \cdot \pi}{36} = 21,85 \text{ mm},$$

des kleinen Rades:

$$t_2 = 19,59 \text{ mm}.$$

Aus  $t_1 \cdot \cos \varphi_1 = t_n$  folgt die Normalteilung beider Räder:

$$t_n = 21,85 \cdot \cos 30^\circ = 18,92 \text{ mm}.$$

Zur Nachprüfung:  $t_n = t_2 \cos \varphi_2 = 19,59 \cdot \cos 15^\circ = 18,92 \text{ mm}.$

0,2 mm Flankenspiel führt zu der Zahnstärke:

$$s = 0,5 (t_n - 0,2) = 9,36 \text{ mm}.$$

Die Zahnstärke in der Stirnteilung des Rades I wird:

$$s_1 = \frac{s}{\cos \varphi_1} = \frac{9,36}{\cos 30^\circ} = 10,81 \text{ mm},$$

in derjenigen des Rades II  $s_2 = 9,69 \text{ mm}$ . Am Rade I ist die Neigung der Erzeugenden der Stirnteilung gegeben durch:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \varphi_1 = \operatorname{tg} 75^\circ \cdot \cos 30^\circ = 3,232.$$

$$\beta_1 = 72^\circ 48' 31''$$

und am Rade II:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = 3,605; \quad \beta_2 = 74^\circ 29' 45''.$$

Endlich folgt für die Gestaltung des Fräasers des Rades I mit  $t_n = 18,92 \text{ mm}$ ,  $\beta = 75^\circ$  nach Abb. 1924 und Formel (583):

$$z'_1 = \frac{z_1}{\sin^3 \gamma_1} = \frac{z_1}{\sin^3 (90^\circ - \varphi_1)} = \frac{36}{\sin^3 60^\circ} = 55,4 \text{ Zähne},$$

Rad II:

$$z'_2 = \frac{z_2}{\sin^3 \gamma_2} = \frac{z_2}{\sin^3 (90^\circ - \varphi_2)} = \frac{24}{\sin^3 75^\circ} = 26,6 \text{ Zähne}.$$



Die Fräser müssen demnach Sonderformen erhalten. Wenn man sich mit einer Annäherung begnügen will, so könnte man im vorliegenden Falle einen Scheibenfräser von  $6\pi = 18,85$  mm Teilung benutzen, muß dann aber auf die Einhaltung des in der Aufgabe vorgeschriebenen Flankenspiels verzichten.

Abb. 1960 gibt die mit 6 mm Kopf- und 7,5 mm Fußhöhe durchgebildete Verzahnung wieder. Ein Vergleich mit Abb. 1958, bei der dieselben Verhältnisse vorausgesetzt waren, zeigt, daß hier einfachere Radkörper und Zahnformen entstehen, daß aber die Teilung und damit die Größe der zu übertragenden Kräfte durch die Wahl der Zahnzahlen gegeben ist, wenn man von übermäßiger Breite der Räder absieht, die übrigens nur eine geringe Vergrößerung der Eingrifffläche ergeben würde. Bei einer Belastungszahl von  $k = 15$  kann das Getriebe eine Umfangskraft von  $U_1 = 175$  kg übertragen.

Am Rade *I* entsteht dabei ein Achsdruck von 69, am Rade *II* ein solcher von 75 kg. Der Wirkungsgrad  $\eta$  wird etwa 0,88.

## C. Schneckentriebe.

### 1. Grundlagen.

Schneckentriebe bestehen aus zwei scheinbar ganz verschiedenen Teilen, der schraubenförmigen Schnecke und dem mit Zähnen versehenen Schneckenrade.

Bei der Auffassung des Ganzen als Schraubgetriebe erkennt man aber leicht, daß das Schneckenrad die die Schraubengänge nur teilweise umfassende Mutter ist. Die Achsen der beiden Teile können unter einem beliebigen Winkel zueinander geschränkt sein. Ein Beispiel dafür gibt Abb. 1961, die allerdings einen Sonderfall darstellt, insofern die Schraubenachse unter dem Steigungswinkel  $\alpha_1$  der Schraube gegen die Radebene geneigt ist, damit man ein gewöhnliches Stirnrad mit geraden Zähnen als Schneckenrad verwenden kann. Der Eingriff ist dabei nur punktförmig, so daß das Getriebe lediglich zur Übertragung kleiner Kräfte brauchbar ist.

In der Regel beträgt der Schräkungswinkel  $90^\circ$ , Abb. 1962; die Schneckenachse liegt dann in der Radmittelebene.

Beim Laufen verschieben sich die Flanken der Schnecke relativ zum Rade und treiben dessen Zähne an; nach einer vollen Umdrehung befindet sich die

Schnecke aber wieder in genau der gleichen Lage, steht jedoch mit einem anderen Zahne im Eingriff. Ist die Schnecke eingängig, so rückt der Eingriff bei jeder Umdrehung um einen Zahn, ist sie zwei- oder dreigängig um zwei oder drei Zähne vor. Demzufolge ergibt sich die Übersetzung  $u$  aus der Gangzahl  $i$  der Schnecke und der Zahnzahl  $z$  des Schneckenrades:

$$u = \frac{i}{z}. \quad (606)$$

Schneckentriebe sind ein besonders geeignetes Mittel, hohe Übersetzungen auszuführen. Gewöhnlich liegen die Drehzahlverhältnisse zwischen 1:10 und 1:30; aber selbst solche von 1:50 und mehr werden ausgeführt; als niedrigstes kommt 1:5 in Frage. Die Schneckentriebe können auf diese Weise zwei oder drei hintereinander geschaltete Stirngetriebe ersetzen und so, trotz hoher Ausführungskosten, wirtschaftlich günstig sein, abgesehen von den weiteren Vorteilen des geräuschlosen Ganges, der gedrängteren Anordnung und des geringeren Gewichts der Getriebe, Vorzüge, die bei rasch bewegten Maschinen, z. B. Laufkatzen, für die Anwendung entscheidend werden können. Daher



haben Schneckenräder, besonders seit der Einführung des elektrischen Betriebs, ausgedehnte Verbreitung an Aufzügen, Kranen, Werkzeugmaschinen und Bahnen gefunden. Die ersten Anwendungen führten zu sehr widersprechenden Ergebnissen, in manchen Fällen zu Mißerfolgen, die vielfach ungünstige Urteile entstehen ließen. Erst Stribecks „Versuche mit Schneckenrieben“ [XXV, 18], brachten Klarheit über die Eingriffverhältnisse und gaben Unterlagen für die richtige Durchbildung. Ernst [XXV, 19], erweiterte und vertiefte in seinem Buche über „Eingriffverhältnisse der Schneckentriebe“ die Untersuchung und gab eine geometrische Konstruktion der Lote auf den in mehreren Längsschnitten ermittelten Schneckenprofilen an. Schließlich hat Schiebel [XXV, 1], unter Benutzung einiger Sondereigenschaften der Schraubenfläche ein Verfahren ausgebildet, das weiter unten wiedergegeben ist.

Die Wirkung der Schneckenoberfläche beim Laufen des Getriebes läßt sich durch zwei Teilbewegungen ersetzen, durch eine Drehung um die Achse und durch eine gleichförmig fortschreitende Bewegung in Richtung der Achse. Die erste ist für die zwischen den Zahnflächen auftretende gleitende Reibung maßgebend; nur die zweite treibt das Schneckenrad an. Bei dieser Verschiebung bleiben die Zahnprofile sowohl in der Mittelebene des Getriebes, wie auch in allen zu ihr parallelen Ebenen dauernd unverändert. Da außerdem die Geschwindigkeit, mit der sich diese Schnitte bewegen, durchweg die gleiche ist, so kann man den Antrieb des Schneckenrades für die Untersuchung der Verzahnung lediglich durch Verschieben der Schnecke, einem Zahnstangengetriebe entsprechend, erzeugen, die Drehung der Schnecke aber unberücksichtigt lassen.

Der Wälzkörper (Teilriß) des Schneckenrades ist die Mantelfläche eines Zylinders vom Durchmesser  $D = \frac{z \cdot t}{\pi}$ , Abb. 1962, weil nur Punkte einer solchen die gleiche Geschwindigkeit haben können, die der eben besprochenen Verschiebung der Schnecke entspricht. Auf dem Teilzylinder wälzt sich der ebene Teilriß oder die Wälzebene der Schnecke unter ständiger Berührung längs der Zylinderseite ab, die durch den Wälzpunkt  $O$  geht und die Wälzlinie bildet.

Bei den am meisten verwandten Trieben mit zylindrischen Schnecken wird ausschließlich Evolventenverzahnung benutzt.

Zykloidenverzahnung ist nicht allein wesentlich schwieriger herzustellen, weil die Schnecke doppelt gekrümmte Flanken bekommt; sie bietet auch nach den Untersuchungen Ernsts ungünstigere Eingriff- und Abnutzungsverhältnisse. Die Evolventenverzahnung führt in der Mittelebene, Abb. 1962 oben, zu den von der Zahnstange, Abb. 1870, her bekannten Formen: entsprechend dem meist üblichen Winkel  $\beta = 75^\circ$  zwischen der Erzeugenden und der Mittenlinie zeigt die Schnecke gerade Flanken unter  $\alpha = 15^\circ$  Neigung gegenüber dem Halbmesser; die Radzähne haben Evolventenform. Der Eingriff zwischen beiden erfolgt auf der Erzeugenden.

Die Schnecke ist demnach als eine Schraube mit Trapezgewinde leicht genau herzustellen. Zwischen der Teilung  $t$ , die an zwei benachbarten Gängen oder Zähnen ohne Rücksicht auf die Gangzahl gemessen wird, der Gangzahl  $i$ , dem Abstand  $r$  der Wälzebene von der Schneckenachse in Abb. 1962 und dem Schneckensteigungswinkel  $\alpha_1$  besteht die Beziehung:

$$2\pi r \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 = i \cdot t,$$

weil  $i \cdot t$  der Ganghöhe  $h_0$  entspricht. Daraus folgt der Halbmesser:

$$r = \frac{i \cdot t}{2\pi \operatorname{tg} \alpha_1} \quad (607)$$

oder die Steigung:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{i \cdot t}{2\pi r} = \frac{h_0}{2\pi r}. \quad (608)$$

$\alpha_1$  pflegt zwischen  $5^\circ$  bis  $20^\circ$ , höchstens  $30^\circ$  zu liegen. Die Ganghöhe und damit die Teilung wird gewöhnlich in Übereinstimmung mit den Leitspindeln der Drehbänke, auf denen



die Bearbeitung stattfinden soll, in Millimetern oder Zollen gewählt. Die Einschaltung eines 127zähligen Rades ( $5'' = 127,0 \text{ mm}$ ) ermöglicht allerdings den Übergang zwischen beiden Maßeinheiten, die eines 97zähligen ( $\frac{\pi \cdot 97}{12} = 25,395 \text{ mm} \approx 1''$ ) auch die Ausführung der Modulteilung.

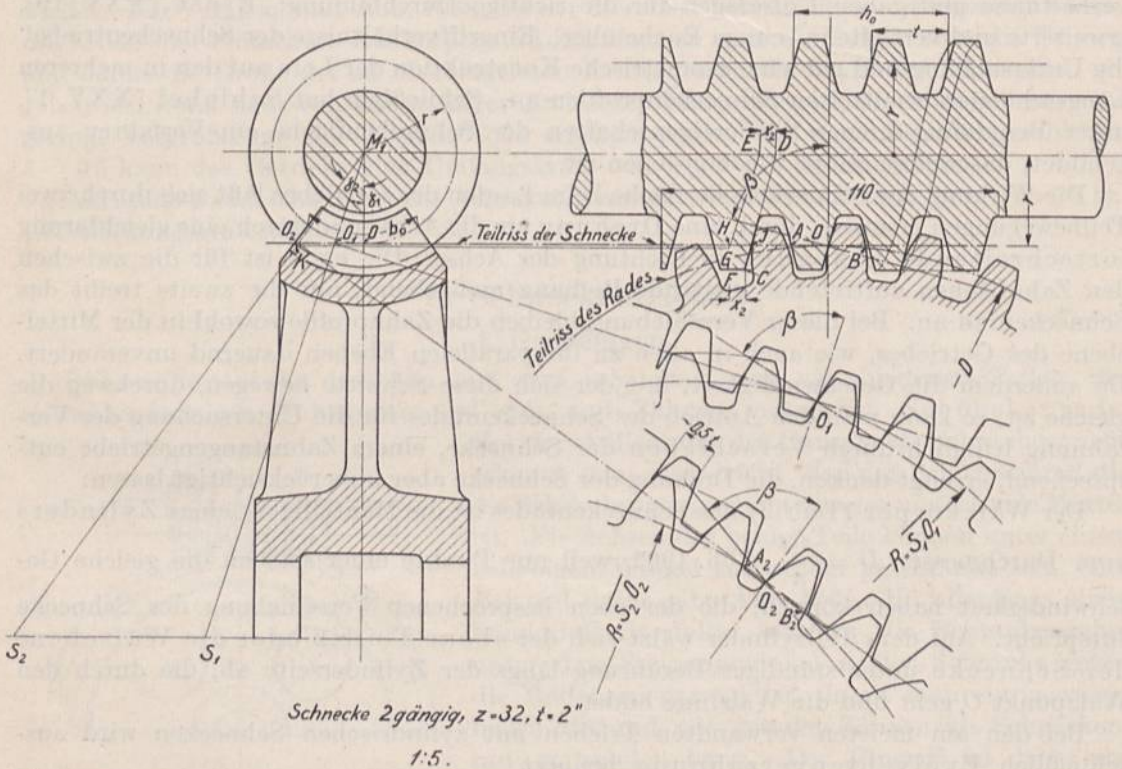


Abb. 1962. Angenäherte Konstruktion der Verzahnung eines Schneckentriebes.  $t = 2''$ ; Schnecke links- und zweigängig,  $r = 50 \text{ mm}$ . M. 1 : 2.

Schnitte durch die Zahnflanken des Schneckenrades parallel zur Mittelebene zeigen keine evolventischen Formen und haben außerdem in gleichem Abstände vor und hinter der genannten Ebene verschiedene Gestalt. Die zugehörigen Eingriffslinien sind gekrümmt und liefern

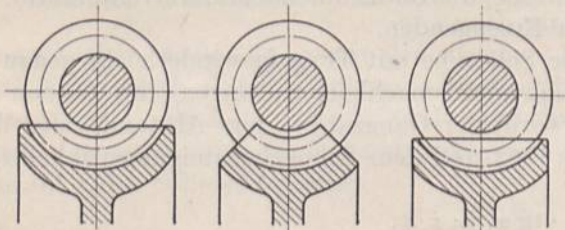


Abb. 1963 bis 1965. Formen der Schneckenradzähne.

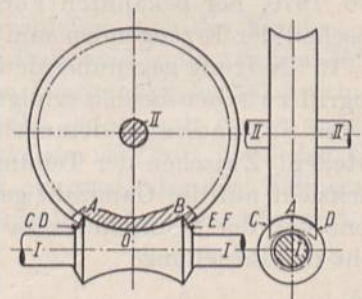


Abb. 1966. Grundkörper der Globoidschneckentriebe.

in ihrer Gesamtheit eine Eingrifffläche, deren Ermittlung zur sicheren Beurteilung wichtiger Schneckentriebe erforderlich ist. Lage und Länge der Eingriffstrecke in der Mittelebene genügen dazu nicht. Besonders schädlich sind Unterschneidungen der Zahnflanken.

Im Querschnitt des Schneckenrades pflegen die Zahnücken am Grunde, vielfach auch die Köpfe durch Kreisbogen, Abb. 1963 bis 1965, im übrigen durch gerade Linien entsprechend dem zylindrischen oder kegeligen Vordrehen des Radkranzes begrenzt zu



werden. Als normale Kopfhöhe kann  $0,3 t$ , als Fußhöhe  $0,4 t$ , im Falle von Modulteilung  $1 m$  und  $1,17$  oder  $1,2 m$  gelten.

Eine zweite Gruppe bilden die von Reuleaux zuerst näher behandelten Globoid-schneckentriebe. Die Grundkörper sind zwei durch Rotation von Kreisbogen um die Achsen entstehende Globoide. Dasjenige der Schnecke wird nach Abb. 1966 beim Umlauf des Kreisbogens  $AOB$  um die Achse  $I$ , dasjenige des Rades durch Umlauf eines der Kreisbogen  $CAD$  oder  $EBF$  in den Endflächen der Schraube um Achse  $II$  gebildet. Längs der genannten Erzeugenden berühren sich die Grundkörper. Die Schneckenflanken pflegen durch einen genau in der Mittelebene des Getriebes angeordneten Stichel hergestellt zu werden, der sich verhältnismäßig zum Schneckenkörper um Achse  $II$  dreht, also auf je eine Umdrehung der Schnecke um den Teilwinkel  $\tau$ , Abb. 1967, weiter geschaltet wird. Die Verzahnung des Rades arbeitet man mit einer Frässhnecke von gleicher Form und gleicher Lage wie die Betriebschnecke aus. Dabei decken sich die Flankenlinien im Mittelschnitt, sind also längs derselben ständig in Eingriff. Diese scheinbar günstigen Verhältnisse werden aber dadurch beeinträchtigt, daß sich der Eingriff an den Zähnen auf eine Kante, die schwer unter Öl zu halten ist, beschränkt. Sie entsteht dadurch, daß die Schnecke in den einzelnen Gängen verschiedene Steigungen hat: die größte in der Mitte, geringere nach den Enden zu, vgl. die Steigungswinkel  $\alpha_1$  und  $\alpha'_1$ , Abb. 1967. In die dem Steigungswinkel  $\alpha_1$  entsprechenden Flanken der Zähne schneiden die an den Enden der Frässhnecke sitzenden Zähne vor und hinter der Mittelebene ein und erzeugen so die oben erwähnte Kante. Vgl. [XXV, 1].

Die Form der Schneidkanten des Stichels, mit dem die Betriebs- und die Frässhnecken hergestellt werden, ist zufolge der vollkommenen Deckung der Profile im Mittelschnitt beliebig; gewöhnlich gibt man dem Stichel der Einfachheit wegen gerade Schneiden. Wichtig ist der genaue Zusammenbau der beiden Getriebeteile, sowohl in radialer wie in axialer Richtung.

Lorenz, Ettlingen, Baden, vermeidet bei der Bearbeitung den teuren Schneckenfräser, begnügt sich mit einer angenäherten Globoidverzahnung, erreicht aber trotzdem günstigere Betriebsverhältnisse (Lorenzgetriebe).

In dem Pekrungetriebe der Maschinenfabrik Pekrun, Coswig, Sachsen, sind die Zähne des Rades zwecks Verminderung der gleitenden Reibung durch Rollen ersetzt.

## 2. Die Verzahnung von Trieben mit zylindrischen Schnecken.

An unbearbeiteten Schneckentrieben, z. B. an Hebezeugen für Handbetrieb billiger Ausführung, ersetzt man das Schneckenrad durch ein Schräg Zahnrad, dessen Steigungswinkel dem der Schnecke entspricht. Die beim Betriebe zunächst vorhandene Punktberührung geht durch Einlaufen und Abnutzung allmählich in Linienberührung längs einer Fläche über, kann aber nur mäßigen Ansprüchen genügen.

Etwas vollkommener ist die Verzahnung nach Abb. 1962, die für unbearbeitete Räder und die Ausführung von Gußmodellen genügt. Radiale Schnitte  $M_1S_1$  und  $M_1S_2$  durch die Schnecke liefern die gleichen geradflankigen Profile wie der Mittelschnitt, die aber um die Strecke:

$$x = \frac{h_0 \cdot \gamma}{360^\circ} = \frac{i \cdot t \cdot \gamma}{360^\circ} \quad (609)$$

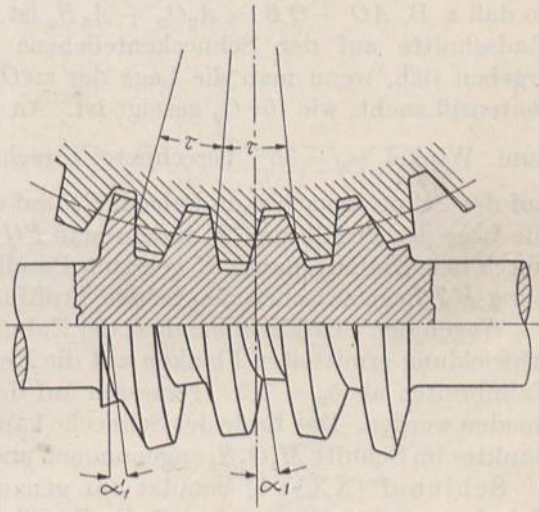


Abb. 1967. Globoidschneckenverzahnung.



axial verschoben sind, wenn  $h_0$  die Schraubensteigung und  $\gamma$  der Winkel ist, unter dem der Schnitt gegenüber der Mittelebene geführt ist. Am Schneckenrade liegen die zugehörigen Zahnflanken auf Kegelflächen, die die Radialebenen längs der Kegelseiten  $M_1S_1$  und  $M_1S_2$  berühren.  $S_1$  und  $S_2$  sind die Spitzen der Kegel, deren Außenflächen ähnlich wie bei der angenäherten Kegelradverzahnung nach Abb. 1934 abgewickelt und zur Aufzeichnung der Zahnformen benutzt werden können. Dabei ist nur zu beachten, daß zwar die Erzeugenden in allen Schnitten den gleichen Winkel  $\beta$  mit der Mittenlinie, wie im Mittelschnitt behalten, weil die Zahnflanken überall die gleiche Neigung haben, daß sich aber die Wälzpunkte  $O_1$  und  $O_2$  an den einzelnen Schneckenradflanken nach innen verschieben. Man findet sie als Schnittpunkte der Geraden  $M_1S_1$  und  $M_1S_2$  mit dem ebenen Teilriß der Schnecke. Die Ermittlung der senkrecht zu  $M_1S_1$  und  $M_1S_2$  umgelegten Zahnschnitte bietet nun keinerlei Schwierigkeiten. Man sucht die die Erzeugenden berührenden Grundkreise sowie die zugehörigen Evolventen und trägt sie in den Punkten  $O_1$  und  $O_2$  an. Die Zahnstärke folgt aus der Forderung eines überall gleichen Flankenspiels, das sich ergibt, wenn man die Summe der auf den Teilrissen gemessenen Zahnstärken der Schnecken- und Radzähne in allen Schnitten gleich groß macht,

so daß z. B.  $\overline{AO} + \overline{OB} = \overline{A_2O_2} + \overline{A_2B_2}$  ist. Die Strecken, um welche die so gefundenen Radschnitte auf der Schneckenteilebene gegeneinander verschoben werden müssen, ergeben sich, wenn man die Lage der zu  $O_1$  und  $O_2$  gehörigen Flankenlinien im rechten Seitenriß sucht, wie für  $O_2$  gezeigt ist. An der verlängerten Flanke  $CJD$  trägt man die

zum Winkel  $\gamma_2 = 36^\circ$  berechnete Strecke  $x_2 = \frac{h_0 \cdot \gamma_2}{360} = \frac{101,6 \cdot 36}{360} = 10,16 \text{ mm} = DE$

auf der Schneckenachse und gleich  $FC$  auf der Umfangslinie der Schnecke ab und findet die Lage der Profillinie  $GE$ , indem man  $FG$  senkrecht zur Achse bis zum Schnitt mit der durch den Umfangspunkt  $K$  gelegten Parallelen zur Achse zieht. Die gesuchte Verschiebung  $HJ$  liegt zwischen den beiden Profillinien auf dem Teilriß der Schnecke.

Wegen der Unvollkommenheit der Zahnformen, die durch die Übertragung der in der Abwicklung ermittelten Flanken auf die Kegelflächen am Rade entsteht, müssen größere Zahnbreiten als  $b_0 = 1,5 t$ , gemessen auf dem Kreis vom Halbmesser  $r$ , Abb. 1962, vermieden werden. Das Ende der Schnecke kann etwa  $0,5 t$  außerhalb des äußersten Eingriffpunktes im Schnitt  $M_1O_2S_2$  angenommen und damit die Schneckenlänge bestimmt werden.

Schiebel [XXV, 1] benutzt zur genauen Ermittlung der Eingriffverhältnisse und Zahnformen den Umstand, daß die Profillote die Schneckenachse in einem unveränderlichen Abstand  $e$ , Abb. 1968a und c, kreuzen. Im Längsschnitt  $b$  einer Evolventenschnecke steht nämlich die Projektion des Profillotes in einem beliebigen Punkte  $P$  am Halbmesser  $r'$  lotrecht zur geradlinigen Zahnflanke, bildet also mit einer Senkrechten  $PA$  zur Achse den Winkel  $\beta$  und trifft die Schneckenachse scheinbar im Punkte  $C$ . Im darüber angeordneten Riß  $a$  ist nur die Schraubenlinie, auf welcher der Punkt  $P$  liegt, gezeichnet. Das Profillot erscheint dort senkrecht zur Tangente der Schraubenlinie, also unter dem Steigungswinkel  $\alpha_1$  gegen die Schneckenachse geneigt. Punkt  $C$  heraufgelotet, gibt in der Länge  $BC$  die wahre Größe der Strecke  $e$ , um welche das Lot an der Achse vorbeigeht. Aus den beiden Abbildungen folgt:

$$e = \overline{BA} \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 = \overline{PA} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 = r' \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Mit  $\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{h_0}{2\pi r'}$  wird 
$$e = \frac{h_0 \cdot \operatorname{tg} \beta}{2\pi} \quad (610)$$

also stets gleich. Im Seitenriß  $c$  findet man die Projektion der Normalen  $PC$  durch Auftragen der Größe  $e = \overline{MC}$ .  $e$  liegt an linksgängigen Schnecken, bezogen auf den Schneckenlängsschnitt  $b$ , Abb. 1968, vorn, an rechtsgängigen hinten. Es ist bei der unten beschriebenen Konstruktion der Eingriffslinien dementsprechend aufzutragen.

Der Punkt  $P$  gelangt zum Eingriff, wenn das Profillot durch die Wälzlinie, d. i. die Berührungslinie der beiden Teilrißflächen geht, die sich im Längsschnitt  $b$  im Punkte  $O$



projiziert, im Seitenriß  $c$  aber als Tangente am Kreis vom Halbmesser  $r$  erscheint und die vom Profillote in  $D$  getroffen wird.  $P$  liege im Augenblick des Eingriffs in der Entfernung  $x$  von der Mittellinie der Verzahnung, parallel zur Schneckenachse gemessen und im Abstände  $y$  von der Wälzlinie oder vom Punkte  $D$  senkrecht zur Schneckenachse gemessen. Da nach Riß  $b$ :

$$\frac{x}{y} = \operatorname{tg} \beta \quad \text{oder} \quad y = \frac{x}{\operatorname{tg} \beta}$$

ist, folgt, daß für alle Punkte im Abstand  $x$  von der Mittellinie, die also in ein und demselben Schnitt senkrecht zur Schneckenachse liegen, auch die Größe  $y$  unveränderlich ist. Dieser Umstand ermöglicht eine einfache Ermittlung der Eingriffslinien in derartigen Schnittebenen. In Abb. 1968d wird für einen zweiten Punkt  $P'$ , der in derselben Schnittebene wie  $P$  liegt, die Richtung der Normalen dadurch gefunden, daß zunächst  $MC' = e$  senkrecht zu  $P'M$  aufgetragen wird. Dann ist der Eingriffspunkt  $D'$  der Schnitt der Normalen  $C'P'$  mit einem Lote in  $Q'$ , wenn  $P'Q' = y$  ist.

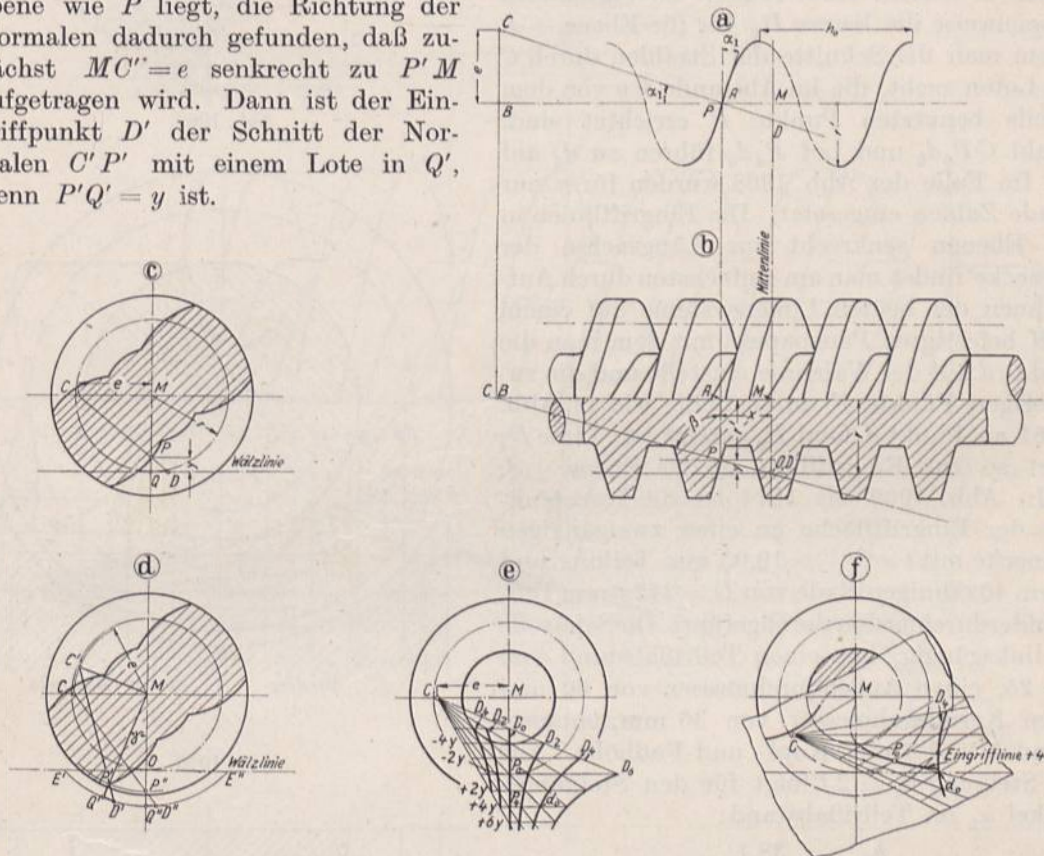


Abb. 1968. Zur Konstruktion der Eingrifffläche nach Schiebel.

$P'$  gelangt zweimal zum Eingriff, wenn nämlich  $D'$ , das sich auf einem Kreise vom Halbmesser  $MD'$  bewegt, nach  $E'$  oder  $E''$  auf der Wälzlinie kommt. Denkt man sich  $P'$  um den Winkel  $\gamma$  nach  $P''$  auf der Mittellinie gedreht, so ergibt sich der Halbmesser  $MD' = MD''$  durch Ziehen von  $CP''$ , Abtragen von  $P''Q'' = y$  und Errichten des Lotes in  $Q''$ . Zweckmäßigerweise wählt man die Schnittebenen in Abhängigkeit von der Schneckenenteilung  $t$  oder von der Steigung  $h_0$ :

$$x = n \cdot 0,1 \cdot t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad \text{oder} \quad x = n \cdot 0,1 h_0 \operatorname{tg} \beta \quad (611)$$

und demnach die Größen

$$y = n \cdot 0,1 \cdot t \quad \text{oder} \quad y = n \cdot 0,1 h_0, \quad (612)$$

wobei

$$n = 0, +1, +2, +3, \dots -1, -2, -3, \dots$$



einzusetzen ist.  $x$  zählt auf der Seite positiv, wo das Schneckenrad beim Laufen in die Schnecke eintritt, wo also der Eingriff beginnt. Positive  $y$  sind von der Teilebene nach außen, negative nach innen aufzutragen.

$x_1 = 0,1 \cdot h_0 \cdot \operatorname{tg} \beta$  ist zugleich der Abstand der einzelnen Schnittebenen voneinander. Man erreicht so, daß die aufeinander folgenden Konstruktionspunkte  $P$  und  $Q$  zusammenfallen und daß nur zwei Linienscharen entstehen, ein von  $C$  ausgehendes Strahlenbüschel durch die Punkte  $P$  und eine Schar von Loten auf der Mittellinie in den Punkten  $Q$ , deren Schnitte Punkte der Linien  $D$  liefern, Abb. 1968e. So ergibt sich beispielweise die Kurve  $D_4$  für die Ebene  $+4$ , indem man die Schnitte der Strahlen durch  $C$  mit Loten sucht, die im Abstände  $4y$  von dem jeweils benutzten Punkte  $P$  errichtet sind. Strahl  $CP_0d_0$  und Lot  $P_4d_0$  führen zu  $d_0$  auf  $D_4$ . Im Falle der Abb. 1968 wurden für  $n$  nur gerade Zahlen eingesetzt. Die Eingriffslinien in den Ebenen senkrecht zur Längsachse der Schnecke findet man am einfachsten durch Aufzeichnen der beiden Liniensysteme auf einem in  $M$  befestigten Pauspapier, mit dem man die Punkte  $d$  auf der Wälzlinie einstellt und die zugehörigen Punkte  $P$  durchsticht, wie in Abb. 1968f an Punkt  $d_0$  und  $P_0$  gezeigt ist. Linie  $D_4$  führt so zur Eingriffslinie in der Ebene  $+4$ .

In Abb. 1969 bis 1974 ist die Konstruktion der Eingrifffläche an einer zweigängigen Schnecke mit  $t = \frac{3}{4}'' = 19,05$  mm Teilung und einem 40zähligen Rade von  $D = 242,6$  mm Teilzylinderdurchmesser durchgeführt. Die Schnecke ist linksgängig, hat einen Teilrißabstand von  $r = 25$ , einen Außendurchmesser von 60 und einen Kerndurchmesser von 36 mm, entsprechend 5 und 7 mm Kopf- und Fußhöhe. Aus der Steigung  $h_0 = 2t$  folgt für den Steigungswinkel  $\alpha_1$  im Teilrißabstand:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{h_0}{2\pi \cdot r} = \frac{38,1}{2 \cdot \pi \cdot 25} = 0,2426,$$

$$\alpha_1 = 13^\circ 38'.$$

In Abb. 1970 ist der Querschnitt der Schnecke, in Abb. 1973 ihr Aufriß im Eingriff mit dem Mittelschnitt des Rades dargestellt. Als vordere Schneckenseite wurde der Teil, in den das Rad bei der Drehung eintritt, als vordere Radseite die Radhälfte, in welche die Schnecke eindringt, bezeichnet. Zunächst ermittelt man im Seitenriß, Abb. 1970, die Eingriffslinien in den Ebenen  $+6, +5, \dots -1, -2$  senkrecht zur Schneckenachse, deren gegenseitiger Abstand aus:

$$x_1 = 0,1 \cdot t \cdot \operatorname{tg} \beta = 0,1 \cdot 19,05 \cdot \operatorname{tg} 75^\circ = 7,11 \text{ mm}$$

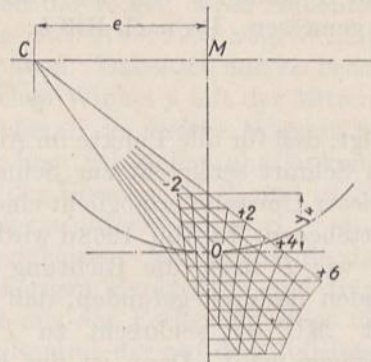


Abb. 1969.

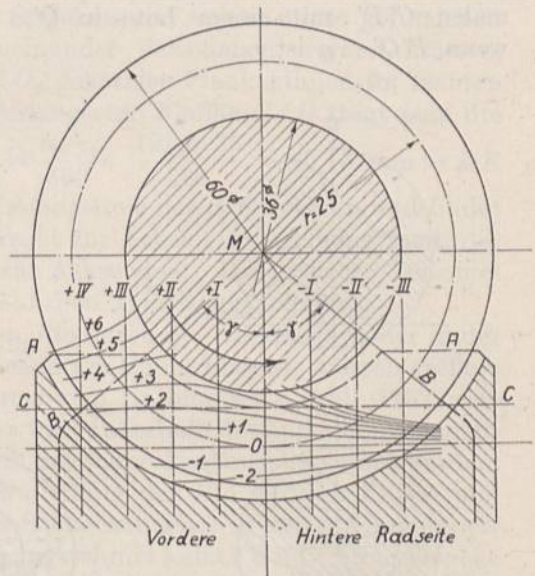


Abb. 1970.

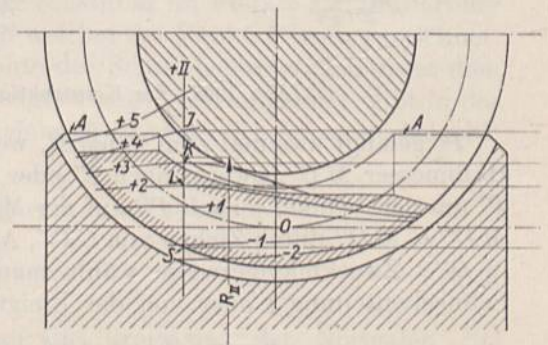


Abb. 1971.



folgt. Das zugehörige  $y$  wird  $0,1 \cdot t = 1,91 \text{ mm}$  und die Größe  $e = \frac{h_0 \cdot \text{tg } \beta}{2\pi} = \frac{38,1 \cdot \text{tg } 75^\circ}{2\pi}$

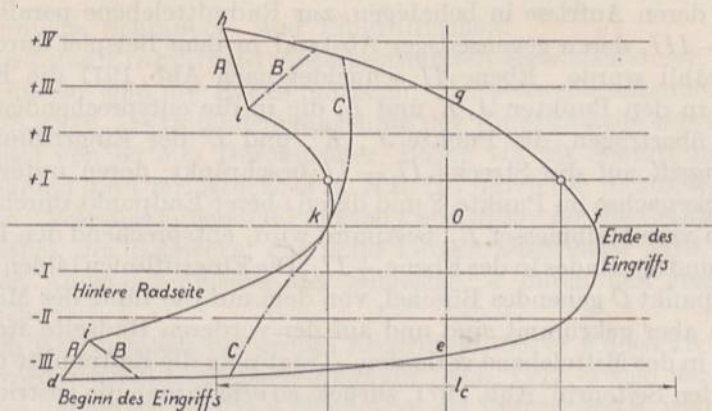


Abb. 1972.

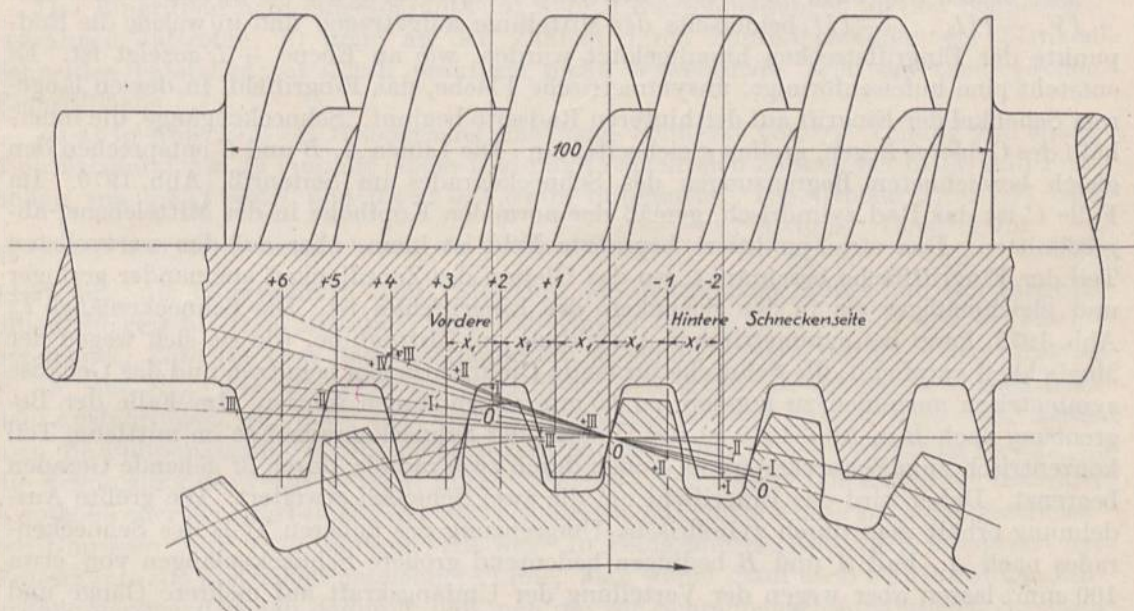


Abb. 1973.

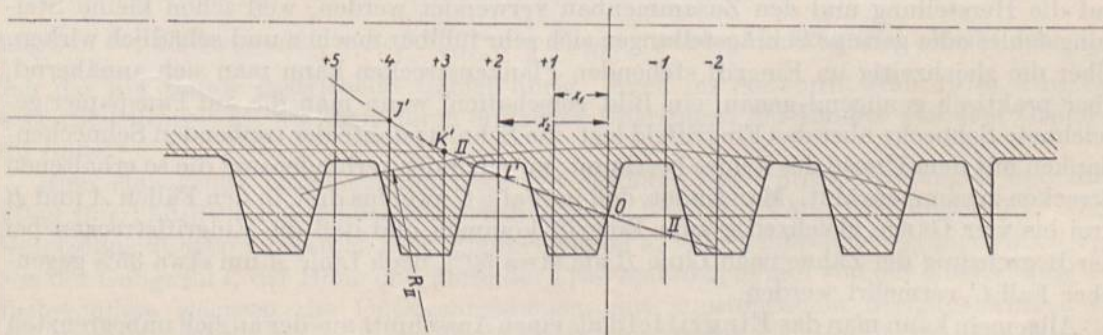


Abb. 1974.

Abb. 1969 bis 1974. Ermittlung des Eingriffsfeldes einer zweigängigen Schnecke und eines 40zähligen Rades.  
 $t = \frac{1}{4}''$ . M. 1:1.

= 22,63 mm. Damit läßt sich das Strahlenbüschel, Abb. 1969, auf Pauspapier aufzeichnen, wobei  $e = MC$  wegen der Linksgängigkeit der Schnecke von  $M$  aus nach links



senkrecht zu  $OM$  abzutragen ist. Durch Einstellen des Pauspapiers über dem Schneckenquerschnitt, gemäß Abb. 1968f, findet man die Eingriffslinien  $+6, +5, \dots -2$ .

Nun sucht man deren Aufrisse in beliebigen, zur Radmittelebene parallelen Ebenen  $+IV, +III, \dots -III$ , deren gegenseitiger Abstand in dem Beispiel durchweg gleich groß, zu 6 mm gewählt wurde. Ebene  $II$  schneidet nach Abb. 1971 die Eingriffslinien  $+4, +3$  und  $+2$  in den Punkten  $J, K$  und  $L$ , die in die entsprechenden Ebenen im Aufriß, Abb. 1974, übertragen, die Punkte  $J', K'$ , und  $L'$  der Eingriffslinie  $II$  geben. Auf ihr ist der Eingriff auf die Strecke  $II - II$  beschränkt, deren unteres Ende die Parallele zur Schneckenachse im Punkte  $S$  und deren oberer Endpunkt durch den Schnitt mit dem Kreisbogen vom Halbmesser  $R_{II}$  bestimmt wird, entsprechend den Begrenzungslinien der Schnecke und des Rades in der Ebene  $+II$ . Die Eingriffslinien bilden in Abb. 1973 ein durch den Wälzpunkt  $O$  gehendes Büschel, von dem nur die Linie des Mittelschnittes gerade, alle übrigen aber gekrümmt sind und auf der vorderen Radseite steiler, auf der hinteren flacher als in der Mittelebene verlaufen. Trägt man die Endpunkte der einzelnen Eingriffstrecken in den Seitenriß, Abb. 1971, zurück, so erhält man die gestrichelte Fläche als Eingriffgebiet bei einer Zahnungsgrenzung nach Linie  $A$ .

Den besten Überblick bietet die Untersicht, Abb. 1972, in der die Spuren der Ebenen  $+IV, +III, \dots -III$  beiderseits der Mittellinie aufgetragen und in welche die Endpunkte der Eingriffstrecken hinaufgelotet wurden, wie an Ebene  $+I$  gezeigt ist. Es entsteht eine hufeisenförmige, unsymmetrische Fläche, das Eingriffeld, in dessen längerem Schenkel der Eingriff auf der hinteren Radseite beginnt. Schneckengänge, die innerhalb des Gebietes liegen, greifen gleichzeitig ein. Die Linien  $A, B$  und  $C$  entsprechen den gleich bezeichneten Begrenzungen des Schneckenrades im Seitenriß, Abb. 1970. Im Falle  $C$  ist das Rad zylindrisch, gemäß der normalen Kopfhöhe in der Mittelebene, abgeschnitten. Das strichpunktiert begrenzte Feld ist klein, aber auf den wertvollsten Teil der Eingrifffläche beschränkt, wo das Gleiten der Zahnflanken aneinander geringer und gleichmäßiger als in den Schenkeln des Eingriffeldes ist. Die Schneckenlänge  $l_s$ , Abb. 1972, kann bei symmetrischer Ausbildung zur Mittenlinie, wie sie sich wegen der Möglichkeit empfiehlt, die Schnecke für beide Drehrichtungen benutzen und das Gehäuse symmetrisch ausbilden zu können, zu 60 mm angenommen werden. Im Falle der Begrenzung nach  $B$  in Abb. 1970 ist der Umfang der Schneckenradzähne im mittleren Teil konzentrisch zum Schneckengrund, außen durch zwei radiale, durch  $M$  gehende Geraden begrenzt. Dabei wird das Eingriffeld um die zwei Schenkel erweitert. Die größte Ausdehnung erhält man durch zylindrische Umgrenzung des äußeren Teils des Schneckenrades nach  $A$ . Fall  $A$  und  $B$  bedingen bedeutend größere Schneckenlängen von etwa 100 mm, lassen aber wegen der Verteilung der Umfangskraft auf mehrere Gänge und Zähne größere Belastungen des Getriebes zu. Andererseits muß besonders große Sorgfalt auf die Herstellung und den Zusammenbau verwendet werden, weil schon kleine Steigungsfehler oder geringe Schrägstellungen sich sehr fühlbar machen und schädlich wirken. Über die gleichzeitig im Eingriff stehenden Flankenstrecken kann man sich annähernd, aber praktisch genügend genau, ein Bild verschaffen, wenn man die auf Pauspapier gezeichnete Schnecke über das Eingriffeld legt, die Schnittpunkte der treibenden Schneckenflanken mit dem Umriß des Feldes bestimmt, miteinander verbindet und die so erhaltenen Strecken zusammenzählt. Man findet, daß im Falle  $C$  zwei bis drei, in den Fällen  $A$  und  $B$  drei bis vier Gänge gleichzeitig zum Eingriff kommen und daß die Eingriffstrecken bei der Begrenzung der Zähne nach Linie  $B$  um etwa 30%, nach Linie  $A$  um etwa 35% gegenüber Fall  $C$  vermehrt werden.

Allgemein kann man das Eingriffeld als einen Ausschnitt aus der an sich unbegrenzten Eingrifffläche auffassen, die zu der allgemeinen Schraubenfläche gehört, zu welcher sich die betreffende Schnecke erweitern läßt. Diese Eingrifffläche ist allein durch den Flankenwinkel  $\alpha$ , den Abstand  $r$  des Wälzpunktes von der Mittellinie, den Steigungswinkel  $\alpha_1$  in diesem Abstände, oder durch die Größe  $\frac{e}{r} = \operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha$ , also lediglich die



Form der Schnecke, gegeben. Sie ist völlig unabhängig vom Schneckenrade. Sind an zwei Trieben die Abstände  $r$  verschieden, die Verhältnisse  $\frac{e}{r}$  aber gleich, so entstehen geometrisch ähnliche Schrauben- und Eingriffflächen.

Dagegen wird das Eingriffeld eines bestimmten Getriebes durch die Außenbegrenzungen der Schnecke und des Rades umrissen. Beispielweise entsteht der Bogen  $defgh$  des Feldes, Abb. 1972, als Durchdringungslinie der Eingrifffläche mit dem zylindrischen Schneckenmantel von 60 mm Durchmesser, Bogen  $ikl$  als Schnitt mit der Kehlfläche des Rades, während die Umrißstücke  $AA$ ,  $BB$ ,  $CC$  durch die Randflächen der Radzähne bedingt werden. Von den äußersten Punkten  $f$  und  $d$ , die für die Gesamtlänge des Feldes und für das Stück der Schnecke, das beim Laufen ausgenutzt wird, maßgebend sind, ist  $f$  durch den Außendurchmesser der Schnecke,  $d$  durch den größten Durchmesser des Rades gegeben.

Anzustreben ist ein möglichst großes Eingriffeld, dabei jedoch zu beachten, daß die Teile auf der vorderen Schneckenseite  $deghlki$ , Abb. 1972, wegen der ungünstigen Eingriffverhältnisse infolge der geringen Neigungen der Eingrifflinien, weniger wertvoll sind, als der auf der hinteren Schneckenseite liegende Teil  $efg$ .

Das Eingriffeld wird eingeschränkt: a) wenn Unterschneidungen an den Schneckenradzähnen auftreten; b) wenn an den Zähnen durch Zusammenlaufen der Flanken Schneiden entstehen; c) durch praktisch nicht verwendbare Teile der theoretischen Eingrifffläche.

Zu a) In Abb. 1975 bis 1980 ist eine eingängige Schnecke von  $\frac{3}{4}$ " Teilung und einem Teilrißabstand von 25 mm mit einem Rad mit 15 spielfreien Zähnen bei Kopf- und Fußhöhen von  $0,3 \cdot t = 5,7$  und  $0,4 \cdot t = 7,6$  mm untersucht. Die Größen  $x_1 = 7,11$  und  $y_1 = 1,91$  mm sind dieselben wie im vorigen Beispiel;  $e = \frac{h_0 \cdot \operatorname{tg} \beta}{2\pi} = \frac{19,05 \cdot \operatorname{tg} 75^\circ}{2\pi}$  wird 11,32 mm. Im Längsschnitt, Abb. 1979, sind der Deutlichkeit halber nur drei Eingrifflinien, die gerade  $OO$  im Mittelschnitt und diejenigen für die Ebenen  $+II$  und  $-III$  eingezeichnet. Lote, die vom Radmittelpunkt auf sie gefällt werden, treffen in den Punkten  $F_{II}$ ,  $F_0$  und  $F_{-III}$ , die innerhalb der Eingriffstrecken liegen; infolgedessen müssen nach den Ausführungen auf Seite 1033 Unterschneidungen an den Zähnen auftreten. Lotet man die Fußpunkte in die Untersicht hinauf, so erhält man in dem Linienzug  $F'_{II} F'_0 F'_{-III}$  die Begrenzung des verwendbaren Eingriffgebietes. Von diesem fallen aber bei normaler Kopfhöhe oder bei Bearbeitung des Schneckenrades mit einem Fräser nach den gestrichelten Umrissen, Abb. 1979, weitere Teile weg. In Feldgrundriß, Abb. 1978, entspricht der Fräserkante die gestrichelt gezeichnete Linie. Man findet dann nach Schiebel das Eingriffeld genügend genau dadurch, daß man die zur Schraubenachse parallelen Strecken zwischen  $F'_{II}$  und  $F'_{-III}$  und der Grenzlinie für den Fräser halbiert und nach innen abträgt, in der Ebene  $-III$ , z. B.  $f' F'_{-III} = \frac{1}{2} F'_{-III} f$  macht. Als Eingriffeld bleibt schließlich das am Rande gestrichelte Gebiet übrig. Auch im Seitenriß, Abb. 1976, wird es wesentlich eingengt, wie man durch einfaches Übertragen der Punkte aus dem Grundriß findet.

Eine eingehende Untersuchung über die Wirkung der Unterschneidungen und die Eingriffverhältnisse an Schneckenrieben hat W. Wolff [XXV, 20] angestellt. Die Unterschneidungen hängen ab vom Flankenwinkel  $\alpha$ , vom Schneckensteigungswinkel  $\alpha_1$ , von der Gangzahl  $i$ , der Höhe und Form der Fräserzahnköpfe und von der Übersetzung  $u$ . Insbesondere wachsen die Unterschneidungen mit zunehmendem Steigungswinkel  $\alpha_1$  der Schnecke und mit abnehmender Zahnzahl des Rades. Unrichtig ist aber die im Schrifttum zu findende Angabe, daß Unterschneidungen auftreten bei geringeren Zahnzahlen als 30 bei  $\alpha = 15^\circ$  (17 bei  $\alpha = 20^\circ$ ). Auch darf man sich nicht auf die Untersuchung des Mittelschnittes der Schnecke beschränken, weil die ersten Störungen nicht im Punkte  $f$ , sondern im Scheitel des Bogens  $ef$  der Abb. 1972 einsetzen.



Für die Unterschneidungen sind im Falle bearbeiteter Schneckenräder Form und Abmessungen des Fräasers maßgebend. Dieser muß bei spielfreien Getrieben die gleiche

Abb. 1975.

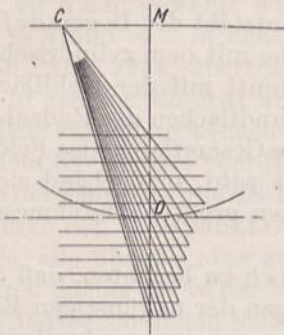


Abb. 1978.

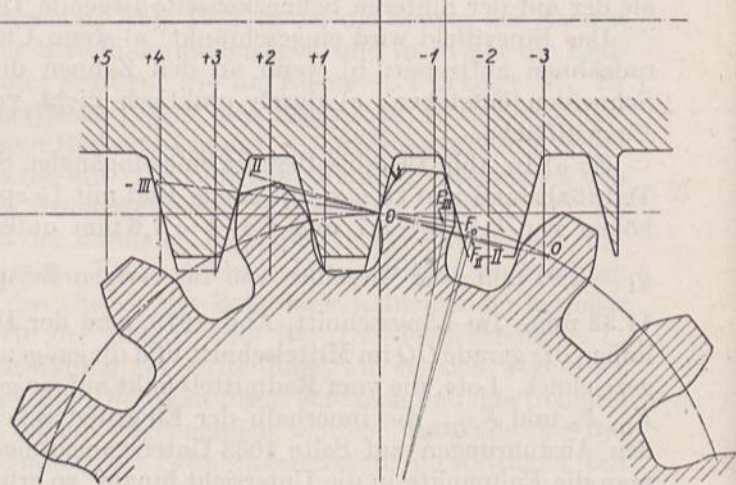
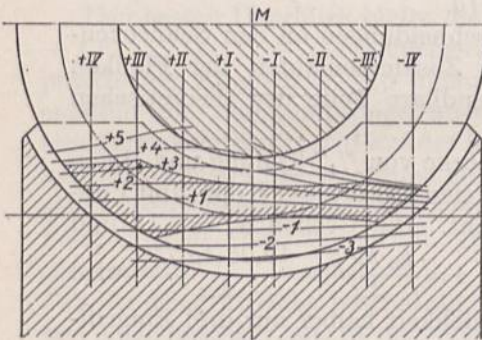
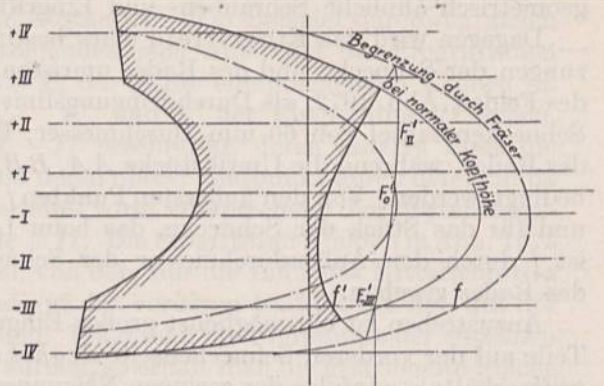


Abb. 1976.

Abb. 1979.

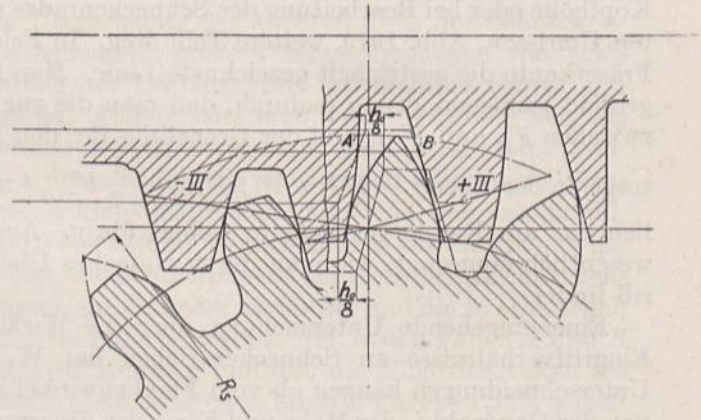
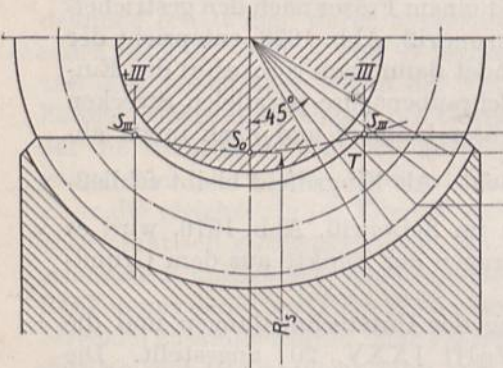


Abb. 1977.

Abb. 1980.

Abb. 1975 bis 1980. Eingriffsfeld einer eingängigen Schnecke mit einem 15zähligen Rade. Teilung  $t = \frac{1}{4}''$ . M. 1:1.

Grundform und bei der Bearbeitung dieselbe Lage, wie die Betriebschnecke haben, zur Erzeugung des nötigen Scheitelspiels aber eine größere Kopfhöhe erhalten. Zweckmäßigerweise hält man die geraden Strecken der Flanken am Fräser und an der Betrieb-



schnecke gleich groß ( $h = 0,3 t$  oder  $m$  mm), rundet aber die Fräserköpfe nach Abb. 1981 mit  $r_w = 0,2 t$  ab.

Von den bei den Stirnrädern näher erläuterten Mitteln zur Beschränkung der Unterschneidungen kommt vor allem die Vergrößerung des Achsabstandes, auf die Schiebel zuerst hingewiesen hat, in Frage. Angaben über den Betrag dieser Verschiebung finden sich weiter unten. Die Vergrößerung des Flankenwinkels und die Verminderung der Schneckenkopfhöhe allein sind weniger zu empfehlen, weil sie die Größe des Eingrifffeldes zu stark beeinträchtigen.

Zu b) Schnitte parallel zur Radmittelebene liefern um so spitzere Zähne, je weiter sie von derselben abliegen. Im linken Teil der Abb. 1980 ist der Mittelschnitt, im rechten ein Schnitt längs der Ebene — III durch das Rad des vorstehend behandelten Beispiels dargestellt. Verlängert man im ersteren die Zahnflanken bis zu ihrem Schnitt, so findet man durch Übertragen des zugehörigen Halbmessers  $R_s$  in den Seitenriß, Abb. 1977, den Punkt  $S_0$ .  $S_{III}$  sind die beiden den Spitzen entsprechenden Punkte in den Ebenen + III und — III. Die Linie  $S_{III}S_0S_{III}$  bildet die Grenze für die Ausbildung der Schneckenradzähne; reichen diese an die Linie heran, so entstehen Schneiden, die bei hartem Werkstoff die Schnecke angreifen, namentlich aber durch Abschaben des Öles oder Fettes die Schmierung beeinträchtigen können und deshalb ganz vermieden oder mindestens auf der Seite, wo die Schnecke in das Rad eintritt, gut abgerundet werden sollten. Die äußere Begrenzung des Schneckenrades, Abb. 1977, liegt bei spielfreien Zähnen gerade noch innerhalb des brauchbaren Gebiets. Praktisch kann man die schwach gekrümmte

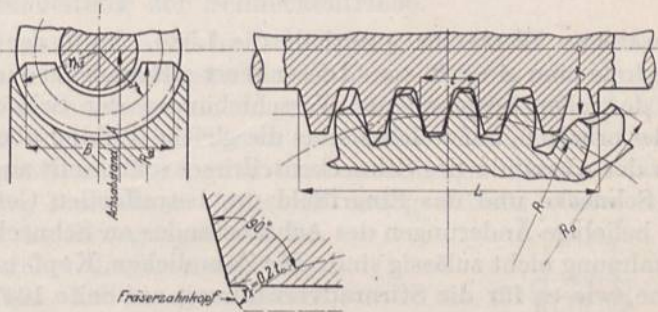


Abb. 1981. Zur Untersuchung der Schneckentriebe von W. Wolff.

Verbindungsline der Spitzen durch die Tangente in der Mittelebene ersetzen, braucht also nur  $S_0$  im Mittelschnitt zu bestimmen und dort ein Lot auf der Mittellinie zu errichten.

Schnitt — III, Abb. 1980, findet man wie folgt: Radiale Schnittebenen durch die Schnecke, die in Abb. 1977 unter je  $7\frac{1}{2}^\circ$  voneinander, entsprechend je  $\frac{1}{48}$  des Umfangs angenommen wurden, liefern die gleichen Profile wie der Mittelschnitt, erscheinen aber im Seitenriß verkürzt und der Steigung der Schnecke entsprechend verschoben. In der unter  $45^\circ$  liegenden Ebene beträgt z. B. die Verschiebung  $\frac{6}{48} h_0 = \frac{1}{8} \cdot 19,05 = 2,38$  mm. Durch Abtragen dieser Größe auf der herübergeloteten äußeren und inneren Begrenzungslinie der Zahnücke findet man das Profil im Aufriß und auf ihm durch die Parallele zur Achse durch den Schnittpunkt  $T$  der Ebene — III zwei Punkte  $A$  und  $B$  des gesuchten Schneckenschnittes. Zu den schwach gekrümmten Flanken sucht man nach dem allgemeinen Verfahren, Seite 1031, durch Errichten von Profilloten und mit Hilfe der Eingriffslinien + III und — III die Gegenflanken. Linie — III gehört zur linken, das Spiegelbild von + III zur rechten Lückenseite. Man findet nahezu in Spitzen zusammenlaufende Zähne.

Nach Stribeck tritt bei Evolventenverzahnung mit  $0,3 t$  Kopfhöhe noch keine Spitzenbildung ein, wenn der Winkel  $\gamma$ , Abb. 1970, nach:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{a}{\frac{r}{t} + 0,6} \quad (613)$$

gewählt wird, wobei die Größe  $a$  von der Zahnzahl  $z$ , wie folgt, abhängt:

$z = 28$	36	45	56	62	68	76	84
$a = 1,9$	2,1	2,3	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9



Zu c) Die Eingrifffläche ist nach Abb. 1973 eine gekrümmte Raumfläche mit zwei geraden Linien, nämlich der Eingriffgeraden im Mittelschnitt und der Berührungslinie der beiden Teilrißflächen, die sich in der genannten Abbildung im Punkte  $O$  projiziert. Zu diesen beiden Geraden tritt bei Steigungswinkeln über  $90^\circ - \beta$  eine dritte, die in der Berührungsebene der Teilrisse parallel zur Schneckenachse läuft. Jenseits dieser Linie ergeben sich keine brauchbaren Zahnflächen. Bei Steigungswinkeln von mehr als  $30^\circ$  rückt sie so nahe, daß sie die Radbreite einschränkt. Da aber so große Steigungen praktisch kaum verwendet werden, sei auf diesen Fall hier nicht näher eingegangen [XXV, 1].

Auf Grund seiner Untersuchungen empfiehlt Wolff [XXV, 20], den Flankenwinkel  $\alpha = 15^\circ$ , die Zahnkopfhöhe im Mittelschnitt  $0,3t$  oder  $\frac{t}{\pi}$ , die Fußhöhe  $0,4t$  oder  $1,2 \cdot \frac{t}{\pi}$  zu nehmen und die Fräserköpfe nach Abb. 1981 abzurunden. Die Gangzahl  $i$  ist auf Grund der Festigkeit der Schneckenwellen nach Zusammenstellung 152, der Achsabstand  $A$  unter Bezugnahme auf die Bezeichnungen in Abb. 1981 bei ein- bis dreigängigen Schnecken:

$$A = R + r + it \left( \frac{0,15}{i} - \xi \cdot \frac{0,01}{u} \right) \quad (614)$$

zu wählen. Werte für  $\xi$  enthält die Liste. Fällt der Klammerausdruck negativ aus, so nehme man  $A = R + r$ . Dieser Wert gilt auch für vier- oder mehrgängige Schnecken. Bei den eben besprochenen Verschiebungen der Schnecke bleibt der Teilzylinder des Rades erhalten, auf welches stets die gleiche Teilung übertragen wird. Verändert werden aber der Abstand  $r$  des Schneckenteilrisses und damit auch die Größe  $e$ , die Eingrifffläche der Schnecke und das Eingriffeld des betreffenden Getriebes. Daraus folgt aber auch, daß beliebige Änderungen des Achsabstandes an Schneckenrieben trotz der Evolventenverzahnung nicht zulässig sind. Die Zahndicken, Kopf- und Fußhöhen werden im gleichen Sinne, wie es für die Stirnradverzahnung auf Seite 1047 besprochen wurde, beeinflusst.

Zusammenstellung 152. Zahlenwerte zur Berechnung von Schneckenrieben nach W. Wolff.

Steigung $\alpha_1^\circ$	Mindestgangzahl				Werte $\xi$			Werte $\text{tg } \varphi$
	1. Vollschnecken. Radzähne aus		2. Hohl- schnecken. Radzähne aus		$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	
	Gußeisen	Phosphor- bronze	Gußeisen	Phosphor- bronze				
6	1	1	1	1	0,65	0,83	1,00	0,110
8	1	1	2	2	0,55	0,83	1,00	
10	1	1	2	2	0,43	0,78	1,00	0,075
12	2	2	3	3	0,30	0,73	1,00	
14	2	2	3	3	—	0,68	0,96	0,060
16	2	2	3	4	—	0,63	0,89	
18	2	3	4	4	—	0,50	0,83	0,045
20	3	3	4	5	—	0,31	0,72	
22	3	3	5	5	—	—	0,63	0,030
24	3	4	5	—	—	—	0,46	
26	3	4	—	—	—	—	0,31	0,020
28	4	4	—	—	—	—	—	
30	4	5	—	—	—	—	—	0,015

Das Eingriffeld wird nach Abb. 1972 bei zylindrischer Außenbegrenzung des Rades am größten. Der zugehörige Außenhalbmesser, Abb. 1981, sei:

$$R_a = R + 0,1 [t + A - (R + r)] \ln 4z. \quad (615)$$

Die Zahnbreite  $B$  betrage:

$$B = 1,8 \text{ bis } 1,9 \sqrt{r_{ks}^2 - (A - R_a)^2}, \quad (616)$$

wobei der kleine Wert für Zahnzahlen unter 20 gilt. Die Länge der Schnecke und auch die des Fräasers zur Bearbeitung der Radzähne wird:

$$L = 2 (\sqrt{R_a^2 - R^2} - R \text{tg } \varphi) + 0,8t, \quad (617)$$



wenn das Eingriffsfeld in seiner ganzen Länge ausgenutzt werden soll. Die Größe von  $\operatorname{tg} \varphi$  findet sich in Zusammenstellung 152.

Kürzt man  $L$  aus konstruktiven Gründen oder unter Verzicht auf den Eingriff in den beiden Zwickeln des Feldes, so empfiehlt Wolff auch  $R_a$  so zu verkleinern, daß die vorstehende Gleichung erfüllt bleibt. Da deren Auflösung nach  $R_a$  einen verwickelten Ausdruck gibt, schätzt man zweckmäßigerweise zunächst  $R_a$  und ermittelt daraus  $L$ . Als Kleinstwert ist naturgemäß  $R_a = R + 0,3t$ , bzw.  $R + \frac{t}{\pi}$ , der Normalkopfhöhe der Schneckenzähne im Mittelschnitt entsprechend, anzusehen, aus dem der Kleinstwert für  $L$  folgt:

$$L_{\min} \approx 2(\sqrt{0,6 \cdot R \cdot t - R \cdot \operatorname{tg} \varphi} + 0,8t). \quad (618)$$

Als untere Grenze für die Radzahnzahl sieht man 15 an, so daß sich beim Eingriff mit einer dreigängigen Schnecke die niedrigste Übersetzung  $u = \frac{1}{5}$  ergibt.

### 3. Die Bearbeitung der Schneckentriebe.

Bei der Bearbeitung der Schneckentriebe ist vor allem darauf zu achten, daß Betrieb- und Frässhnecke genau übereinstimmende Flanken, Teilung und Steigung haben. Bezüglich der Flanken ist das nur zu erreichen, wenn beide Schnecken in gleicher Weise, entweder durch Drehen oder durch Fräsen bearbeitet werden. Das Drehen bietet keine besondere Schwierigkeit; zur Erzeugung einer geradlinigen Flanke muß der Schneidstahl nur genau nach der Profilebene eingestellt und geradlinig vorgeschoben werden, während die Drehbank die Bewegungen zur Erzeugung der Schraubenlinien ausführt. Dagegen entstehen beim Fräsen gekrümmte Flanken. Die kleinsten Fehler gibt ein senkrecht zur Schneckenachse eingestellter Fingerfräser, dessen Durchmesser in den verschiedenen Tiefen der Zahnücke den kürzesten Abständen der zugehörigen Schraubenlinien entsprechen müssen, so daß z. B. in Abb. 1982 die Strecke  $ab$  am Grunde der Lücke den kleinsten, die Strecke  $cd$  am äußeren Umfang den größten Durchmesser des Fräserkopfes liefert. Der Nachteil solcher Fräser ist ihre rasche Abnutzung und die damit verbundene Formveränderung.

Scheibenfräsern gibt man ein Profil, das dem Schnitt durch die Lücke senkrecht zur mittleren Steigung entspricht, nach der man sie auch beim Fräsen einstellt. Da hierbei aber Abweichungen gegenüber den Steigungen am Grunde und am Umfang der Schnecke unvermeidlich sind, schneidet der Fräser in die theoretische Schraubenfläche ein und läßt nach außen gewölbte Flanken entstehen, was sich schon bei  $10^\circ$  Steigung deutlich bemerkbar macht. Ihre Krümmung wird stärker mit zunehmender Steigung und Lückentiefe im Verhältnis zum mittleren Durchmesser [XXV, 14].

Die Zähne bearbeiteter Schneckenräder werden fast ausschließlich durch Schneckenfräser in den vollen oder mit vorgegossenen Zähnen versehenen Radkranz eingeschnitten. Das Werkzeug stellt man entweder radial nach Abb. 1983 bis zu der Lage zu, die die Arbeitsschnecke im Getriebe einnimmt, während Rad und Fräser der Übersetzung entsprechend laufen, oder man schiebt es nach dem Verfahren von Reinecker allmählich in tangentialer Richtung nach Abb. 1984 vor. Der am vorderen Ende kegelförmig ausgebildete Fräser arbeitet dabei dauernd in der endgültigen Achsentfernung;

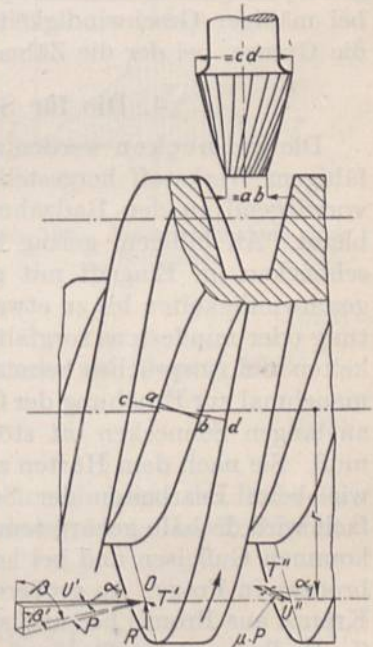


Abb. 1982. Bearbeitung der Schnecke durch einen Fingerfräser.



ihm wird neben dem Antrieb im Drehzahlverhältnis eine zusätzliche Bewegung erteilt, durch welche er sich langsam in die Zähne hineinschraubt. Die Länge der Betriebschnecke darf bei der ersten Art der Bearbeitung keinesfalls größer als die des Werkzeugs sein.

Die Fräuserschneidkanten hüllen die Zahnflächen ein, erzeugen aber um so stärker gebrochene oder abgesetzte Flanken, je weniger Schneidkanten vorhanden sind oder zur Wirkung kommen. Es ist deshalb notwendig, alle wichtigeren Triebe, in ihrem Gehäuse eingebaut, unter allmählich zunehmender Belastung einlaufen zu lassen. Das Gehäuse wird mit Maschinenöl gefüllt, das öfter zu erneuern ist; besondere Schleifmittel sind unnötig, im Gegenteil schädlich, weil sie sich in den Poren mancher Werkstoffe festsetzen und durch

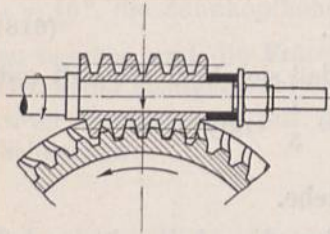


Abb. 1983. Bearbeitung eines Schneckenrades unter radialer Zustellung der Frässhnecke.

dauerndes Schleifen zerstörend wirken, außerdem aber auch die Lager angreifen. Das Einlaufen, das also lediglich durch den Druck bei hohen Gleitgeschwindigkeiten erreicht wird, ist beendet, wenn das Eingriffsfeld in den Radzähnen gleichmäßig und deutlich hervortritt. Selbst an unbearbeiteten, gußeisernen Getrieben lassen sich betriebsbrauchbare Flächen durch richtig geleitetes Einlaufen erzielen. Dabei machte Stribeck

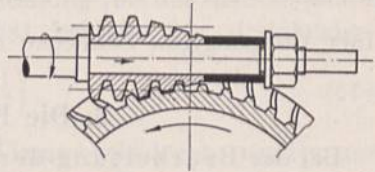


Abb. 1984. Bearbeitung eines Schneckenrades unter tangentialer Zustellung des Fräasers.

[XXV, 18], die Erfahrung, daß das Anpassen der Flächen am schnellsten bei großer Gleitgeschwindigkeit stattfindet, die Glättung und Verdichtung der Oberfläche aber am besten bei mäßiger Geschwindigkeit unter allmählicher Steigerung der Belastung, bis nahe an die Grenze, bei der die Zähne rau zu werden beginnen, erreicht wird.

#### 4. Die für Schneckentriebe verwandten Werkstoffe.

Die Schnecken werden zweckmäßig aus hartem und gegen Verschleiß widerstandsfähigem Werkstoff hergestellt, damit die Abnutzung beim Einlaufen und im Betriebe vorwiegend an den Radzähnen eintritt, die Schneckenform dagegen dauernd erhalten bleibt. An billigen, gering belasteten Trieben findet man gußeiserne oder Stahlgußschnecken im Eingriff mit gußeisernen Rädern. Unbearbeitet dürften sie für Gleitgeschwindigkeiten bis zu etwa 2,5 m/sek verwendet werden. Darüber hinaus ist Bearbeitung oder mindestens sorgfältiges Einlaufenlassen notwendig. Bei höheren Geschwindigkeiten und Ansprüchen benutzt man Stahlschnecken, die sorgfältig bearbeitet und poliert, manchmal zur Erhöhung der Glätte auch noch gehärtet werden, wobei aber das namentlich an langen Schnecken oft störend wirkende Verziehen sorgfältig berücksichtigt werden muß. Sie nach dem Härten zu schleifen, bietet Schwierigkeiten aus ähnlichen Gründen, wie beim Bearbeiten der Schnecken durch Scheibenfräser besprochen wurde. Vielfach wird deshalb gehärtetem Stahl naturharter vorgezogen. Für die Schneckenräder kommen Gußeisen und bei hohen Anforderungen vor allem Phosphor- und Aluminiumbronzen in Frage. An größeren Rädern stellt man zur Beschränkung der Kosten nur die Kränze aus Bronze her und setzt oder zieht sie auf gußeiserne oder Stahlgußkörper auf. Zu Radkränzen ist Stahlguß ungeeignet infolge seiner Neigung zum Fressen bei hohen Gleitgeschwindigkeiten.

#### 5. Berechnung der Schneckentriebe.

In Abb. 1982 ist angenommen, daß sich die zwischen der Schnecke und dem Schneckenrade auftretenden Kräfte zu einem Zahndruck  $P$  im Wälzpunkte  $O$  zusammenfassen lassen.  $P$  steht senkrecht zur Schneckenoberfläche und kann für die Zwecke der Festigkeitsrechnung in drei Seitenkräfte zerlegt werden:

$$U' = P \cdot \sin \beta' \cdot \cos \alpha_1$$

parallel zur Schneckenachse,



radial gerichtet und

$$R = P \cdot \cos \beta'$$

$$T' = P \cdot \sin \beta' \cdot \sin \alpha_1$$

senkrecht zur Schneckenachse und zum Wälzpunktabstand  $r$ . Dabei steht  $\beta'$  zum Neigungswinkel  $\beta$  der Erzeugenden in der Beziehung:

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \alpha_1}. \quad (619)$$

$P$  erzeugt ferner die tangential an der Schraubenfläche angreifende, dem Drehsinne entgegengesetzt gerichtete Reibung  $\mu \cdot P$ , welche bei der Zerlegung, wie der Deutlichkeit wegen am zweiten Schneckengang gezeigt ist, zwei Seitenkräfte liefert:

$$U'' = \mu \cdot P \cdot \sin \alpha_1$$

parallel zur Schneckenachse wirkend, und die Tangentialkraft  $T'' = \mu \cdot P \cdot \cos \alpha_1$ . Vernachlässigt ist hierbei die Reibung beim Abwälzen der Zahnflanken in radialer Richtung.

Summiert man die Kräfte in den drei Richtungen, so ergibt sich:

1. die Axialkraft an der Schnecke:

$$U = U' - U'' = P (\cos \alpha_1 \cdot \sin \beta' - \mu \cdot \sin \alpha_1). \quad (620)$$

Sie beansprucht die letztere je nach Anordnung des Stützlagers auf Zug oder Druck, erzeugt nach Abb. 1985 in den Lagern die Drucke  $\frac{U \cdot r}{l}$  und beansprucht die beiderseits gelagerte Schneckenwelle mit dem Moment:

$$M_{bU} = \frac{U \cdot r}{l} \cdot \frac{l}{2} = \frac{U \cdot r}{2} \quad (621)$$

auf Biegung. Sie verlangt gute Abstützung der Schnecke in axialer Richtung und ist die treibende Kraft am Umfange des Schneckenrades, dessen Welle sie auf Drehung und Biegung in Anspruch nimmt.

2. die Radialkraft:

$$R = P \cdot \cos \beta'. \quad (622)$$

Sie trägt zu den Lagerdrucken bei und beansprucht die Schnecke auf Biegung mit:

$$M_{bR} = \frac{R \cdot l}{4}. \quad (623)$$

Die entgegengesetzt gerichtete Kraft am Schneckenrade belastet die Lager der Radwelle und bedingt eine meist zu vernachlässigende Biegebeanspruchung, wenn das Rad durch Lager in geringem Abstände voneinander gestützt ist.

3. die Tangentialkraft:

$$T = T' + T'' = P (\sin \alpha_1 \cdot \sin \beta' + \mu \cos \alpha_1) \quad (624)$$

welche die Schnecke mit:

$$M_{bT} = \frac{T \cdot l}{4} \quad (625)$$

auf Biegung, außerdem mit dem Moment:

$$M_d = T \cdot r \quad (626)$$

auf Drehung, die Schneckenradwelle auf Biegung beansprucht und als Axialkraft wirkt, so daß auch diese seitlich gut abgestützt werden muß.  $M_d = T \cdot r$  ist das zur Erzeugung der Umfangskraft  $U$  nötige Antriebsmoment.

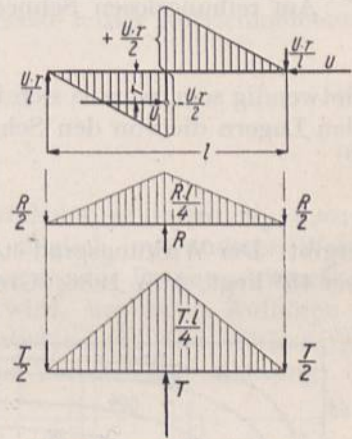


Abb. 1985. Inanspruchnahme einer Schnecke.



Mit  $\mu = \text{tg } \varrho$  und der zulässigen Annäherung  $\sin \beta' = 1$ , d. h. unter Vernachlässigung der Flankenneigung der Schnecke, wird:

$$T = \frac{P \sin \alpha_1 \cdot \cos \varrho + \sin \varrho \cdot \cos \alpha_1}{\cos \varrho} = \frac{P \sin (\alpha_1 + \varrho)}{\cos \varrho}$$

Da aus der Beziehung (620):

$$U = \frac{P \cos \alpha_1 \cdot \cos \varrho - \sin \alpha_1 \cdot \sin \varrho}{\cos \varrho} = \frac{P \cos (\alpha_1 + \varrho)}{\cos \varrho} \quad \text{oder} \quad P = \frac{U \cos \varrho}{\cos (\alpha_1 + \varrho)}$$

folgt, wird schließlich:

$$T = U \cdot \text{tg} (\alpha_1 + \varrho) \tag{627}$$

und das Antriebsmoment:

$$M_a = T \cdot r = U \cdot r \text{tg} (\alpha_1 + \varrho), \tag{628}$$

sowie entsprechend:

$$R = \frac{U \cos \beta' \cdot \cos \varrho}{\cos (\alpha_1 + \varrho)}$$

Am reibungslosen Schneckentrieb, also für  $\mu$  und  $\varrho = 0$ , würde ein Drehmoment:

$$M_{a_0} = U \cdot r \cdot \text{tg} \alpha_1$$

notwendig sein, woraus sich für den Wirkungsgrad ohne Rücksicht auf die Verluste in den Lagern die von den Schrauben her bekannte Formel:

$$\eta = \frac{M_{a_0}}{M_a} = \frac{\text{tg} \alpha_1}{\text{tg} (\alpha_1 + \varrho)} \tag{629}$$

ergibt. Der Wirkungsgrad steigt mit zunehmendem  $\alpha_1$  bis zu einem Höchstwert, der etwa bei  $45^\circ$  liegt, Abb. 1986. Große Steigungen, die hiernach günstig wären, sind aber wegen der schlechten Eingriffverhältnisse nicht zu empfehlen. Man pflegt gewöhnlich mit  $\alpha_1$  nicht über  $18$  bis  $20^\circ$  hinauszugehen, äußerstenfalls  $\alpha_{1\text{max}} = 30^\circ$  zu nehmen, hält dagegen die Reibung durch Glätte der Flächen und Schmierung mit dickem Öl niedrig. Tatsächlich hat, wie die Abbildung zeigt, der Steigungswinkel bei günstigen Reibungsverhältnissen nur geringen Einfluß.

Für  $\varrho$  und  $\mu$  gelten:

	$\varrho$	$\mu$
bei Gußeisen auf Gußeisen . .	$6-7^\circ$	$0,1-0,12$
bei Stahlschnecke auf Bronzerad	$2-3^\circ$	$0,03-0,05$

Die kleineren Werte sind nur bei sehr sorgfältiger Ausführung einzusetzen.

Der Wirkungsgrad eines gesamten Schneckentriebes  $\eta_s$  wird durch die Reibung in den Wellen- und Stützlageren noch etwas vermindert, bei Benutzung von Kugellageren allerdings in wesentlich geringerem Maße als bei Kammlagern. Man kann:

$$\eta_s = \eta \cdot \eta'_i \cdot \eta''_i \tag{630}$$

setzen, wobei  $\eta'_i$  die Verluste in der Lagerung der Schnecke,  $\eta''_i$  diejenigen der Schneckenradwelle in Form von Wirkungsgraden kennzeichnen, die zu  $\eta'_i = 0,98-0,97$  bei Kugellageren und sorgfältiger Ausführung, zu  $\eta'_i = 0,95 \dots 0,91$  bei Kammlagern und weniger guter Durchbildung und Wartung und zu  $\eta''_i = 0,98$  angenommen werden können.

Praktisch ist der Wirkungsgrad in starkem Maße von der Belastung, von den verwandten Werkstoffen und deren Oberflächenzustand, der Schmierung und wie die fol-

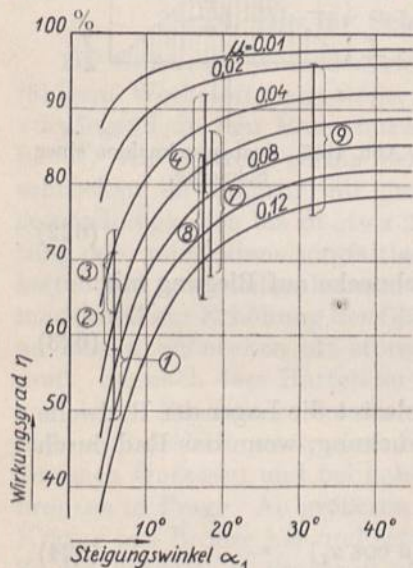


Abb. 1986. Wirkungsgrad von Schneckenrieben in Abhängigkeit vom Steigungswinkel und der Reibungszahl.



gende Zusammenstellung einiger Laboratoriumsversuche zeigt, von der Gleitgeschwindigkeit abhängig. Die angeführten Zahlen gelten für Dauerbetrieb nach Erreichen des Beharrungszustandes, sind also Höchstwerte, die im gewöhnlichen Betriebe und beim Einlaufen nicht immer erreicht werden. Im einzelnen wirkt höhere Öltemperatur bei mäßigen und mittleren Belastungen günstig, läßt dagegen bei hohen Drucken den Wirkungsgrad abnehmen. Mit steigender Belastung wächst  $\eta$  unter sonst gleichen Umständen rasch bis zu einem Höchstwerte und nimmt dann langsam ab. Größere Gleitgeschwindigkeit gibt nach den Versuchen von Stribeck bei Gußeisen auf Gußeisen und gleicher Öltemperatur höhere Wirkungsgrade, vgl. laufende Nummer 1 bis 3, ist dagegen nach Versuch 4 und auch 6 von geringem Einfluß bei gehärtetem Stahl auf Phosphorbronze.

Die Zahlen für  $\eta_s$  aus der Zusammenstellung 153 sind unter den Versuchsnummern in Abb. 1986 eingetragen. Für die Ermittlung des Zahndrucks kommt nur das Produkt  $\eta_I = \eta \cdot \eta'_I$  in Betracht, weil der durch  $\eta''_I$  gekennzeichnete Verlust erst an der Schneckenradwelle auftritt.

Steilgängige Schneckentriebe ermöglichen auch Übersetzungen ins Schnelle. Bezeichnet  $\alpha'_1 = 90^\circ - \alpha_1$  den Steigungswinkel der Radzähne in der Mittelebene, so ergibt sich das zur Erzeugung einer Umfangkraft  $T$  an der Schnecke nötige Antriebsmoment  $M'_d$  in ähnlicher Weise, wie oben abgeleitet:

$$M'_d = T \cdot r = U \cdot r \cdot \text{ctg}(\alpha'_1 - \varrho) \quad (631)$$

und der Wirkungsgrad:

$$\eta' = \frac{\text{ctg} \alpha'_1}{\text{ctg}(\alpha'_1 - \varrho)}. \quad (632)$$

Für  $\alpha'_1 = 90^\circ + \varrho$  oder für einen Schneckensteigungswinkel  $\alpha_1 = \varrho$  wird  $M'_d = \infty$ ; der Antrieb der Schnecke seitens des Rades ist nicht mehr möglich, mit anderen Worten, der Schneckentrieb wird für Steigungswinkel, die kleiner als der Reibungswinkel sind, selbsthemmend, eine Eigenschaft, die oft benutzt wird, um beim Aufhören des Antriebs durch die Schnecke ein Rückwärtslaufen zu verhindern. Der Wirkungsgrad solcher Getriebe sinkt rechnungsmäßig nach (629) beim Vorwärtslauf allerdings auf:

$$\eta = \frac{\text{tg} \varrho}{\text{tg} 2\varrho} \approx 0,5,$$

wird also ungünstig; praktisch steigt er aber beim Laufen mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit und kann etwa 70% erreichen.

Maschinenfabrik Rhenania gibt an, daß an selbsthemmenden Schneckenrieben  $\alpha_1 < 4^\circ 30'$  sein muß.

Bei der Festigkeitsrechnung sind für die Ermittlung der Teilung, da die Schneckengänge durch ihre Form sehr widerstandsfähig sind, die Zähne des Rades maßgebend. Aber auch sie zeigen günstige Verhältnisse, weil der Zahndruck infolge der runden Zahnfüße im Mittel an einem kürzeren Hebelarm angreift, als bei Stirnradzähnen und weil bei gut eingelaufenen Getrieben auf das gleichzeitige Eingreifen mehrerer Zähne gerechnet werden darf. Andererseits tritt durch die Schrägstellung der Zähne eine Verringerung der Ansatzbreite am Grunde ein. So lange dieselbe nicht sehr beträchtlich ist, pflegt man die auf Seite 1067 abgeleitete Formel (555):

$$U = k \cdot b \cdot t$$

auch auf Schneckenräder anzuwenden und dabei die Breite  $b$  am Grunde des Zahnes zu

messen.  $U = \frac{T}{\text{tg}(\alpha_1 + \varrho)}$  geht mit  $\frac{\text{tg} \alpha_1}{\text{tg}(\alpha_1 + \varrho)} = \eta$  und  $\text{tg} \alpha_1 = \frac{i \cdot t}{2\pi r}$  über in:

$$U = \frac{T \cdot \eta}{\text{tg} \alpha_1} = \frac{2\pi T \cdot r \cdot \eta}{i \cdot t} = \frac{2\pi M_d \cdot \eta}{i \cdot t}.$$

Führt man  $U = k \cdot b \cdot t = k \cdot \psi \cdot t^2$  ein und berücksichtigt die Reibungsverluste in den Schneckenlagern dadurch, daß man  $\eta$  durch  $\eta_I = \eta \cdot \eta'_I$  ersetzt, so folgt die Teilung  $t$ ,



Laufende Nr	Schnecke				Schneckenrad							
	Gangzahl	Halbmesser $r$ mm	Teilung $t$ mm	Steigungswinkel $\alpha_1$	Zahnzahl $z$	Teilkreis- durchmesser $D$ mm	Zahnbreite, am Grunde gemessen, $b$ mm	Drehzahlen	Umfang- geschwindig- keit $v$ m/sek	Gleit- geschwindig- keit m/sek	Umfangs- kraft $U$ kg	Belastungs- zahl $k$
1	1	40	$8\pi = 25,13$	$5^\circ 43'$	30	240	77	$\frac{360}{12}$	1,5	1,51	80—1000	5,2—51,7
2	—	—	—	—	—	—	—	$\frac{600}{20}$	2,5	2,51	80—600	5,2—31
3	—	—	—	—	—	—	—	$\frac{950}{31,7}$	4	4,02	80—300	5,2—15,5
4	2	41	$13\pi = 40,8$	$17^\circ 36'$	30	390	104	$\frac{150 \dots 352}{10 \dots 23,5}$	0,64—1,51	0,67—1,58	250—1960	5,9—46
5	—	—	—	—	—	—	—	$\frac{745}{49,6}$	3,20	3,36	250—1230	5,9—29
6	—	—	—	—	—	—	—	$\frac{1476}{98,5}$	6,33	6,64	250—750	5,9—17,7
7	2	40	41,84	$18^\circ 25'$	—	—	—	—	—	—	—	—
8	3	38,3	$1'' = 25,4$	$17^\circ 34'$	30	242,6	78	$\frac{64 \dots 2145}{6,4 \dots 214,5}$	0,26—8,6	0,27—9,0	111—1257	5,6—63,5
9	5	47,5	37	$31^\circ 48'$	68	800,9	—	$\frac{780}{57}$	3,88	4,57	58—833	—

falls das Drehmoment  $M_d$  gegeben ist, aus:

$$t = \sqrt[3]{\frac{6,3 \cdot M_d \cdot \eta_I}{i \cdot k \cdot \psi}} \text{ in cm} \quad (633a)$$

oder der Modul:

$$m = \sqrt[3]{\frac{200 M_d \cdot \eta_I}{i \cdot k \cdot \psi}} \text{ in mm.} \quad (633b)$$

Beträgt die bei  $n$  Umdrehungen in der Minute zu übertragende Leistung  $N$  Pferdestärken, so führt die Beziehung  $M_d = 71620 \frac{N}{n}$  zu:

$$t = \sqrt[3]{\frac{450000 \cdot \eta_I \cdot N}{i \cdot k \cdot \psi \cdot n}} \text{ in cm} \quad (634a)$$

und

$$m = \sqrt[3]{\frac{1450000 \cdot \eta_I \cdot N}{i \cdot k \cdot \psi \cdot n}} \text{ in mm.} \quad (634b)$$

Falls die Leistung in Kilowatt ausgedrückt ist, wird:

$$t = \sqrt[3]{\frac{614000 \cdot \eta_I \cdot N_{kW}}{i \cdot k \cdot \psi \cdot n}} \text{ in cm} \quad (635a)$$

und

$$m = \sqrt[3]{\frac{1970000 \cdot \eta_I \cdot N_{kW}}{i \cdot k \cdot \psi \cdot n}} \text{ in mm.} \quad (635b)$$

Das Verhältnis  $\psi = \frac{b}{t}$  liegt bei bearbeiteten Zähnen zwischen 2...2,5...2,8, bei unvollkommenen Zahnformen zwischen 1,5 und 1,8.

Zur angenäherten Vorausbestimmung des Wirkungsgrades in den vorstehend abgeleiteten Formeln dient Abb. 1986. Die Reibungszahl  $\mu$  hängt von der Art der Bearbei-



## Versuche mit Schneckenrieben.

Werkstoff und Zustand	Reibungszahl $\mu$	Wirkungsgrad der Verzahnung $\eta$ %	Wirkungsgrad des gesamten Triebes $\eta_s$ %	Bemerkungen
Gußeiserne Hohl- schnecke auf Gußeisen, un- bearbeitet, nach gutem Einlaufen	0,047	68	49—67,5	Stribeck, Z. V. d. I. 1898, S. 1156. Ring- schmierlager, einseitiges Kugelstütz- lager, 60° Öltemperatur.
	0,035	73,8	58—71	
	0,025	79,7	63—74	
Stahlschnecke, gehärtet, auf Phosphorbronze, sorgfältig be- arbeitet	—	—	83—92	Stribeck: Z. V. d. I. 1897, S. 968.
	—	—	85—91	
	—	—	79—89	
Stahlschnecke, ungehärtet, auf Phosphorbronze	—	—	68—87	Stodola: Schweiz. Bauzg 1895, S. 16. Bach u. Roser: Z. V. d. I. 1903, S. 221. Ringschmierlager, Kugelstützlager. Sehr zähflüssiges Zylinderöl. Öltemperaturen bis 120° erreicht.
	—	—	65—84	
Stahlschnecke auf Bronze	0,01	—	76—96	Westberg: Z. V. d. I. 1902, S. 915. Ring- schmierlager, Kugelstützlager. 25 PS Normalleistung.

tung und der Wartung ab, während der Steigungswinkel  $\alpha_1$ , wie Zusammenstellung 154 zeigt, durch die Gangzahl und die Ausführung der Schnecke als Voll- oder als Hohl-  
schnecke, vgl. Abb. 1990 und 1992, beeinflusst wird.

Zusammenstellung 154.

Steigungswinkel  $\alpha_1$  in Abhängigkeit von Gangzahl und Ausführung der Schnecke.

Gangzahl	1	2	3	4
Schnecke aus dem Vollen . . . . .	7—10—(12) <sup>o</sup>	14—17—(20) <sup>o</sup>	20—24—(27) <sup>o</sup>	25—29—(33) <sup>o</sup>
Hohl- schnecke . . . . .	4—6 <sup>o</sup>	8—10 <sup>o</sup>	10—14 <sup>o</sup>	12—17 <sup>o</sup>

Die niedrigen Werte gelten für kleine Teilungen bis zu etwa  $8\pi$ , die hohen für große, während sich die eingeklammerten nur bei äußerster Beschränkung des Schnecken-  
durchmessers, hohen Belastungen und großen Umdrehzahlen erreichen lassen. Beispiel-  
weise findet man a) für eine rasch laufende zweigängige, volle Stahlschnecke im  
Eingriff mit sorgfältig bearbeitetem Bronzeschneckenrad im Ölbad mit  $\alpha_1 = 17^\circ$  und  
 $\mu = 0,02$  aus Abb. 1986  $\eta = 0,93$ , b) für ein unbearbeitetes gußeisernes Getriebe mit  
eingängiger Hohl-  
schnecke bei  $\alpha_1 = 5^\circ$  und  $\mu = 0,1$ ,  $\eta = 0,47$ . Mit diesen Werten für den  
Wirkungsgrad bestimmt man die Teilung nach einer der Formeln (633) bis (635) und  
rechnet dann zur Sicherheit nach, ob der angenommene Wirkungsgrad richtig geschätzt  
war. Vgl. Zahlenbeispiele 11 und 12.

Bei der Wahl von  $k$  sind die Ausführungen auf Seite 1071 sinngemäß zu beachten.  
Für den Fall, daß die Festigkeit der Zähne maßgebend ist, also bei Betrieb mit Unter-  
brechungen, aber unter der Voraussetzung, daß die Räder sorgfältig bearbeitet und  
gut eingelaufen sind, sowie daß mindestens zwei Zähne gleichzeitig im Eingriff stehen,  
sind zulässige Werte für  $k$ :



Zusammenstellung 155. Belastungszahlen  $k$  an Schneckenrieben.

Umfangsgeschwindigkeit der Schnecke im Teilzylinder . . . . .	0,5	1	2,5	5	7,5	m/sek.
Gußeisen . . . . .	30	24	17	12	—	—
Phosphorbronze . . . . .	60	48	34	25	13	„
Aluminiumbronze . . . . .	—	50	—	—	—	—

Die Zahlen dürfen bei seltenen Höchstbelastungen noch überschritten werden. Bei schlechteren Eingriffverhältnissen, niedrigen Zahnzahlen ( $< 30$ ) und großen Steigungen (über  $20^\circ$ ) bleibt man unter den Werten und setzt etwa  $0,7k$  ein.

Im Taschenbuch der Hütte (25. Aufl., Bd. II, S. 211) empfiehlt Kutzbach, von der Gleitgeschwindigkeit  $v_g = \frac{v}{\cos \alpha_1}$  auszugehen, um den für die Erwärmung der Zähne maßgebenden Einfluß des Gleitens zu berücksichtigen und  $k$  zu nehmen im Falle von:

$$\text{Gußeisen auf Gußeisen } (v_g \leq 5 \text{ m/sek}) \quad k = \frac{40}{1 + v_g/2},$$

$$\text{Stahl auf Bronze } (v_g \leq 10 \text{ m/sek}) \quad k = \frac{60}{1 + v_g/2}.$$

Die Werte gelten für eingelaufene Räder, sind aber überschreitbar, wenn für besonders gute Wärmeabfuhr und hohen Wirkungsgrad gesorgt wird.

Den Einfluß der Gleitgeschwindigkeit an dem gußeisernen, gut eingelaufenen Getriebe, laufende Nummer 1 bis 3 der Zusammenstellung 153, zeigen nach Stribeck die folgenden Zahlen, die obere Grenzwerte für  $k$  geben, bei denen Anfressungen zu erwarten sind:

$v = 0,5$	1	2	3	4	m/sek
$k_{\max} = 52$	44	31	25	23	

Der Sicherheit wegen wird man bei Neuberechnungen selbstverständlich unter diesen Werten bleiben und Belastungszahlen etwa in Höhe des 0,6fachen wählen. Im allgemeinen hat die Geschwindigkeit um so geringeren Einfluß auf die zulässige Belastung, je vollkommener die Gestalt und Glätte der gleitenden Flächen sowie die Schmierung ist.

Die Ölschicht zwischen den Zähnen muß dauernd erhalten bleiben. Das aber ist im wesentlichen von der Temperatur des Öles, mit der die Dünflüssigkeit steigt, abhängig, und so wird für den Dauerbetrieb der Wärmegrad des Ölbadens entscheidend. Er soll  $60^\circ$  möglichst nicht überschreiten, wenn auch bei den Versuchen von Bach und Roser an dem Schneckenriebe 7 der Zusammenstellung 153 bei Verwendung sehr zähflüssigen Zylinderöls  $120^\circ$  ohne Störung erreicht wurden. Aus den gleichen Versuchen leitete Braun eine Formel für die zulässige Belastung  $k$  an ähnlichen Trieben ab, die bei Erwärmung des Ölbadens von  $20$  auf  $60^\circ$ , also bei einer Temperaturerhöhung von  $40^\circ$  die folgenden Zahlen liefert:

$v = 0,5$	1	2	3	4	5	m/sek
$k = 31$	24	16	12	8,7	6,5	

In sinngemäßer Übereinstimmung mit den Stribeckschen Zahlen muß demnach die Belastung mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit anfangs rascher, später langsamer auch dann abnehmen, wenn bei Dauerbelastung eine gegebene Öltemperatur nicht überschritten werden soll. Bei gleicher Gleitgeschwindigkeit war die Erwärmung annähernd verhältnismäßig der Belastung.

An der Schnecke muß der Kern oder die Nabe die zur Übertragung des Drehmomentes  $M_a$  nötige Stärke  $d_0$  haben. Dadurch wird der Schneckendurchmesser bestimmt, den man im übrigen geringer Gleitgeschwindigkeit wegen so klein wie möglich hält. Mit  $k_a = 120 \text{ kg/cm}^2$  für Stahl (einem niedrigen Wert in Rücksicht auf die hohen Nebenbeanspruchungen der Schnecken, wie sie im Berechnungsbeispiel 13b nachgewiesen sind), wird bei vollem Querschnitt:

$$d_0^3 \approx 5 \frac{M_a}{k_a} = \frac{M_a}{24} = 3000 \frac{N}{n}. \quad (636)$$



An Stahlgußschnecken dürfte  $k_d = 100$  oder:

$$d_0^3 = \frac{M_d}{20} = 3600 \frac{N}{n}, \quad (637)$$

an gußeisernen  $k_d = 30$  oder:

$$d_0^3 = \frac{M_d}{6} = 12000 \frac{N}{n} \quad (638)$$

zweckmäßig sein. Für die Nabenwandstärken von Hohl- und Schnecken, die auf besondere Wellen aufgesetzt werden, Abb. 1992, nimmt man  $0,5 \dots 0,6 t$ .

## 6. Gestaltung und Ausführung der Schneckentriebe.

Die günstigsten Eingriff- und Betriebsverhältnisse treten bei Schneckensteigungen zwischen  $15^\circ$  und  $18^\circ$  und bei mehr als 30 Zähnen am Schneckenrade auf, Werte, die man durch geeignete Wahl der Gangzahl bei möglicher Einschränkung des Schnecken- durchmessers geringer Gleitgeschwindigkeit halber einzuhalten sucht. Größere Steigungen führen zu stark unsymmetrischen Eingriffeldern, in deren langem Schenkel mit ungünstigen Gleit- und Schmiegungsverhältnissen zu rechnen ist, weil dort die Eingriffelinien sehr flach und dementsprechend die zugehörigen Zahnprofile steil verlaufen. Kleinere Steigungen beeinträchtigen die Wirkungsgrade. Niedrige Zahnzahlen am Schneckenrade bedingen Unterschneidungen, die durch richtige Einstellung der Fräs- und Betriebsschnecke eingeschränkt werden können.

Die Teilung, aus den zu übertragenden Kräften berechnet, wird nach den vorhandenen Werkzeugen und Maschinen in englischen Zollen, Millimetern oder unter Benutzung eines 97zähligen Rades bei der Bearbeitung im Modulmaß gewählt. Das Verlangen, die Achsentfernung  $a = \frac{D+d}{2}$  in Millimetern zu bekommen, läßt sich durch geeignete Wahl des Schneckenteildurchmessers  $d$  erfüllen. Vgl. Beispiel 12 und 13.

Der Forderung eines kleinen Durchmessers  $d$  entspricht die Ausführung der unmittelbar aus der Welle geschnittenen Vollschnecke am besten.

Um für Rechts- und Linkslauf geeignete Schnecken zu bekommen, wird ihre Länge gewöhnlich symmetrisch zur Mittenebene ausgeführt. Bei nur einer Umlaufrichtung ist aber nicht ausgeschlossen, die Schnecke dem unsymmetrischen Eingriffeld entsprechend auf der Hinterseite kürzer, auf der Vorderseite länger zu halten.

Abb. 1987 bis 1989 zeigen verschiedene Befestigungsarten von Bronzekränzen auf gußeisernen Radscheiben. In Abb. 1987 ist für das richtige Aufsetzen ein seitlicher Anschlag vorgesehen und die Mitnahme des Rades durch eingepaßte Bolzen erreicht. In Abb. 1988 ist der Kranz warm aufgezogen oder mit Festsitz aufgepreßt und durch Paßschrauben gesichert. Auch nach Abb. 1989 mit Bronze umgossene, dann aber volle Radscheiben werden ausgeführt, weil Räder mit Speichen oder Aussparungen unter den hohen Spannungen, welche die beim Erkalten schrumpfenden Kränze erzeugen, sich verziehen oder brechen.

Äußerst wichtig ist der sorgfältige Zusammenbau und die dauernde Erhaltung der richtigen Lage der Schnecke und des Rades zueinander. Wie schon oben erwähnt, muß die Betriebschnecke genau dieselbe Lage wie die Frässhnecke bei der Bearbeitung haben. Wenn sich, wie es öfter vorkommt, Schneckentriebe gleicher Art in einem Falle sehr gut, in einem anderen nicht bewähren, so ist das meist auf fehlerhaften Zusammenbau zurückzuführen. Schon geringe Abweichungen bezüglich der Achsentfernung, Stellung der Achsen oder der Mittelebenen haben namentlich bei langen Schnecken

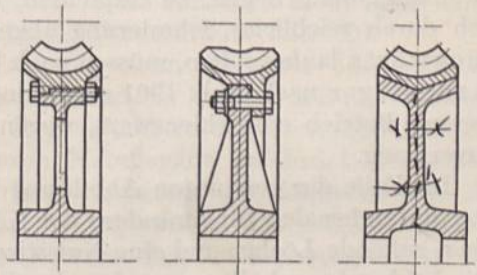


Abb. 1987 bis 1989.  
Befestigung von Schneckenradkränzen.



oder breiten Zähnen unruhigen Lauf und starken, oft nicht mehr zur Ruhe kommenden Verschleiß der Zähne zur Folge. Treten Beschädigungen an den Zahnecken, namentlich auf der Austrittsseite der Schnecke auf, so kann gelegentlich, sofern die Belastung nicht zu hoch wird, durch Kürzung der Schnecke Abhilfe geschaffen werden, weil dabei die ungünstigsten Teile der Eingriffsfläche wegfallen.

Stets ist der Einbau der Triebe in gemeinsamen Lagergestellen oder Gehäusen anzustreben, die die Teile möglichst unmittelbar durch die Lager fassen und den Kräfte-schluß herbeiführen sollen, weil Formänderungen und Durchbiegungen den Gang empfindlich stören können. Die Lager sind so reichlich zu bemessen, daß keine Abnutzung, die den Achsabstand verändern würde, eintritt. Lager rasch laufender Schnecken werden meist mit Weißmetall ausgegossen, die der langsamer laufenden Radwellen als Bronzebüchsen ausgeführt, wenn Gußeisen nicht ausreicht.

Auch in axialer Richtung sind Schnecke und Rad festzulegen. Bei Getrieben mit nur einem Drehsinn genügt ein Drucklager für die Haupttrichtung, für die andere aber ein Bund, Stelling oder Anschlag, Abb. 1990, wo eine gehärtete, durch eine Schraube

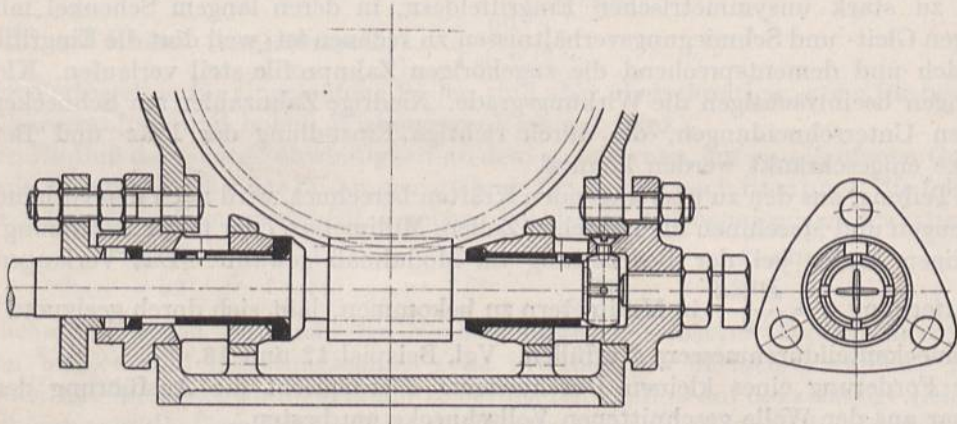


Abb. 1990. Getriebe mit unten liegender Schnecke.

nachstellbare Scheibe den Hauptdruck aufnimmt. Sie ist außen kugelig abgedreht, damit sie sich dem Wellenende entsprechend einstellen kann. Das Öl wird der Mitte der Lauf-fläche durch Schlitze und Bohrungen zugeführt und dort durch radikale Nuten verteilt. Immerhin sind derartige Bauweisen nur für mäßige Belastungen und an Schnecken, die in einem Ölbad liegen, zu empfehlen, weil die im Drucklager entstehende Wärme lediglich durch reichliche Schmierung abgeführt werden kann. Schnecken, die vor- und rückwärts laufen sollen, müssen nach beiden Richtungen sorgfältig abgestützt werden. Kämmlager nach Abb. 1991 sind konstruktiv einfach, billig und namentlich bei stoß-weisem Betrieb empfehlenswert, wegen der schwierigen Schmierung aber nicht immer zuverlässig.

Im Falle der genannten Abbildung ist die Schmierung dadurch erreicht, daß das Öl von unten her den Innenrändern der Kämme zugeführt, an den äußeren aber durch nach oben gehende Löcher und eine Nut wieder abgeführt wird, so daß ein Kreislauf entsteht. Die beiden Lagerhälften werden durch einen darüber geschobenen Deckel zusammengehalten und mit der Schnecke gleichzeitig in das Gehäuse eingebracht.

Kugellängslager, wie sie in neuerer Zeit vorwiegend zur Stützung der Schnecken benutzt werden, zeigen die Abb. 1992, 1994, 2003 und 2004. Was die Anordnung derselben gegenüber der Schnecke anlangt, so ist die Ausführung nach Abb. 1994, 2003 und 2004 am vorteilhaftesten. Das doppelte Kugellager ist als Ganzes außen angesetzt, bequem und leicht zugänglich. Zur Schmierung kann es, da es völlig für sich abgeschlossen ist, mit einem für Kugellager geeigneten Mittel, Vaseline oder dgl. gefüllt werden. Die beiderseits der Schnecke liegenden Lager der Abb. 1992, denen Öl aus dem Schnecken-



raum zugeführt wird, sind durch die nicht immer vermeidbaren Metallspäne leicht Beschädigungen ausgesetzt. Sie bedingen auch eine größere freie Länge der Welle und können zudem bei Ausdehnungen der Schnecke durch höhere Temperaturen gegenseitig unter Druck kommen und überlastet werden. Ihnen deshalb in axialer Richtung Spiel zu geben, ist bedenklich, weil dann die Kugeln des unbelasteten Lagers nicht richtig laufen. Zur Einstellung der Radmittelebene benutzt man bei kleineren Kräften die genau bearbeitete Gehäusewand oder die Lagerschalenbunde, findet aber auch zwischengelegte Paßringe u. dgl.

Schnellaufende Schneckentriebe werden vorteilhafterweise, wie schon eben angedeutet, in ein Ölbad gelegt und auch deshalb in ein längs aller Fugen gut abgedichtetes Gehäuse, Abb. 1991 und 2003, eingeschlossen, das im unteren Teil mit dickem Öl, oft unter Zusätzen von Graphit oder Fett, gefüllt gleichzeitig zur Lagerung des Getriebes

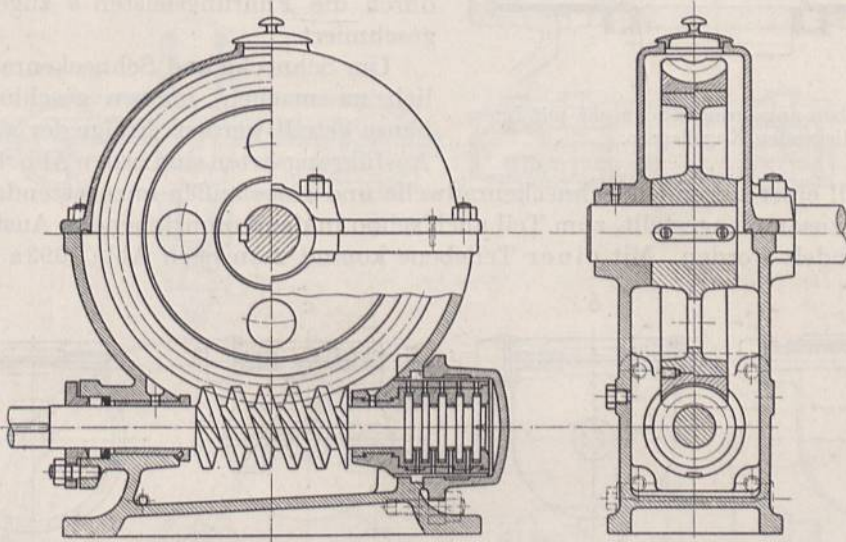


Abb. 1991. Schneckengetriebe mit Kammlager.

dient. Im tiefsten Punkte des Kastens ist eine Ablassschraube anzubringen, zweckmäßig in Verbindung mit einem schräg angeordneten Boden, Abb. 1991 oder einer vertieften Sammelstelle für Schlamm und Metallspäne. Das Öl muß namentlich während der ersten Betriebszeit häufig nachgeprüft und erneuert werden. Zum Einfüllen dient meist einer der Deckel, zur Einhaltung der richtigen Höhe eine Ölstandschrabe oder dgl.

Bei wagrechter Lage der Schneckenradwelle kann die Schnecke unter- oder oberhalb des Rades angeordnet werden. Die erste Stellung hat zwar den Vorteil, daß die Schnecke vollständig in Öl läuft, bedingt aber geringere Zugänglichkeit derselben und läßt die Zahnflächen und Lager in stärkerem Maße durch Metallspäne gefährdet erscheinen, die durch die rasch laufende Schnecke hochgerissen, zwischen die Zähne oder in die Lager gelangen. Zudem muß das Gehäuse so abgedichtet werden, daß das Ölbad nicht auslaufen kann. In Abb. 1991 ist zu dem Zwecke eine Stopfbüchse vorgesehen, die aber leicht zu Anständen Anlaß gibt. Das Gehäuse, Abb. 1990, mit ebenfalls untenliegender Schnecke ist symmetrisch zur Mittellinie ausgebildet. Von der einen Seite wird das Lager mit dem Spurzapfen, von der anderen das Gegenlager mit der Stopfbüchse eingeschoben. Der Gehäuseunterteil hat die Hauptkräfte aufzunehmen und kann bei Unterstützung am Boden ohne Schwierigkeit standsicher ausgebildet werden, während der Oberteil, wie in Abb. 1991 angedeutet, als Kappe leicht gehalten werden darf. Zum Fernhalten des Öls von der Fuge sind in der gleichen Abbildung Tropfkanten am unteren Rande des Deckels angebracht. Die mehr zu empfehlende Lagerung der Schnecke oberhalb des Rades zeigen die Abb. 1992 und 2003. Durch Teilung des Ge-



häuses in der Schneckenebene und durch große Schaudeckel ist die Zugänglichkeit und Überwachung des Laufes gesichert. Die Schmierung fällt zwar nicht so reichlich aus wie im vorigen Falle, genügt aber bei zähem Öl, das von den Radzähnen mitgenommen und der Schnecke zugeführt wird, fast immer. In Abb. 2004 sind die Lager für die rasch laufende Schnecke von dem Getrieberaume völlig getrennt gehalten, wodurch die Möglichkeit gegeben ist, Ringschmierung mit besonderem, dünnflüssigem Öl anzuwenden. Für die ständige Rückführung desselben, die wesentlich ist, damit die Lager nicht trocken

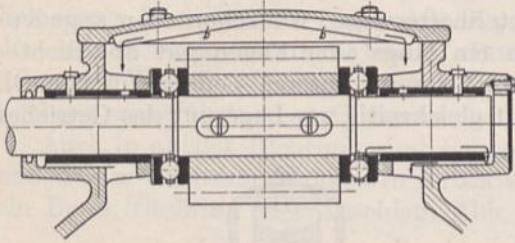


Abb. 1992. Oben angeordnete Schnecke mit innen liegenden Kugellagern.

laufen, ist durch Ölrinnen und Abstreifränder, wie sie in ihren Einzelheiten bei den Lagern näher beschrieben sind, gesorgt. Dagegen werden die Lager in Abb. 1992 durch das von der Schnecke abspritzende und durch die Führungsleisten *b* zugeleitete Öl geschmiert.

für den Fall einer liegenden Schneckenradwelle und eines außen anzusetzenden Kugellagerstützlagern zusammengestellt, zum Teil auch schon in den voranstehenden Ausführungen näher behandelt worden. Mit einer Teilebene kommt man nach Abb. 1993a aus, nach

Um Schnecke und Schneckenrad zugänglich zu machen, müssen geschlossene Gehäuse geteilt werden. Einige der wichtigeren Ausführungsarten sind in den Abb. 1993a bis g

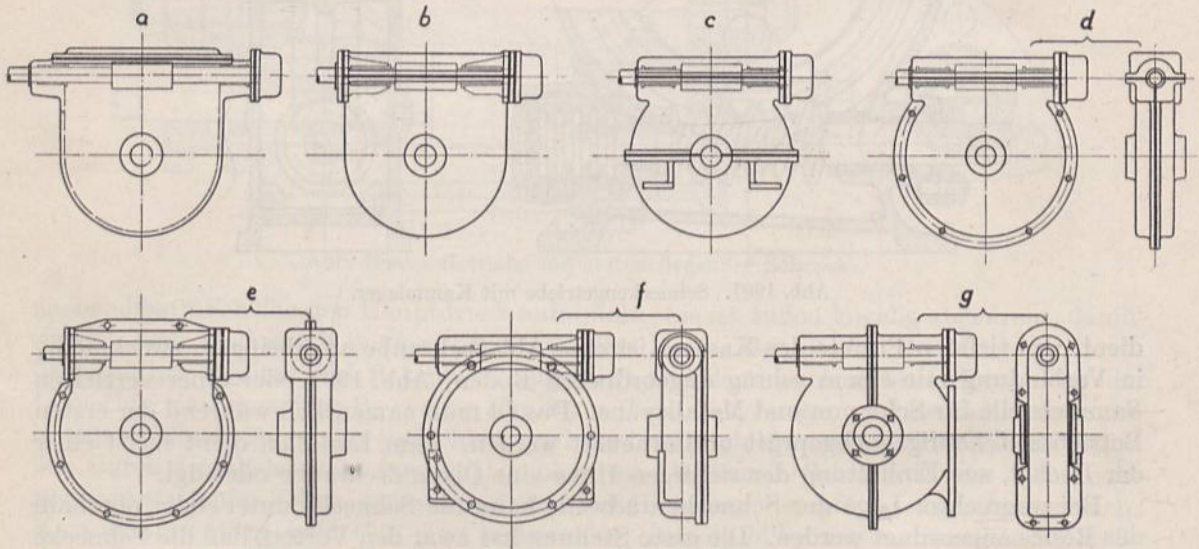


Abb. 1993. Gestaltung von Schneckengehäusen.

welcher das Gehäuse nur durch einen oberen Deckel geschlossen, aber so weit gehalten ist, daß das Schneckenrad von oben her eingebracht werden kann. Beide Wellen müssen allerdings seitlich — die Schneckenwelle durch die hohle Schnecke — durchgesteckt werden. Zudem ergeben sich sehr große Lagerentfernungen und dadurch hohe Beanspruchungen der Schneckenwelle. Die Übelstände sind bei der Ausführung *b* vermieden, bei der die Schneckenlager von der Seite her eingeschoben, beim Ausbau des Rades aber abgenommen werden müssen. Die geringere Lagerentfernung ist durch vermehrte Bearbeitung, das Abdrehen der Flansche am Gehäuse und an den beiden Lagern erkaufte. Ausführung *c* zeigt die gebräuchliche Teilung durch zwei parallele Ebenen, die gute Zugänglichkeit und bequemen Zusammenbau aller Teile, besonders bei Aufstellung des Triebes auf einer wagrechten Fläche bietet, aber größere, durch Hobeln oder Fräsen zu bearbeitende und abzudichtende Flächen verlangt. Teilungen längs der Schneckenrad-



ebene oder parallel dazu bringen die Beispiele *d* bis *f*. Die Bearbeitung der Flächen ist teilweise durch Abdrehen möglich, besonders günstig im Falle *f*; dagegen wird der Zusammenbau erschwert, weil die Gehäuseteile und die Radwelle seitlich zusammengeschoben werden müssen. Immerhin sind derartige Bauweisen vorteilhaft, wenn das Gehäuse, wie Abb. *f* andeutet, seitlich befestigt werden soll. Im Falle *g* ist schließlich eine Ebene längs der Schneckenradwelle zur Teilung benutzt, eine Ausführung, die beim Befestigen des Gehäuses mittels des gezeichneten Flansches empfehlenswert sein kann. Um aber senkrechte Fugen in den Lagerschalen der Radwelle zu umgehen, sind besondere, ungeteilte, im Gehäuse zentrierte Lagerbüchsen vorgesehen, die von der Seite her eingesetzt werden.

Die oft nach drei Richtungen senkrecht zueinander stehenden Trennfugen und Bohrungen an Schneckengehäusen verlangen naturgemäß besondere Sorgfalt beim Auf-

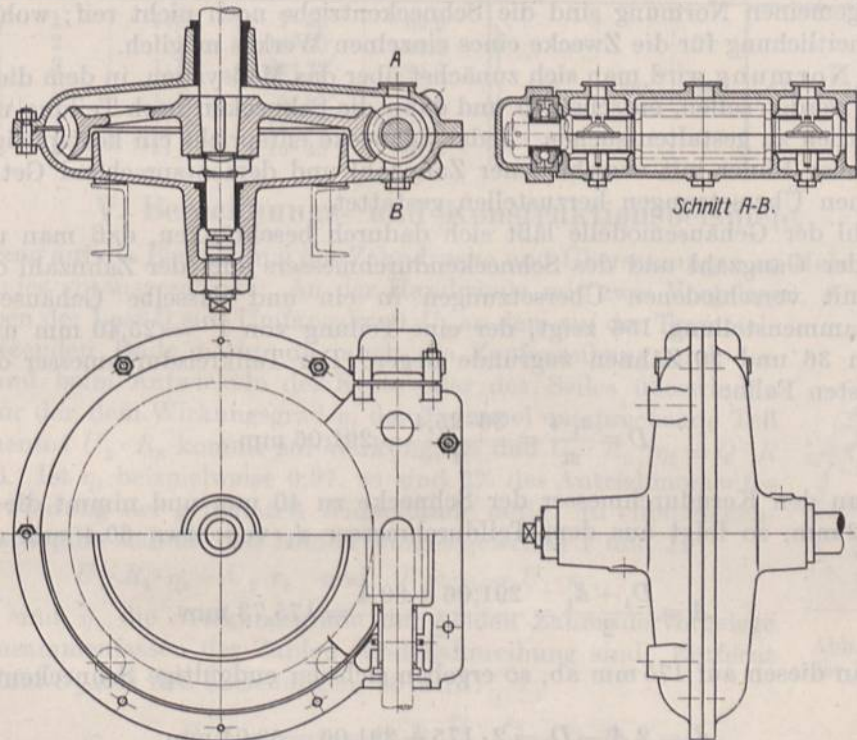


Abb. 1994. Getriebe mit stehender Schneckenradwelle.

spannen, Bearbeiten und Sichern der gegenseitigen Lage der Teile durch Zentrierungen oder Paßstifte. Von der Genauigkeit der Lage der Achsen hängt, wie mehrfach betont, der ruhige Lauf der Schneckentriebe in starkem Maße ab.

Einen Schneckentrieb mit senkrechter Radwelle gibt Abb. 1994 wieder. Für die Schnecke ist durch eine ringförmige Wand ein besonderer Ölraum geschaffen, von dem jedoch die Ringschmierlager sowie das außen angesetzte, doppelt wirkende Kugellängslager anderer Schmiermittel wegen getrennt gehalten sind. Das Schneckenrad sitzt auf einem Kegel an der senkrechten Welle, die in zwei Büchsen geführt und unten durch einen einfachen, mit einer Schraube nachstellbaren Spurzapfen gestützt ist. Zu dessen Schmierung empfiehlt es sich, auch den mittleren Teil des Gehäuses mit einer geringen Ölmenge zu füllen. Als Teilfuge ergibt sich naturgemäß die Schneckenradebene, weil sie auch die Schneckenlager ohne weiteres zugänglich macht und die leichte Bearbeitung durch Drehen und die Sicherung der richtigen Lage der Gehäusenhälften zueinander durch Zentrieren und einen oder zwei Paßstifte ermöglicht. Damit das Getriebe sowohl für einen rechts wie links von ihm aufgestellten Motor verwendet werden kann, ist der



Flansch für das Kugellagergehäuse beiderseits angegossen; auf der nicht benutzten Seite kann ein Abschlußblech vorgesetzt werden.

Konstruktiv sind die beiden Gehäusehälften so ausgebildet, daß sie sich mit demselben Grundmodell herstellen lassen. Deshalb sind im Oberteil über den Ringschmierlagern die gleichen Hohlräume vorhanden, wie sie unten durch die Schmierringe bedingt werden. Beim Einformen des Unterteils werden außen lediglich die vier Befestigungsbutzen und die Nabenverlängerung, innen aber die Trennungswand des Ölraumes angesetzt oder, wenn diese Teile dauernd am Modell angebracht sind, beim Einformen des Deckels abgedämmt. Die Zentrierleiste kann an beiden Gehäuseteilen angegossen, am Oberteil aber beim Einstechen der Nut weggedreht werden.

### 7. Fabriknormung der Schneckentriebe.

Zur allgemeinen Normung sind die Schneckentriebe noch nicht reif; wohl aber ist die Vereinheitlichung für die Zwecke eines einzelnen Werkes möglich.

Bei der Normung wird man sich zunächst über das Maßsystem, in dem die Getriebe ausgeführt werden sollen, entscheiden und dann die Schnecken nach Teilung und Gangzahl einheitlich zu gestalten suchen. Jeder Schnecke entspricht ein kostspieliges Werkzeug, das aber Räder mit verschiedener Zahnzahl und dementsprechend Getriebe mit verschiedenen Übersetzungen herzustellen gestattet.

Die Zahl der Gehäusemodelle läßt sich dadurch beschränken, daß man unter Abänderung der Gangzahl und des Schneckendurchmessers oder der Zahnzahl des Rades Getriebe mit verschiedenen Übersetzungen in ein und dasselbe Gehäuse einbaut, wie es Zusammenstellung 156 zeigt, der eine Teilung von  $1'' = 25,40$  mm und Zahnzahlen von 36 und 30 Zähnen zugrunde liegen. Der Teilkreisdurchmesser des Rades wird im ersten Falle:

$$D = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} = \frac{36 \cdot 25,4}{\pi} = 291,06 \text{ mm}.$$

Schätzt man den Kerndurchmesser der Schnecke zu 40 mm und nimmt die Fußhöhe  $0,4t = 10,2$  mm, so folgt aus dem Teildurchmesser  $d_1$  von etwa 60,4 mm ein Achsabstand:

$$A = \frac{D_1 + d_1}{2} = \frac{291,06 + 60,4}{2} = 175,73 \text{ mm}.$$

Rundet man diesen auf 175 mm ab, so ergeben sich der endgültige Schneckenteildurchmesser:

$$\hat{d}_1 = 2A - D_1 = 2 \cdot 175 - 291,06 = 58,94 \text{ mm}$$

und an ein-, zwei- und dreigängigen Schnecken die in Spalte 3 bis 5 der Zusammenstellung enthaltenen Übersetzungen, praktisch gut geeigneten Steigungswinkel und Wirkungsgrade, wobei der Reibungswinkel  $\rho = 3^\circ$  und der Wirkungsgrad  $\eta'_i = 97\%$  angenommen wurde.

Für Räder mit  $z_2 = 30$  Zähnen folgt der Radteildurchmesser aus:

$$D_2 = \frac{z_2 \cdot t}{\pi} = \frac{30 \cdot 25,4}{\pi} = 242,55 \text{ mm}$$

und dadurch derjenige der Schnecke:

$$d_2 = 2A - D_2 = 2 \cdot 175 - 242,55 = 107,45 \text{ mm}.$$

Die Schnecke wird ihres großen Durchmessers wegen zweckmäßig hohl ausgeführt und auf eine durchgehende Welle, wie in Abb. 1992 aufgesetzt. Für das 30zählige Rad gelten bei zwei-, drei- und viergängigen Schnecken die Zahlen des unteren Teils der Zusammenstellung. Die eingängige wird wegen des schlechten Wirkungsgrades infolge des kleinen Steigungswinkels von  $4^\circ 18'$  besser vermieden. Das Gehäuse ist selbstverständlich für die größte Schnecke und das größte Rad weit genug auszubilden.



Durch Ausführung des Zahnkranzes in Gußeisen oder in Bronze entstehen verschiedene Belastungsfähigkeiten, durch Wahl geeigneter Schneckendurchmesser bei anderen Tei- lungen weitere Verwendungsmöglichkeiten des gleichen Gehäuses für andere Über- setzungen. Die Werkzeuge zur Bearbeitung der Räder lassen sich ferner für eine zweite Gruppe von Rädern mit 42 und 48 Zähnen in einem zweiten Gehäusemodell verwenden und geben wiederum 6 Übertragungsverhältnisse usw.

Zusammenstellung 156. Zur Normung von Schneckenrieben.

Zahn- zahl	Gang- zahl	Über- setzung	Stei- gungs- winkel $\alpha_1$	Wir- kungs- grad $\eta_t$ %	Zulässiger Zahndruck bei $b = 2,5 t$					
					Gußeisen			Bronze		
					$v = 0,5$ $k = 30$ kg	1 24 kg	2 16 kg	1 40 kg	2 26 kg	3 m/sek 20 kg
36	1	1:36	7° 49'	69,6	485	385	260	645	420	320
	2	1:18	15° 20'	80,3						
	3	1:12	22° 22'	84,2						
30	2	1:15	8° 33'	71,4	485	385	260	645	420	320
	3	1:10	12° 43'	77,8						
	4	1: 7,5	16° 45'	81,3						

### V. Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

In bezug auf die Berechnung der Zahndrucke und Übersetzungen an Hebezeugen usw. sei folgendes vorausgeschickt: An der Handwinde mit zwei Vorgelegten, Abb. 1995, ist zum Heben der Last  $Q$  eine Umfangskraft  $U_2$  an dem auf der Trommel- achse sitzenden Rade nötig, die auch die Zapfenreibung und den Widerstand beim Aufwickeln der Kette oder des Seiles überwinden muß. Nur der dem Wirkungsgrad  $\eta_t$  der Trommel entsprechende Teil des Momentes  $U_2 \cdot R_2$  kommt zur Wirkung, so daß  $U_2 \cdot R_2 \cdot \eta_t = Q \cdot R$  sein muß. Ist  $\eta_t$  beispielweise 0,97, so sind 3% des Antriebmomentes zur Überwindung der genannten Widerstände nötig. In entsprechen- der Weise ergibt sich an den beiden Vorgelegewellen I und II:

$$U_1 \cdot R_1 \cdot \eta_2 = U_2 \cdot r_2 \quad \text{und} \quad P \cdot a \cdot \eta_1 = U_1 \cdot r_1,$$

wenn  $\eta_2$  und  $\eta_1$  die Wirkungsgrade der beiden Zahnradervorgelege unter Zusammenfassen der Zapfen- und Zahnreibung sind. Entfernt man  $U_1$  und  $U_2$  aus den Gleichungen, so wird:

$$P \cdot a \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_t = Q \cdot R \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} = Q \cdot R \cdot u_1 \cdot u_2,$$

$$P \cdot a \cdot \eta = Q \cdot R \cdot u. \tag{639}$$

In Worten ausgedrückt, ist das Antriebmoment  $P \cdot a$ , multipliziert mit dem Ge- samtwirkungsgrad  $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_t$ , gleich dem Lastmoment  $Q \cdot R$ , multipli- ziert mit der Gesamtübersetzung  $u = u_1 \cdot u_2$ . Ohne Rücksicht auf die Reibungs- verluste und Widerstände müßte  $P \cdot a = Q \cdot R \cdot u_0$  sein.

$$u_0 = \frac{P \cdot a}{Q \cdot R} \tag{640}$$

ist die theoretische Übersetzung, die man bei der ersten Berechnung zur Be- stimmung der Zahl der einzuschaltenden Getriebe zu benutzen pflegt. Sie ist durch das Verhältnis des Antrieb- zum Lastmoment gegeben.

**Zahlenbeispiel 9.** Für eine Handwinde von 1800 kg Tragkraft, die durch zwei Mann betrieben werden soll, sind die Zahnräder zu berechnen. Die Last hänge an einer Kette; die Kraft, die ein Mann an der Kurbel ausübt, sei zu 15 kg angenommen.

Die Last  $Q = 1800$  kg verlangt eine Gliederkette von  $d = 14$  mm Stärke und einen Trommeldurchmesser  $D \geq 20d$ , vgl. Seite 510. Gewählt  $D = 300$  mm. Mit einem nor-

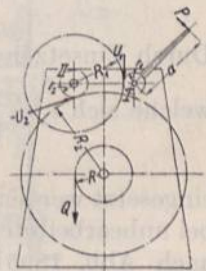


Abb. 1995. Schema der Winde Zahlen- beispiel 9.



malen Handkurbelhalbmesser  $a = 400$  mm ergibt sich eine theoretische Übersetzung:

$$u_0 = \frac{P \cdot a}{Q \cdot R} = \frac{2 \cdot 15 \cdot 40}{1800 \cdot 15} = \frac{1}{22,5}$$

Demnach sind zwei Vorgelege nötig. Ihr Wirkungsgrad sei bei unbearbeiteten Zähnen mit je  $\eta_1 = \eta_2 = 0,9$ , derjenige der Trommel  $\eta_t = 0,97$  angenommen. Somit ist der Gesamtwirkungsgrad der Winde:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_t = 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,97 = 0,786$$

und das wirkliche Drehzahlverhältnis:

$$u = \frac{P \cdot a \cdot \eta}{Q \cdot R} = \frac{1}{22,5} \cdot 0,786 = \frac{1}{28,6}$$

Gewählt:

$$u = u_1 \cdot u_2 = \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{6} = \frac{1}{30}$$

Dabei beträgt die tatsächlich nötige Antriebskraft an den Kurbeln:

$$P = \frac{Q \cdot R \cdot u}{a \cdot \eta} = \frac{1800 \cdot 15}{40 \cdot 0,786} \cdot \frac{1}{30} = 28,6 \text{ kg.}$$

#### 1. Vorgelege.

Der besseren konstruktiven Ausbildung des Windengestells wegen werde die Übersetzung 1 : 5 als erste genommen.

Umfangsdruck:

$$U_1 = \frac{P \cdot a}{r_1} = \frac{28,6 \cdot 40}{r_1} = \frac{1144}{r_1}$$

Durch Einsetzen einiger geschätzter Werte für  $r_1$  entsteht die folgende Zahlenreihe, für

welche sich  $t_1 = \sqrt{\frac{U_1}{42}}$  aus  $U_1 = k \cdot b_1 \cdot t_1$  ergibt, wenn  $b_1 = 2t_1$  und

$$k = 30 \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 = 30 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \approx 21$$

eingesetzt werden, wobei für gewöhnliches Gußeisen  $\xi_1 = 0,8$  nach Zusammenstellung 150, bei unbearbeiteten Zähnen  $\xi_2 = 0,9$  nach Abb. 1895a und bei mittlerem Betrieb  $\xi_3 = 0,95$  nach Abb. 1895b gewählt ist. Vgl. auch Abb. 1896. Die Zahnzahl errechnet sich

aus  $z_1 = \frac{2\pi r_1}{t_1}$ .

$r_1 =$	4,5	5	5,5 cm
$U_1 =$	254	229	208 kg
$t_1 =$	2,46	—	— cm
$z_1 =$	11,5	—	—

Da man an Handwinden unbearbeitete Räder mit weniger als 13 Zähnen wegen der Unterschneidungen, aber auch Teilungen unter  $8\pi$  wegen der auftretenden Stöße vermeidet, beide Zahlen jedoch schon in der ersten Spalte unterschritten werden, erübrigt es sich, die weiteren durchzurechnen. Es werde gewählt:

$$t_1 = 8\pi = 25,13 \text{ mm}; \quad b_1 = 50 \text{ mm}; \quad z_1 = 13.$$

Daraus  $d_1 = m_1 \cdot z_1 = 8 \cdot 13 = 104$  mm;

$$Z_1 = 5 \cdot 13 = 65; \quad D_1 = m_1 \cdot Z_1 = 8 \cdot 65 = 520 \text{ mm};$$

$$U_1 = \frac{P \cdot a}{r_1} = \frac{28,6 \cdot 40}{5,2} = 220 \text{ kg.}$$

Mit dem Achsabstand  $\frac{d_1 + D_1}{2} = \frac{104 + 520}{2} = 312$  mm, der Kopfhöhe  $h_1 = m_1 = 8$ , der Fußhöhe  $f_1 = 1,2 \cdot 8 = 9,6$  und der Zahndicke  $s_1 = \frac{19t}{40} \approx 12$  mm läßt sich die Verzahnung aufzeichnen.



2. Vorgelege.  $u_2 = 1:6$ .

Umfangsdruk:

$$U_2 = \frac{U_1 \cdot R_1 \eta_1}{r_2} = \frac{220 \cdot 26 \cdot 0,9}{r_2} = \frac{5148}{r_2}$$

In der Formel für die Teilung  $U_2 = k \cdot b_2 \cdot t_2$  gibt  $b_2 = 2,5 t_2$  und  $k = 21$ :

$$t_2^2 = \frac{U_2}{52,5}, \quad z_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2}{t_2}$$

Aus den errechneten Werten:

$r_2 =$	7	7,5	8 cm
$U_2 =$	735	687	643 kg
$t_2 =$	3,74	3,62	3,50 cm
$z_2 =$	11,8	13,0	14,4

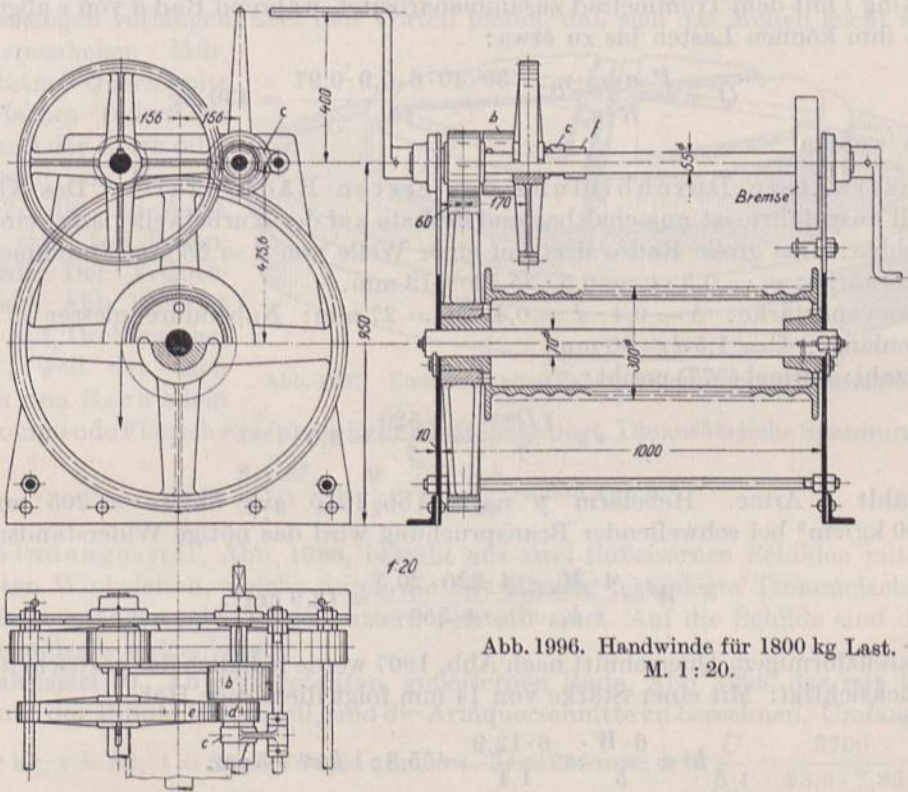


Abb. 1996. Handwinde für 1800 kg Last.  
M. 1: 20.

sei nach Spalte 2 gewählt:

$$t_2 = 11 \pi = 34,56 \text{ mm}, \quad b_2 = 86 \text{ mm}, \quad z_2 = 13.$$

Damit wird:

$$d_2 = m_2 \cdot z_2 = 11 \cdot 13 = 143 \text{ mm},$$

$$Z_2 = 78, \quad D_2 = m_2 \cdot Z_2 = 11 \cdot 78 = 858 \text{ mm},$$

$$U_2 = \frac{U_1 \cdot R_1 \cdot \eta_1}{r_2} = \frac{220 \cdot 26 \cdot 0,9}{7,15} = 720 \text{ kg},$$

Achsabstand:

$$\frac{d_2 + D_2}{2} = \frac{143 + 858}{2} = 500,5 \text{ mm},$$

Kopfhöhe:

$$h_2 = m_2 = 11 \text{ mm},$$

Fußhöhe:

$$f_2 = 1,2 \cdot m_2 = 13,2 \text{ mm},$$



$$\text{Zahndicke:} \quad s_2 = \frac{19t_2}{40} = 16,5 \text{ mm.}$$

Zur Nachprüfung kann der Umfangsdruck  $U_2$  aus dem Lastmoment berechnet werden:

$$U_2 = \frac{Q \cdot R}{R_2 \cdot \eta_t \cdot \eta_2} = \frac{1800 \cdot 15}{42,9 \cdot 0,97 \cdot 0,90} = 721 \text{ kg,}$$

was genügend genau stimmt.

Beim Entwurf der Winde beachte man, daß die Kurbelwelle 950 bis 1000 mm über dem Erdboden zu liegen kommt. Soll zum raschen Heben leichter Lasten die erste Übersetzung ausgeschaltet und das Trommelrad durch ein auf der Kurbelwelle sitzendes zweites Rad angetrieben werden, so ist die Lage der Kurbelwelle so zu bestimmen, daß beide Räder richtig eingreifen können. In Abb. 1996 ist für den genannten Zweck noch ein Rad  $b$  von  $11\pi$  Teilung und 13 Zähnen vorgesehen, das nach Umlegen des Riegels  $c$  hinter Ring  $f$  mit dem Trommelrad zusammenarbeitet, während Rad  $d$  von  $e$  abgeschaltet ist. Mit ihm können Lasten bis zu etwa:

$$Q' = \frac{P \cdot a \cdot \eta_2 \cdot \eta_t}{R \cdot u_2} = \frac{30 \cdot 40 \cdot 6 \cdot 0,9 \cdot 0,97}{15} = 430 \text{ kg}$$

gehoben werden.

Konstruktive Durchbildung des ersten Räderpaares. Das Kleinrad  $d$  wird voll ausgeführt, ist ausschaltbar und deshalb auf der Kurbelwelle längs einer Feder verschiebbar. Das große Rad  $e$  sitzt auf einer Welle von  $d = 55$  mm Durchmesser.

Kranzstärke:  $s_1 = 0,5 \cdot t_1 = 0,5 \cdot 25,13 \approx 13$  mm.

Nabenwandstärke:  $\delta = 0,4 \cdot d = 0,4 \cdot 55 = 27$  mm; Nabendurchmesser  $\approx 110$  mm,

Nabenlänge:  $L = 1,5d \approx 80$  mm.

Armzahl: Formel (577) ergibt:

$$i = \frac{\sqrt{D_{\text{mm}}}}{7} = \frac{\sqrt{520}}{7} = 3,3.$$

Gewählt 4 Arme. Hebelarm  $y$  nach Abb. 1910 aus Skizze = 205 mm. Mit  $k_b = 350 \text{ kg/cm}^2$  bei schwellender Beanspruchung wird das nötige Widerstandsmoment:

$$W = \frac{4 \cdot M_b}{i \cdot k_b} = \frac{4 \cdot 220 \cdot 20,5}{4 \cdot 350} = 12,9 \text{ cm}^3.$$

Bei kreuzförmigem Querschnitt nach Abb. 1907 werde lediglich das gestrichelte Rechteck berücksichtigt. Mit einer Stärke von 14 mm folgt die nötige Höhe:

$$h^2 = \frac{6 \cdot W}{b} = \frac{6 \cdot 12,9}{1,4} = 55,3; \quad h \approx 7,5 \text{ cm.}$$

(Die Berücksichtigung des Steges gibt ein Widerstandsmoment von  $13,5 \text{ cm}^3$  und ermäßigt die Beanspruchung auf  $334 \text{ kg/cm}^2$ .)

Das Armkreuzmodell wird zweckmäßig in der Mittelebene geteilt, um die Hälften bequem aus dem Unter- und Oberkasten herausnehmen zu können.

Zweites Räderpaar. Auch hier ist das kleinere Rad voll ausgeführt. Das größere ist unmittelbar auf die Trommel aufgekeilt, um eine feste und günstig, nur schwelend auf Biegung beanspruchte Achse zu bekommen. Dadurch ergibt sich eine ungewöhnlich große Nabe des Rades mit einer Bohrung von 140 mm Durchmesser. Nabenwandstärke  $\delta$  nach Formel (576). Man berechnet zunächst  $d'$ . Aus  $\frac{1}{5} \cdot k_a (d')^3 = U_2 \cdot R_2$  folgt mit  $k_a = 400 \text{ kg/cm}^2$ :

$$d' = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot U_2 \cdot R_2}{k_a}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 720 \cdot 42,9}{400}} = 7,3 \text{ cm}$$



und damit:

$$\delta = \frac{1}{5} \left( d' + \frac{d}{2} \right) + 1 = \frac{1}{5} (7,3 + 7) + 1 = 3,8 \text{ cm.}$$

Kranzstärke:  $s_2 = 0,5 \cdot t_2 = 0,5 \cdot 34,56 \approx 17 \text{ mm.}$

Armzahl:

$$i_2 = \frac{\sqrt{D_{\text{mm}}}}{7} = \frac{\sqrt{858}}{7} = 4,2.$$

Gewählt: 4 Arme von I-Querschnitt nach Abb. 1908 mit 16 mm Wandstärke.

$$W = \frac{4 \cdot M_b}{i_2 \cdot k_b} = \frac{4 \cdot 720 \cdot 32,1}{4 \cdot 350} = 66,0 \text{ cm}^3.$$

$$h^2 = \frac{6 \cdot W}{2 \cdot b} = \frac{6 \cdot 66}{2 \cdot 1,6} = 123,7 \text{ cm}^2; \quad h = 11,1 \text{ cm.}$$

Ausgeführt:  $h = 110 \text{ mm}$ ,  $W = 65,0 \text{ cm}^3$ ,  $\sigma_b = 356 \text{ kg/cm}^2$ .

T-förmiger Querschnitt nach Abb. 1906 würde sehr breite Arme von etwa  $18 \cdot 150 \text{ mm}$  Stegabmessungen verlangen, aber den Vorteil bieten, daß sich das Modell leicht aus der Form herausheben läßt, während beim I-Querschnitt ein mehrfaches Teilen des Modells und der Form oder das Einlegen von Kernen, Abb. 1997, die die Arme zwischen sich frei lassen, nötig wird. Der T-Querschnitt nach Abb. 1906 ist nebenher auf Drehung beansprucht, weil der nach Versuchen von Bach allein in Frage kommende Flansch exzentrisch zur Kräftebene liegt. Die zusätzliche Spannung wird:

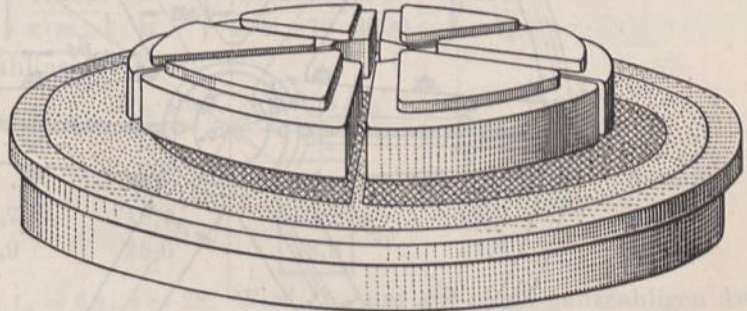


Abb. 1997. Einformen eines Zahnrades mit I-förmigem Armquerschnitt.

in Frage kommende Flansch exzentrisch zur Kräftebene liegt. Die zusätzliche Spannung wird:

$$\tau_a = \frac{9}{2} \cdot \frac{M_a}{b^2 \cdot h} = \frac{9}{2} \cdot \frac{720 \cdot 3,8}{1,8^2 \cdot 15} = 253 \text{ kg/cm}^2.$$

Das Windengestell, Abb. 1996, besteht aus zwei flußeisernen Schilden mit unten angenieteten Winkelleisen, welche durch die mit Riegeln festgelegte Trommelachse und drei Rundeisenstangen mit Doppelmuttern versteift sind. Auf die Schilde sind die einfachen Augenlager aufgenietet.

**Zahlenbeispiel 10.** An dem geteilten, gußeisernen Rade, Abb. 1998, das mit 15 Umdrehungen in der Minute laufen soll, sind die Armquerschnitte zu berechnen. Umfangskraft  $U = 3700 \text{ kg}$ ,  $z = 88$ ,  $t = 25\pi = 78,54 \text{ mm}$ ,  $b = 3t \approx 235 \text{ mm}$ ,  $k = \frac{U}{b \cdot t} = \frac{3700}{23,5 \cdot 7,85} = 20$ .

Wellendurchmesser:  $d^3 = \frac{M_a}{24} = \frac{3700 \cdot 110}{24} = 17000 \text{ cm}^3$ .  $d = 25,7 \text{ cm}$ .

Gewählt  $d = 250 \text{ mm}$ .

Nabenwandstärke:  $\delta = 0,4d + 1 \text{ cm} = 0,4 \cdot 25 + 1 = 11 \text{ cm}$ .

Armzahl gewählt zu 6.

Nötiges Widerstandsmoment der Arme bei  $k_b = 300 \text{ kg/cm}^2$ :

$$W = \frac{4}{i} \cdot \frac{M_b}{k_b} = \frac{4}{6} \cdot \frac{3700 \cdot 86,5}{300} = 711,2 \text{ cm}^3.$$

Bei I-Querschnitt wird mit  $b = 35 \text{ mm}$  Wandstärke unter Vernachlässigung des Steges:

$$h^2 = \frac{6W}{2b} = \frac{3 \cdot 711,2}{3,5} = 609,6 \text{ cm}^2.$$

$$h = 24,7 \text{ cm}.$$



Wird  $h = 240$  mm ausgeführt, so wird das tatsächliche Trägheitsmoment unter Berücksichtigung des zwischen den Flanschen  $h' = 190$  mm hohen Steges:

$$J = \frac{2 \cdot b \cdot h^3}{12} + \frac{h' \cdot b^3}{12} = \frac{2 \cdot 3,5 \cdot 24^3}{12} + \frac{19 \cdot 3,5^3}{12} = 8132 \text{ cm}^4,$$

das Widerstandsmoment:

$$W' = \frac{2J}{h} = \frac{2 \cdot 8132}{24} = 678 \text{ cm}^3$$

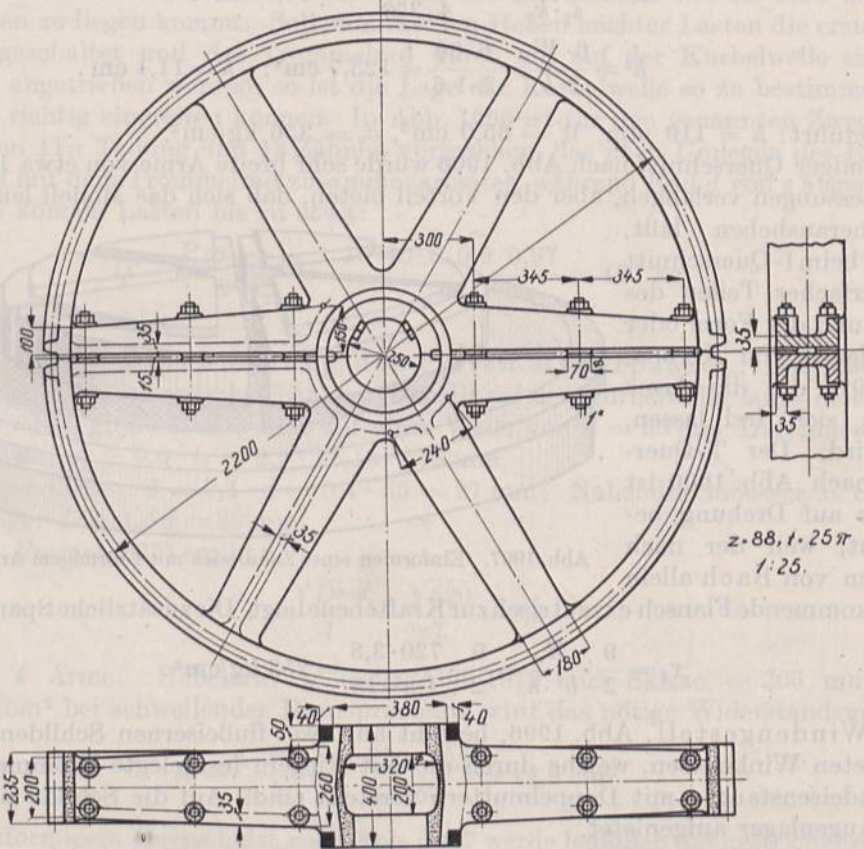
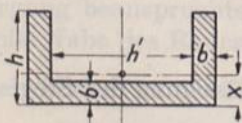


Abb. 1998. Geteiltes Zahnrad. M. 1 : 25.

und die Beanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{4 M_b}{6 W'} = \frac{4 \cdot 3700 \cdot 86,5}{6 \cdot 678} = 315 \text{ kg/cm}^2.$$

Wenn auch die geteilten Arme das gleiche Moment bei  $k_b = 300 \text{ kg/cm}^2$  Spannung aufnehmen sollen, so muß die Summe der Widerstandsmomente der U-förmigen Hälften etwa  $711 \text{ cm}^3$  betragen, was bei einer Wandstärke von  $b = 3,5$  und Flanshhöhen von  $15 \text{ cm}$  genügend genau erreicht wird, wie die folgende Rechnung zeigt.



Schwerpunktstabstand  $x$  von der Stegkante, Abb. 1999:

$$x(b \cdot h' + 2 \cdot b \cdot h) = b \cdot h' \cdot \frac{b}{2} + 2 \cdot b \cdot h \cdot \frac{h}{2},$$

$$x = \frac{3,5 \cdot 19 \cdot 1,75 + 2 \cdot 3,5 \cdot 15 \cdot 7,5}{3,5 \cdot 19 + 2 \cdot 3,5 \cdot 15} = 5,27 \text{ cm}.$$

Abb. 1999. Zur Berechnung der geteilten Arme des Rades Abb. 1998.



Auf die Schwerachse bezogenes Trägheitsmoment:

$$J = \frac{h' \cdot b^3}{12} + h' \cdot b \left(x - \frac{b}{2}\right)^2 + \frac{2b \cdot h^3}{12} + 2b \cdot h \left(\frac{h}{2} - x\right)^2$$

$$= \frac{19 \cdot 3,5^3}{12} + 19 \cdot 3,5(5,27 - 1,75)^2 + \frac{2 \cdot 3,5 \cdot 15^3}{12} + 2 \cdot 3,5 \cdot 15(7,5 - 5,27)^2 = 3384 \text{ cm}^4.$$

Widerstandsmoment einer Armhälfte:

$$W = \frac{J}{h - x} = \frac{3384}{15 - 5,27} = 348 \text{ cm}^3.$$

**Zahlenbeispiel 11.** Ein Hochleistungsgetriebe, das  $N = 2000$  PS Leistung bei 3000 Umdrehungen in der Minute auf 500 umsetzen soll, ist zu berechnen.

In Anbetracht der mittelgroßen Leistung sei nach Seite 1082 das Verhältnis  $x = \frac{b}{D_R} = 2$ , die Belastungszahl  $k = 70$  angenommen und für  $\gamma$  der mittlere Wert von  $65^\circ$  eingesetzt. An Hand der normalen Moduln  $m_n = 8, 7, 6,5, 6$  und  $5,5$  mm ergibt sich dann der folgende Rechnungsgang und die zugehörige Zahlentafel. Aus Formel (583c) folgt:

$$D_R = \sqrt{\frac{460000 \cdot N}{x \cdot m_n \cdot k \cdot n}} = \sqrt{\frac{460000 \cdot 2000}{2 \cdot m_n \cdot 70 \cdot 3000}} = \sqrt{\frac{2190}{m_n}}$$

und die zugehörige Zahnzahl nach (583e):

$$z = \frac{D_R \cdot \sin \gamma}{m_n} = \frac{0,9063 D_R}{m_n}$$

$m_n = 8$	7	6,5	6	5,5	5 mm
$D_R = 16,6$	17,7	18,4	19,1	20,0	20,9 cm
$z = 18,8$	22,9	25,6	28,9	32,9	37,9

Gewählt:  $m_n = 6$  mm,  $t_n = 6\pi$ ,  $z = 28$ . Wird  $D_R$ , um auf einen ganzzahligen Achsabstand zu kommen, auf 190 mm abgerundet, so muß der Schrägungswinkel  $\gamma$  mit  $62^\circ 9' 20''$  ausgeführt werden, wie sich aus:

$$\sin \gamma = \frac{z \cdot m_n}{D_R} = \frac{28 \cdot 6}{190} = 0,88422$$

ergibt. Der Außendurchmesser  $D_a$  des Radkörpers wird bei normaler Kopfhöhe  $h = m = 6$  mm:

$$D_a = D_R + 2h = 190 + 2 \cdot 6 = 202 \text{ mm},$$

der Fußkreisdurchmesser bei  $f = 1,2$  m Fußhöhe:  $190 - 2 \cdot 1,2 \cdot 6 = 175,6$  mm. Die Breite der Verzahnung beträgt  $b = 2D_R = 380$  mm, die Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi \cdot D_R \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,19 \cdot 3000}{60} = 29,8 \text{ m/sek.}$$

Die Hauptmaße des Großrades sind: Teilkreisdurchmesser 1140, Kopfkreisdurchmesser 1152, Fußkreisdurchmesser 1125,6 mm. Die Drehbeanspruchung der Ritzelwelle, deren Durchmesser auf 160 mm abgerundet sei, beträgt auf Grund der Formel (408):

$$\tau_a = \frac{365000 \cdot N}{d^3 \cdot n} = \frac{365000 \cdot 2000}{16^3 \cdot 3000} = 59,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}.$$

Im Ritzel selbst sinkt diese Beanspruchung bei dem Fußkreisdurchmesser  $D_f = 170,8$  mm auf:

$$\tau'_a = \tau_a \cdot \frac{d^3}{D_f^3} = 59,4 \cdot \frac{16^3}{170,8^3} = 48,8 \text{ kg/cm}^2.$$

Nimmt man nun die Länge der Lücke zum Auslaufen der Fräser zu 70 mm an, so ergibt sich eine gesamte Ritzellänge  $l = 450$  mm. Ihr entspricht nach Formel (583f) bei  $\beta = 1$ :  $850000 \text{ cm}^2/\text{kg}$  ein Verdrehungswinkel:

$$\psi = \frac{\tau'_a \cdot \beta \cdot l}{D_f} = \frac{48,8 \cdot 450}{850000 \cdot 170,8} = 0,000151$$



und nach Formel (583g) ein Voreilen der einen Zahnendfläche gegenüber der anderen von:

$$\frac{\psi \cdot D_R}{2} = 0,000151 \cdot 95 = 0,0143, \text{ bzw. } 0,0072 \text{ mm.}$$

Es ist von etwa derselben Größenordnung wie die Genauigkeit bei der Herstellung, die zu  $\frac{1}{100}$  mm angegeben wird, erscheint also zulässig.

Hierzu sei bemerkt, daß die Verdrehung vermindert und auf beide Ritzelhälften gleichmäßig verteilt werden kann dadurch, daß das Ritzel hohl ausgebildet und durch eine darin liegende Welle von der Mitte aus angetrieben wird.

**Zahlenbeispiel 12.** Ein durch einen Mann zu bedienendes Schützenwindwerk für 2000 kg Widerstand, gegeben durch das Schützengewicht und die Reibung an den Führungen, ist zu berechnen.

Die Schütze hänge an zwei Zahnstangen mit Triebstöcken, die durch zwei Räder auf einer gemeinsamen Welle bewegt werden. Belastung  $Q$  je = 1000 kg. Die Triebstöcke werden auf Biegung schwellend beansprucht; bei der ungünstigen Annahme, daß die Belastung in der Mitte als Einzelkraft wirkt und unter Schätzung der Triebstocklänge auf 40, der Wangendicke auf 8 mm wird nach Skizze 2000 mit  $k_b = 800 \text{ kg/cm}^2$  (weicher Flußstahl):

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{Q \cdot l}{4 \cdot k_b} = \frac{1000 \cdot 4,8}{4 \cdot 800} = 1,5 \text{ cm}^3,$$

$$d \approx 2,5 \text{ cm.}$$

Wangenbreite wegen des Vernietens der Triebstöcke gewählt zu 45 mm. Zugbeanspruchung der Wangen:

$$\sigma_z = \frac{Q}{f} = \frac{1000}{2(4,5 - 2,3)0,8} = 284 \text{ kg/cm}^2.$$

Als Teilung  $t$  werde rund der doppelte Triebstockdurchmesser:

$$t = 2d = 50 \approx 16 \cdot \pi = 50,26 \text{ mm}$$

genommen. Das Rad erhält bei 8 Zähnen  $8 \cdot 16 = 128 \text{ mm}$  Teilkreisdurchmesser und die in Abb. 2001 wiedergegebene Zahnform. Der in der ungünstigsten Lage dargestellte, nämlich an der Spitze belastete Zahn wird durch die Seitenkraft  $Q' = 750 \text{ kg}$  am Hebelarm  $a'$  auf Biegung beansprucht und zwar bei einer Breite  $b$  von 35 mm mit:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot Q' \cdot a'}{b h^2} = \frac{6 \cdot 750 \cdot 2,8}{3,5 \cdot 2,2^2} = 744 \text{ kg/cm}^2.$$

Da die Beanspruchung hoch ist und außerdem die Nabe der Zahnstange halber nur 80 mm Durchmesser erhalten kann, muß als Werkstoff guter Stahlguß gewählt werden.

Berechnung der Übersetzung. Kraft eines Arbeiters  $P = 20 \text{ kg}$  an einem Kurbelhalbmesser  $a = 400 \text{ mm}$ . Ohne Rücksicht auf Reibungsverluste würde:

$$u_0 = \frac{P \cdot a}{2Q \cdot R} = \frac{20 \cdot 40}{2 \cdot 1000 \cdot 6,4} = \frac{1}{16}$$

sein; Ausführung durch zwei weitere Stirnrädervorgelege oder einen Schneckentrieb möglich.

Bei unbearbeiteten Stirnrädern mit je 90% Einzelwirkungsgrad wäre der Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta = 0,9^3 = 0,73$$

und die tatsächlich benötigte Übersetzung:

$$u = \frac{P \cdot a \cdot \eta}{2Q \cdot R} = \frac{20 \cdot 40 \cdot 0,73}{2 \cdot 1000 \cdot 6,4} = \frac{1}{22}.$$

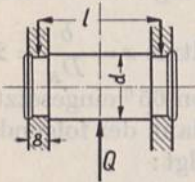


Abb. 2000. Zur Berechnung der Triebstöcke der Schützenwinde Abb. 2002.

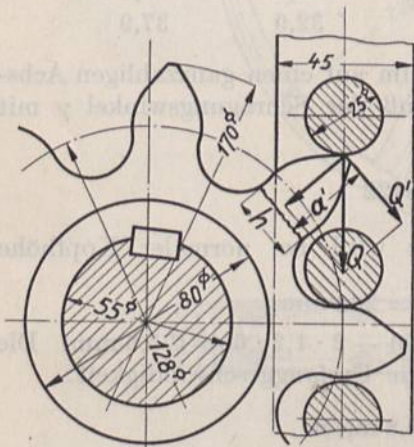


Abb. 2001. Triebstockverzahnung zur Schützenwinde Abb. 2002. M. 1: 2,5.



Für einen unbearbeiteten gußeisernen Schneckentrieb darf  $\eta_s = 0,50$  angenommen werden, so daß das gesamte Triebwerk mit:

$$\eta = 0,9 \cdot 0,50 = 0,45$$

arbeitet und die Übersetzung:

$$u = \frac{20 \cdot 40 \cdot 0,45}{2 \cdot 1000 \cdot 6,4} = \frac{1}{35,5}$$

wird.

Da für den seltenen Betrieb der Wirkungsgrad keine Rolle spielt, werde der bedeutend kleinere und billigere Schneckentrieb mit einer eingängigen Schnecke und einem Rad von 35 Zähnen gewählt. Die Teilung folgt mit  $k = 30$  nach Zusammenstellung 155 und  $\psi = 2$  aus Formel (633a):

$$t = \sqrt[3]{\frac{6,3 M_a \cdot \eta_I}{i \cdot k \cdot \psi}} = \sqrt[3]{\frac{6,3 \cdot 800 \cdot 0,5}{1 \cdot 30 \cdot 2}} = 3,48 \text{ cm.}$$

Gewählt:  $t = 1\frac{3}{8}'' = 34,93 \text{ mm.}$

Entwirft man die Schnecke unter der Annahme, daß sie auf einem Wellenende von  $d_0 = 40 \text{ mm}$  Durchmesser sitzt, so kommt man auf  $d = 95 \text{ mm}$  Teilzylinderdurchmesser und eine Steigung:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{t}{\pi \cdot d} = \frac{3,493}{\pi \cdot 9,5} = 0,117,$$

also

$$\alpha_1 = 6^\circ 40'.$$

Die Nachrechnung des Wirkungsgrades gibt bei  $\mu = \operatorname{tg} \varrho = 0,1$ :

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} = \frac{\operatorname{tg} 6^\circ 40'}{\operatorname{tg}(6^\circ 40' + 7^\circ 20')} = 0,47,$$

in genügender Übereinstimmung mit der oben gemachten Annahme.

Umfangskraft am Schneckenrade:

$$U = \frac{M_a}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} = \frac{20,40}{4,75 \cdot \operatorname{tg} 14^\circ} \approx 680 \text{ kg.}$$

Beanspruchung der Schneckenwelle:

a) auf Biegung. Da die Schnecke nur einseitig gelagert ist, wird das Biegemoment  $M_b = U \cdot r$  und mithin:

$$\sigma_b = \frac{32 U \cdot r}{\pi \cdot d_0^3} = \frac{32 \cdot 680 \cdot 4,75}{\pi \cdot 4^3} = 514 \text{ kg/cm}^2,$$

b) auf Drehung:

$$\tau_a = \frac{16 \cdot P \cdot a}{\pi \cdot d_0^3} = \frac{16 \cdot 20 \cdot 40}{\pi \cdot 4^3} = 63,7 \text{ kg/cm}^2.$$

Schneckenraddurchmesser:

$$D = \frac{z \cdot t}{\pi} = \frac{35 \cdot 34,93}{\pi} = 389,1 \text{ mm.}$$

Der Achsabstand  $A = \frac{D + d}{2} = \frac{389,1 + 95}{2} = 242,05$  kann bei dem unbearbeiteten

Trieb praktisch auf 242 mm abgerundet werden.

Abb. 2002 zeigt die konstruktive Durchbildung der Winde. Bei großen Kräften und langen Wellen ordnet man den Schneckentrieb in der Mitte zwischen den Zahnstangen an, um durch symmetrischen Antrieb Klemmungen infolge von Verdrehungen der Welle zu vermeiden. In Abb. 2002 wurde der Einfachheit und Billigkeit wegen das Schneckenrad an einem Ende dicht neben der einen Zahnstange vorgesehen. Die Stangen sind durch Rollen geführt, die die ziemlich beträchtlichen Seitenkräfte aufzunehmen haben.



**Zahlenbeispiel 13.** Das Hubwerk der Laufkatze für  $Q = 20 t$  Tragkraft eines elektrisch angetriebenen Dreimotorenlaufkrans ist zu berechnen. Die Last soll genau senkrecht gehoben werden. Hebemittel: Drahtseil, Hubhöhe 11 m, Hebegeschwindigkeit  $v = 4 m/min$ . Stromart: Gleichstrom von 220 Volt Spannung.

Vergleichsweise werde das Hubwerk a) für reinen Stirnräderantrieb, b) für Schneckenantrieb an Stelle der ersten Zahnräder durchgerechnet.

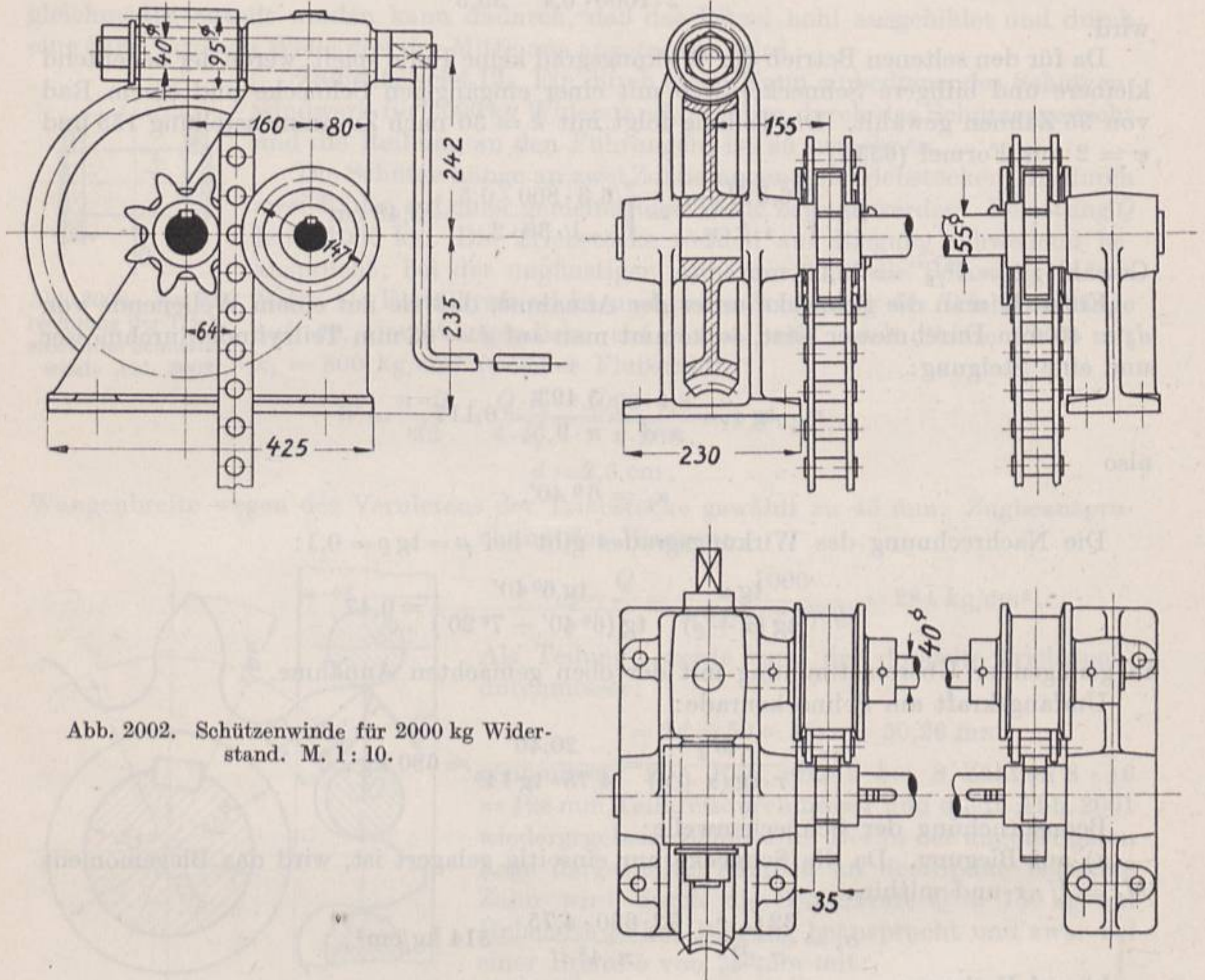


Abb. 2002. Schützenwinde für 2000 kg Widerstand. M. 1: 10.

a) Stirnräderantrieb. Nutzleistung am Seil:

$$N_e = \frac{Q \cdot v}{75} = \frac{20000 \cdot 4}{60 \cdot 75} = 17,8 \text{ PS}_e.$$

Mit Einzelwirkungsgraden  $\eta_z$  von je 0,94 für drei bearbeitete Stirnradvorgelege,  $\eta_t = 0,97$  für die Trommel und  $\eta_r = 0,98$  für die lose Doppelrolle am Hakengeschirr, Abb. 899, wird der Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta = \eta_z^3 \cdot \eta_t \cdot \eta_r = 0,94^3 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,79;$$

dementsprechend die von der Motorwelle abzugebende Leistung:

$$N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{17,8}{0,79} = 22,5 \text{ PS}_e.$$

Ein Hauptstrommotor von 26,5 PS macht nach den Angaben des liefernden Werkes bei der berechneten Belastung  $n = 680$  Umdrehungen in der Minute. Die Trommel bekommt nach Seite 505 einen Durchmesser von  $D = 500$  mm; sie muß bei  $v = 4 m/min$  Last-



geschwindigkeit wegen des Rollenzugs die doppelte Umfangsgeschwindigkeit haben, woraus ihre Drehzahl:

$$n_t = \frac{2 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{2 \cdot 4}{\pi \cdot 0,5} = 5,1$$

in der Minute folgt. Das Drehzahlverhältnis:

$$u = \frac{n_t}{n} = \frac{5,1}{680} \approx \frac{1}{134}$$

werde in die drei Einzelwerte:

$$u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \approx \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{6,7}$$

aufgelöst. Das Getriebe am Motor erhalte ein Rohhautritzel im Eingriff mit einem gußeisernen Rade; bei den beiden anderen mögen die Ritzel aus Stahl, die Räder aus Stahlguß bestehen.

Teilung und Abmessungen des 1. Vorgeleges am Motor mit  $u_1 = \frac{1}{4}$ . Entsprechend der auf 6,5 m/sek geschätzten Umfangsgeschwindigkeit seien gewählt:  $z_1 = 20$ ,  $k = k_0 \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 = 30 \cdot 0,5 \cdot 0,61 \cdot 1,0 = 9$ ,  $\psi = 3$ . Daraus nach (561):

$$m_1 = \sqrt[3]{\frac{14500000 \cdot N}{k \cdot \psi \cdot z_1 \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{14500000}{9 \cdot 3 \cdot 20} \cdot \frac{22,5}{680}} = 9,70.$$

$m_1$  werde erhöht auf 10; damit folgen:

$$t_1 = \pi \cdot m_1 = 31,42 \text{ mm}, \quad b_1 = 95 \text{ mm}, \quad d_1 = m_1 \cdot z_1 = 200 \text{ mm}, \quad Z_1 = 4 \cdot z_1 = 80, \quad D_1 = 800 \text{ mm},$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 680}{60} = 7,12 \frac{\text{m}}{\text{sek}}, \quad U_1 = \frac{75 \cdot N}{v_1} = \frac{75 \cdot 22,5}{7,12} = 242,3 \text{ kg}.$$

Die beiden anderen Zahnräderpaare sind ganz entsprechend wie in Beispiel 9 zu berechnen und erhalten als Hauptabmessungen:

	Übersetzung $u$	Zahanzahlen $z_i/Z$	Teilung $t$ mm	Durchmesser $d/D$ mm	Zahnbreite $b$ mm	Umfangskraft $\bar{U}$ kg	Umfangsgeschwindigkeit $v$ m/sek	Belastungszahl $k$	Werkstoffe
1. Motorvorgelege . .	1:4	$\frac{20}{80}$	$9\pi$	$\frac{200}{800}$	95	242	7,12	8,15	Rohhaut Gußeisen
2. Stirngetriebe . . .	1:5	$\frac{16}{80}$	$11\pi$	$\frac{176}{880}$	86	1035	1,57	34,8	Stahl Stahlguß
3. Stirngetriebe . . .	1:6,7	$\frac{12}{80}$	$17\pi$	$\frac{204}{1360}$	160	4200	0,36	49,1	Stahl Stahlguß

b) Ausführung mit einem Schneckentrieb und einem Stirnradvorgelege.

Bestimmung des Wirkungsgrades des Schneckentriebs. Für eine zweigängige, sorgfältig bearbeitete Schnecke gibt Zusammenstellung 154, Seite 1123, einen Steigungswinkel von etwa  $18^\circ$  und Abb. 1986 mit  $\mu = 0,05$  den Wirkungsgrad  $\eta = 85\%$ . Die Lagerreibung vermindert ihn bei Anwendung von Kugellager nach Seite 1120 auf etwa:

$$\eta_s = \eta \cdot \eta'_l \cdot \eta''_l = 0,85 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,808.$$

Werden im übrigen die unter a) benutzten Einzelwerte eingesetzt, so ergibt sich ein Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta = \eta_s \cdot \eta_z \cdot \eta_t \cdot \eta_r = 0,808 \cdot 0,94 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,72.$$

Leistung an der Motorwelle:

$$N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{17,8}{0,72} = 24,7 \text{ PS}_e.$$



Dabei wird die Drehzahl des gleichen Motors, wie oben,  $n = 660$  in der Minute. Übersetzung zwischen Trommel und Motor:

$$u = \frac{n_t}{n} = \frac{5,1}{660} \approx \frac{1}{130},$$

zerlegt in:

$$u = u_1 \cdot u_2 = \frac{1}{20} \cdot \frac{1}{6,5}$$

Schneckentrieb      Stirnradvorgelege.

Schneckenberechnung. Gewählt: zweigängige Stahlschnecke, aus einem Stück mit der Welle bestehend, mit Ringschmierung in den Traglagern und Stützung durch Kugellager;  $k = 40$ ,  $\psi = \frac{b}{t} = 2,6$ ; Schneckenrad mit Phosphorbronze-Zahnkranz, sauber bearbeitet. Teilung nach (634a):

$$t = \sqrt[3]{\frac{450000 \cdot \eta_{II} \cdot N}{i \cdot k \cdot \psi \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{450000 \cdot 0,825 \cdot 24,7}{2 \cdot 40 \cdot 2,6 \cdot 660}} = 4,06 \text{ cm.}$$

Im folgenden sind die Maße in Zoll- und Modulteilung nebeneinander gestellt.

Zollteilung:

$$t_s = 1 \frac{5}{8}'' = 41,275 \text{ mm.}$$

Schneckenraddurchmesser:

$$D = \frac{Z \cdot t}{\pi} = \frac{40 \cdot 41,275}{\pi} = 525,5 \text{ mm.}$$

Kerndurchmesser der Schnecke:

$$d_0^3 = 3000 \frac{N}{n} = \frac{3000 \cdot 24,7}{660} = 112,3 \text{ cm}^3; \quad d_0 = 4,83 \text{ cm.}$$

Daraus Schneckenteildurchmesser:

$$d = d_0 + 2 \cdot 0,4 \cdot t = 4,83 + 2 \cdot 0,4 \cdot 4,1 = 8,11 \text{ cm.}$$

Gewählt:  $d = 80 \text{ mm.}$

Achsabstand:

$$a = \frac{D + d}{2} = \frac{525,5 + 80}{2} = 302,8 \text{ mm.}$$

Wird dieser im Fall der Zollteilung auf 305 mm abgerundet, so folgt als notwendiger Schneckenteildurchmesser:

$$d = 2a - D = 2 \cdot 305 - 525,5 = 84,5 \text{ mm.}$$

Steigungswinkel aus:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{2t_s}{\pi \cdot d} = \frac{2 \cdot 41,275}{\pi \cdot 84,5} = 0,3110; \\ \alpha &= 17^\circ 16'. \end{aligned}$$

Wirkungsgrad mit  $\varrho = 3^\circ$ :

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} = \frac{\operatorname{tg} 17^\circ 16'}{\operatorname{tg} 20^\circ 16'} = 0,842,$$

in hinreichender Übereinstimmung mit der oben gemachten Annahme.

Umfangsgeschwindigkeit  $v$  am Schneckenrade:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{\pi \cdot 0,0845 \cdot 660}{60} \cdot 0,311 = 0,908 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$$

Umfangskraft  $U$  am Schneckenrade:

$$U = \frac{75N}{v} \cdot \eta = \frac{75 \cdot 24,7}{0,908} \cdot 0,842 = 1720 \text{ kg}$$

Modulteilung:

$$t_s = 13 \pi = 40,84 \text{ mm.}$$

$$D = m \cdot Z = 13 \cdot 40 = 520 \text{ mm.}$$

$$a = \frac{520 + 80}{2} = 300 \text{ mm.}$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{2 \cdot 13 \cdot \pi}{\pi \cdot 80} = 0,325; \\ \alpha &= 18^\circ 0'. \end{aligned}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 18^\circ}{\operatorname{tg} 21^\circ} = 0,846,$$

$$v = \frac{\pi \cdot 0,08 \cdot 660}{60} \cdot 0,325 = 0,899 \frac{\text{m}}{\text{sek}}$$

$$U = \frac{75 \cdot 24,7}{0,899} \cdot 0,846 = 1750 \text{ kg.}$$



Die Berechnung des Stirnrädervorgeleges bietet keine Besonderheiten; die Ergebnisse sind in der folgenden Liste enthalten.

	Übersetzung $u$	Zahanzahlen $z/Z$	Teilung $t$ mm	Durchmesser $d/D$ mm	Zahnbreite $b$ mm	Umfangskraft $U$ kg	Umfangsgeschwindigkeit $v$ m/sek	Belastungszahl $k$	Werkstoffe
Schneckentrieb . . .	1:20	$\frac{2}{40}$	$13\pi$	$\frac{80}{520}$	110	1750	0,899	38,8	Stahl Phosphorbronze bearb.
Stirngetriebe . . . .	1:6,5	$\frac{12}{78}$	$17\pi$	$\frac{204}{1326}$	160	4325	0,352	50,6	Stahl Stahlguß bearb.

Nachrechnung der Festigkeitsverhältnisse der Schnecke. Vergleiche die Ausführungen auf Seite 1119. Gegeben:

$$t_s = 13\pi, \alpha_1 = 18^\circ, \varrho = 3^\circ, \beta = 75^\circ, U = 1750 \text{ kg.}$$

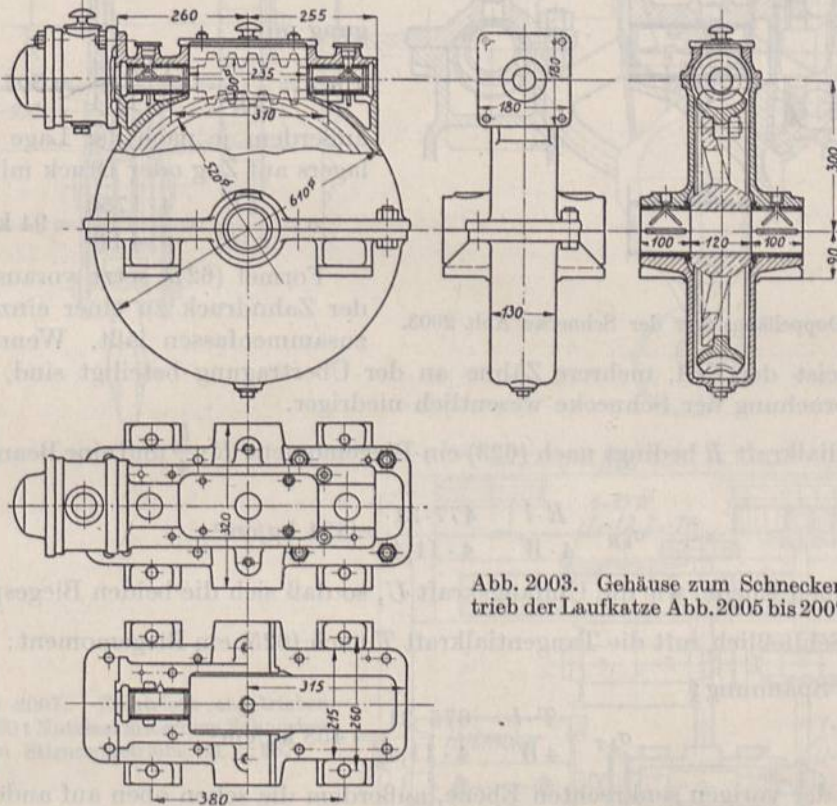


Abb. 2003. Gehäuse zum Schneckentrieb der Laufkatze Abb.2005 bis 2007.

Der Schneckenkerndurchmesser ist:

$$d_0 = d - 2 \cdot 1,2 m = 80 - 2 \cdot 1,2 \cdot 13 = 48,8 \text{ mm}$$

und damit die Beanspruchung des Kerns auf Drehung durch die zu übertragende Leistung:

$$\tau_d = \frac{16 \cdot M_d}{\pi d_0^3} = \frac{16 \cdot 71620 \cdot N}{\pi d_0^3 \cdot n} = \frac{16 \cdot 71620 \cdot 24,7}{\pi \cdot 4,88^3 \cdot 660} = 118 \text{ kg/cm}^2.$$

Sie entspricht dem bei der Ableitung der Formel (636) benutzten Werte.

Widerstandsmoment:

$$W = \frac{\pi}{32} d_0^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 4,88^3 = 11,4 \text{ cm}^3.$$



Als Stützen- und Lagerentfernung seien nach Abb. 2003 310 mm angenommen. Aus:

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \alpha_1} = \frac{\operatorname{tg} 75^\circ}{\cos 18^\circ} = 0,39241$$

$$\beta' = 75^\circ 42'$$

folgt:  
und der Zahndruck:

$$P = \frac{U}{\sin \beta' \cdot \cos \alpha_1 - \operatorname{tg} \rho \cdot \sin \alpha_1} = \frac{1750}{\sin 75^\circ 42' \cdot \cos 18^\circ - \operatorname{tg} 3^\circ \cdot \sin 18^\circ} = 1933 \text{ kg.}$$

Radialkraft:

$$R = P \cos \beta' = 1933 \cdot \cos 75^\circ 42' = 477 \text{ kg.}$$

Tangentialkraft:

$$T = P (\sin \beta' \sin \alpha_1 + \operatorname{tg} \rho \cos \alpha_1) = 1750 \cdot (\sin 75^\circ 42' \cdot \sin 18^\circ + \operatorname{tg} 3^\circ \cdot \cos 18^\circ) = 675 \text{ kg.}$$

Die Umfangskraft  $U$  beansprucht die Schnecke nach Abb. 1985 und Formel (621) durch das Moment  $U \cdot \frac{r}{2}$  auf Biegung mit:

$$\sigma_{bU} = \frac{U \cdot r}{2W} = \frac{1750 \cdot 4}{2 \cdot 11,4} = 307 \text{ kg/cm}^2,$$

außerdem je nach der Lage des Stütz-  
lagers auf Zug oder Druck mit:

$$\sigma = \frac{4U}{\pi \cdot d_0^2} = \frac{4 \cdot 1750}{\pi \cdot 4,88^2} = 94 \text{ kg/cm}^2.$$

Formel (621) setzt voraus, daß sich der Zahndruck zu einer einzigen Kraft zusammenfassen läßt. Wenn, wie tat-

Abb. 2004. Doppellängslager der Schnecke Abb. 2003.

sächlich meist der Fall, mehrere Zähne an der Übertragung beteiligt sind, wird auch die Beanspruchung der Schnecke wesentlich niedriger.

Die Radialkraft  $R$  bedingt nach (623) ein Biegemoment  $R \cdot \frac{l}{4}$  und eine Beanspruchung von:

$$\sigma_{bR} = \frac{R \cdot l}{4 \cdot W} = \frac{477 \cdot 31}{4 \cdot 11,4} = 324 \text{ kg/cm}^2$$

in der gleichen Ebene, wie die Umfangskraft  $U$ , so daß sich die beiden Biegespannungen addieren. Schließlich ruft die Tangentialkraft  $T$  nach (625) ein Biegemoment:  $T \cdot \frac{l}{4}$  und damit eine Spannung:

$$\sigma_{bT} = \frac{T \cdot l}{4W} = \frac{675 \cdot 31}{4 \cdot 11,4} = 458 \text{ kg/cm}^2$$

in einer zu der vorigen senkrechten Ebene, außerdem die schon oben auf anderem Wege berechnete Drehbeanspruchung:

$$\tau_{dT} = \frac{16 \cdot T \cdot d}{2 \cdot \pi \cdot d_0^3} = \frac{16 \cdot 675 \cdot 8}{2 \pi \cdot 4,88^3} = 118 \text{ kg/cm}^2$$

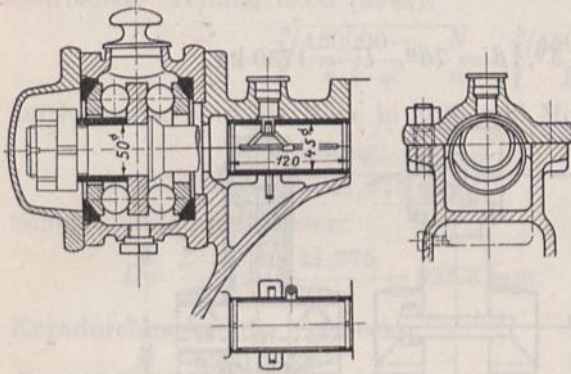
hervor.

Die resultierende Längsspannung wird, wenn der Achsdruck Zugspannungen im Schneckenkern erzeugt:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{(\sigma_{bU} + \sigma_{bR})^2 + \sigma_{bT}^2} + \sigma = \sqrt{(307 + 324)^2 + 458^2} + 94 = 874 \text{ kg/cm}^2.$$

Mit der Beanspruchung auf Drehung zusammengesetzt, folgt die ideelle Hauptspannung bei  $\alpha_0 = 1$ :

$$\sigma_i = 0,35 \sigma_{\max} + 0,65 \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4(\alpha_0 \tau_{dT})^2} = 0,35 \cdot 874 + 0,65 \sqrt{874^2 + 4 \cdot (1 \cdot 118)^2} = 893 \text{ kg/cm}^2.$$





Ihr gegenüber beträgt die größte Schubspannung:

$$\tau_i = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau^2} = \frac{1}{2} \sqrt{874^2 + 4 \cdot 118^2} = 450 \text{ kg/cm}^2.$$

Danach ist die tatsächliche Beanspruchung, namentlich im Vergleich mit der bei der üblichen

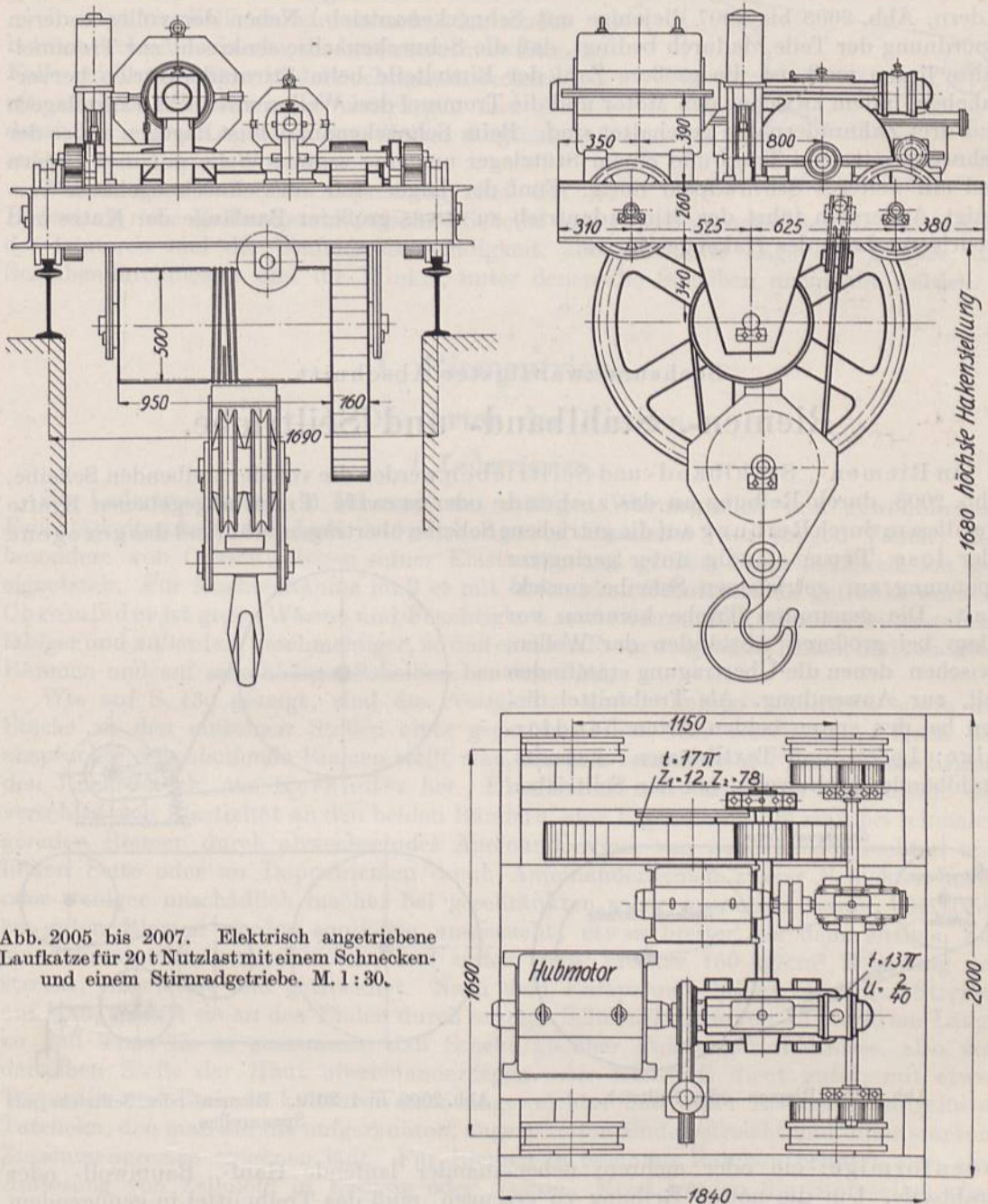


Abb. 2005 bis 2007. Elektrisch angetriebene Laufkatze für 20 t Nutzlast mit einem Schnecken- und einem Stirnradgetriebe. M. 1 : 30.

Formel (636) zugrunde gelegten geringen Drehbeanspruchung von rund  $120 \text{ kg/cm}^2$  sehr hoch und fordert die Verwendung guten Stahles. Siemens-Martinstahl von  $K_s = 7000 \text{ kg/cm}^2$  Festigkeit und  $k' = 3500 \text{ kg/cm}^2$  an der Fließgrenze oder  $k'' = 1750 \text{ kg/cm}^2$  Schubspannung an der Fließgrenze würde  $\frac{K_s}{\sigma_i} = 7,8$ fache Sicherheit gegen Bruch bieten,



dagegen  $\frac{K'}{\sigma_i} = \frac{3500}{893} = 3,92$  fache Sicherheit gegen Erreichen der Fließgrenze, wenn die größte Dehnung und  $\frac{K''}{\tau_i} = \frac{1750}{450} = 3,89$  fache Sicherheit aufweisen, wenn die größte Schubspannung als maßgebend betrachtet wird.

Abb. 146 bis 148 zeigt die konstruktive Durchbildung der Laufkatze mit Stirnrädern, Abb. 2005 bis 2007 diejenige mit Schneckenantrieb. Neben der völlig anderen Anordnung der Teile, dadurch bedingt, daß die Schneckenachse senkrecht zur Trommelachse liegen muß, ist die größere Zahl der Einzelteile beim Stirnräderantrieb hervorzuheben, indem zwischen den Motor und die Trommel drei Wellen mit sechs Einzellagern und drei Zahnradpaare geschaltet sind. Beim Schneckenantrieb ist dagegen außer der Schnecke mit zwei Trag- und einem Stützlager nur eine weitere Welle mit drei Lagern und ein weiteres Stirnradpaar nötig. Fünf der Lager sind am Schneckengehäuse vereinigt. Außerdem führt der Stirnradantrieb zu etwas größerer Baulänge der Katze und niedrigerer Lage des Hakengeschirres.

### Sechszwanzigster Abschnitt.

## Riemen-, Stahlband- und Seiltriebe.

An Riemen-, Stahlband- und Seiltrieben werden die von der treibenden Scheibe, Abb. 2008, durch Reibung an das ziehende oder straffe Trum abgegebenen Kräfte von diesem durch Reibung auf die getriebene Scheibe übertragen, während das gezogene oder lose Trum ständig unter geringerer Spannung zur getriebenen Scheibe zurückläuft. Die genannten Triebe kommen vor allem bei größeren Abständen der Wellen, zwischen denen die Übertragung stattfinden soll, zur Anwendung. Als Treibmittel dienen bei den ersten beiden Arten bandförmige: Leder- und Textilriemen einerseits, Stahlbänder andererseits, bei den Seiltrieben

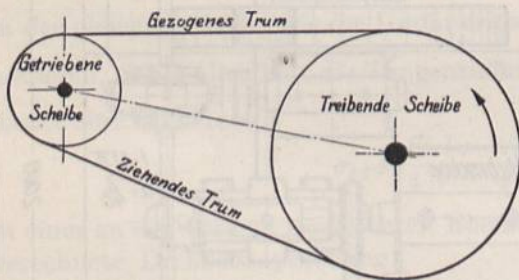


Abb. 2008. Riemen- oder Seiltrieb.

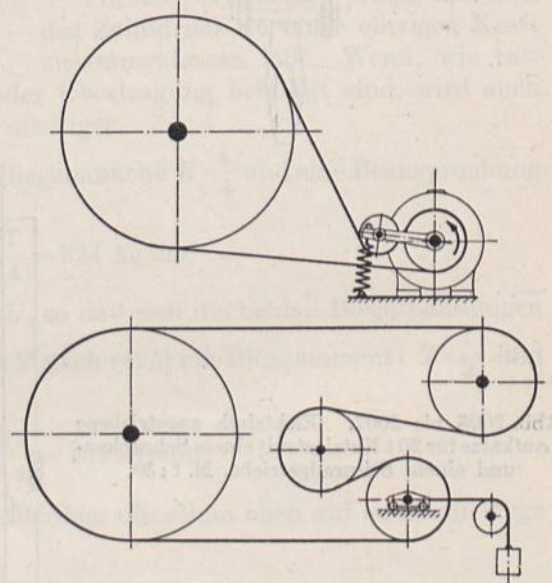


Abb. 2009 und 2010. Riemen- oder Seiltriebe mit Spannrollen.

fadenförmige: ein oder mehrere nebeneinander laufende Hanf-, Baumwoll- oder Drahtseile. Um die nötige Reibung zu erzeugen, muß das Treibmittel in genügendem Maße an den Scheibenumfängen angepreßt werden. Dazu benutzt man:

1. die Spannkraft, die das Eigengewicht des Übertragungsmittels bei größerem Achsabstande und bei wagrechter oder annähernd wagrechter Lage erzeugt,
2. die natürliche Elastizität der Treibmittel, die man unter Vorspannung auf die Scheiben auflegt,



3. künstliche Belastung mit Hilfe von Spannrollen nach Abb. 2009 oder 2010,

4. bei Riemen manchmal besondere Druckrollen an den Enden der Umschlingungswinkel, Abb. 2011. Dabei müssen durchweg gleichstarke Riemen und genau rund laufende Scheiben vorausgesetzt werden, weil sonst bei größeren Geschwindigkeiten unzulässige Erschütterungen auftreten.

In allen vier Fällen entstehen mehr oder minder beträchtliche Achsdrucke, die besonders im zweiten Falle bei Temperatur- und Feuchtigkeitswechseln oft starken Schwankungen unterliegen und die durch geeignete Lagerung der Wellen sorgfältig aufgenommen werden müssen.

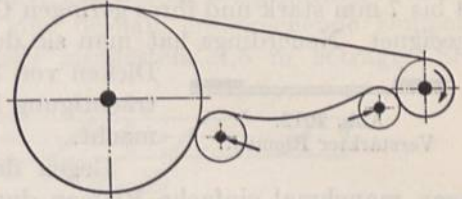


Abb. 2011. Riementrieb mit Druckrollen.

Neben dem Maße der Anpressung sind von Bedeutung: die Reibungszahl zwischen Scheibe und Übertragungsmittel, die Elastizität des letzteren und die Umfangsgeschwindigkeit, aber auch die Lage des Triebes, die Scheibendurchmesser und die Winkel, unter denen die Scheiben umspannt werden.

## I. Riementriebe.

### A. Die Arten der Riemen.

#### 1. Lederriemen.

Zu Ledertreibriemen in Räumen mit mäßigen Wärmegraden und gewöhnlichem Feuchtigkeitsgehalt der Luft ist grubengares Rindleder von jungen Tieren, insbesondere von Ochsen, wegen seiner Elastizität und großen Dauerhaftigkeit am geeignetsten. Für feuchte Räume muß es mit besonderen Schutzmitteln getränkt werden. Chromleder ist gegen Wärme und Feuchtigkeit sowie Säuren und Alkalien widerstandsfähiger und außerdem geschmeidiger, so daß es deshalb vorwiegend in heißen und feuchten Räumen und auf sehr kleinen Scheiben benutzt wird.

Wie auf S. 130 gezeigt, sind die Festigkeits- und Dehnungsverhältnisse sowie die Stärke an den einzelnen Stellen einer gegerbten Haut sehr verschieden. Hoch beanspruchte, raschlaufende Riemen stellt man aus dem beiderseits der Rückenlinie liegenden Rückenstück, aus Kernleder her. Flankenriemen krümmen sich infolge der verschiedenen Elastizität an den beiden Rändern, eine Eigenschaft, die man bei schmalen geraden Riemen durch abwechselndes Aneinanderlegen von Stücken der rechten und linken Seite oder an Doppelriemen durch Aufeinanderleimen zweier Schichten mehr oder weniger unschädlich macht, bei geschränkten sogar ausnutzen kann. Die Teile zu guten Riemen werden sorgfältig ausgesucht, etwas breiter als dem fertigen Zustand entspricht, zugeschnitten, naß unter etwa 120 bis 150 kg/cm<sup>2</sup> Belastung gestreckt, eingefettet und getrocknet. Nach dem Entspannen bringt man die Streifen auf Maß, schärft sie an den Enden durch schräge Schnittflächen von 15 bis 20 cm Länge zu und leimt sie so zusammen, daß Stücke gleicher Dehnungsverhältnisse, also von derselben Stelle der Haut übereinanderliegen. Als Klebstoff dient guter, mit etwas Terpentin und Essig in kaltem Wasser eingeweichter und unter Erwärmen aufgelöster Taffelbeim, den man auf die aufgerauhten, angewärmten Enden streicht und unter starkem Zusammenpressen trocknen läßt. Für Riemen in feuchten Räumen benutzt man eine Auflösung von Zelluloid in Eisessig oder Azeton. Meist werden die Stoßstellen noch vernäht und die dazu verwandten schmalen Riemen in die Oberfläche eingewalzt. Schließlich läßt man die fertigen, an den Enden vorläufig zusammengenähten Riemen auf Einlaufmaschinen mehrere Stunden lang unter allmählicher Steigerung der Belastung bis über die spätere Gebrauchsspannung hinaus laufen, damit sie die entsprechende bleibende Dehnung annehmen und sich im Betriebe möglichst wenig nachstrecken. Immerhin müssen neue Riemen, weil sie sich bei längerem Liegen wieder zusammengezogen



haben, beim Aufbringen auf feste Scheiben unter Kürzung ihrer Gesamtlänge um etwa 1% bei größeren, um 1,5 bis 2% bei kleineren Riemen aufgelegt werden, um ein baldiges Nachspannen zu vermeiden. Die auf die beschriebene Weise hergestellten einfachen Riemen können Breiten bis zu 500 und 600, ausnahmsweise bis zu 1000 mm haben, sind 4 bis 7 mm stark und ihres geringen Gewichts halber besonders für rasch laufende Triebe geeignet. Neuerdings hat man sie durch schwächere Gerbung und starkes Walzen auf

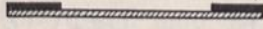


Abb. 2012.  
Verstärkter Riemen.

Dicken von 3 bis 5 mm gebracht und so ohne erhebliche Beeinträchtigung ihrer Gesamtfestigkeit noch wesentlich leichter gemacht.

Gegen das Einreißen und Schlagen der Ränder verstärkt man manchmal einfache Riemen durch Aufnähen von zwei Streifen von je  $\frac{1}{5}$  der Gesamtbreite, Abb. 2012, muß dabei freilich die vermehrte Fliehkraft in Kauf nehmen, ohne die Festigkeit wesentlich zu erhöhen.

Doppelriemen setzen sich aus zwei Lagen mit der Fleischseite aufeinander geleimter und gegenseitig versetzter, der Länge nach mehrfach vernähter Bahnen zusammen und haben Stärken von 10 bis 15 mm. Sie können in beliebigen Breiten hergestellt werden: in Betrieben laufen 1800 mm breite, für Ausstellungszwecke sind sogar schon solche von 3200 mm ausgeführt worden. Ihre Zugfestigkeit beträgt nach Rudeloff infolge der unvermeidlichen Verschiedenheiten der Dehnungsverhältnisse der Teile nur

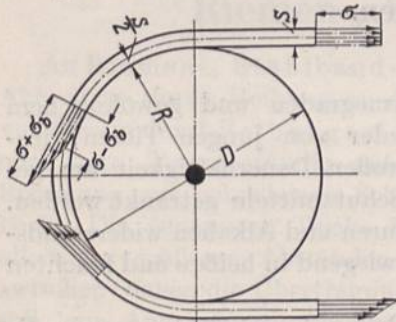


Abb. 2013. Biegebeanspruchung des Riemens.

etwa das 0,79 bis 0,84fache von derjenigen, die nach der Summe der Festigkeiten der Einzelriemen zu erwarten wäre. Unvorteilhaft ist auch die mit der Riemenstärke wachsende Steifigkeit und Biegebeanspruchung beim Laufen über die Riemenscheiben. Um sie niedrig zu halten, sind reichliche Scheibendurchmesser geboten. Nimmt man nach Abb. 2013 oben an, daß die mittlere Faser eines Riemens von der Stärke  $s$  beim Laufen über eine Scheibe vom Halbmesser  $R$  oder Durchmesser  $D$  dieselbe Länge  $l$ , wie beim geraden Lauf behält, so werden die äußeren Fasern verlängert, die inneren verkürzt. Die Verlängerung  $\lambda$ , die die ersten erfahren, ergibt sich bei halber Umschlingung der

Scheiben aus dem Unterschied der halben Kreisumfänge an der Außenfläche und in der Mitte des Riemens:

$$\lambda = \pi \left( R + s \right) - \pi \left( R + \frac{s}{2} \right) = \frac{\pi s}{2}.$$

Daraus folgt die Dehnung:

$$\varepsilon = \frac{\lambda}{l} = \frac{\pi s}{2\pi \left( R + \frac{s}{2} \right)} \approx \frac{s}{2R} = \frac{s}{D}$$

und bei einer Dehnungszahl  $\alpha$  die Biegespannung in den äußeren Fasern:

$$\sigma_b = \frac{\varepsilon}{\alpha} = \frac{s}{\alpha \cdot D}. \quad (641)$$

Sie ist unabhängig vom Umspannungswinkel, wächst bei gegebenem Scheibendurchmesser verhältnismäßig der Riemenstärke  $s$  und tritt zu der im geraden Trum vorhandenen Zugspannung  $\sigma$ . Allerdings wird sich die Summe  $\sigma + \sigma_b$  nicht ganz in der rechnermäßigen Höhe ausbilden, weil sich die äußeren Fasern bei wiederholtem Lauf über die Scheiben stärker dehnen, als die inneren. Infolgedessen stellt sich auch auf den geraden Strecken des Riemenlaufs keine gleichmäßige Verteilung der Spannungen im ganzen Querschnitt ein; in den äußeren Fasern entstehen vielmehr kleinere Zugspannungen als in den inneren. Tritt die Biegespannung hinzu, so fällt die höchste Beanspruchung immerhin niedriger



aus als bei gleichmäßiger Verteilung im geraden Trum, wie der untere Teil der Abb. 2013 zeigt. Daß aber die zusätzliche Spannung durch die Biegung unter sonst gleichen Umständen der Riemenstärke verhältnismäßig steigt, bleibt bestehen.

Der Hauptvorteil der Doppelriemen ist ihre gleichmäßige Stärke, weil die verschiedenen Dicken des einfachen Leders beim Zusammenleimen gegenseitig ausgeglichen werden können. Einfachen Riemen über 600 mm Breite sind deshalb entsprechende Doppelriemen vorzuziehen, wenn der Scheibendurchmesser mindestens 1,5 m beträgt. Sie

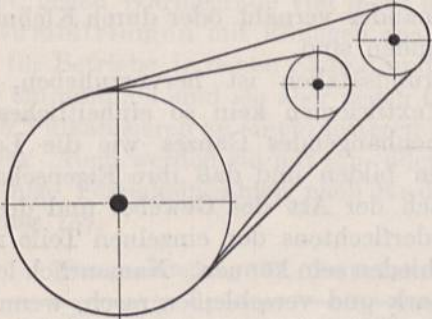


Abb. 2014. Zwei Riemen übereinander laufend.



Abb. 2015. Rundriemen.



Abb. 2016. Gliederriemen.

sind notwendig bei großen Leistungen, vorteilhaft auch bei stark wechselnden Kräften.

Für schwere und stoßweise arbeitende Betriebe findet man drei- und vierfache Riemen; einige Beispiele aus Walzwerken sind in Zusammenstellung 158, S. 1194, angeführt.

Zur Verringerung der Spannungen läßt man manchmal zwei einfache Riemen aufeinander gelegt laufen, ist dabei freilich auf deren geringere Breite angewiesen. C. Heucken & Co., Aachen, benutzt mehrere Riemen übereinander, um die Leistung einer Hauptwelle auf die in derselben Ebene liegenden Scheiben, Abb. 2014, zu verteilen.

Besondere Formen der Lederriemen sind die Rund-, Glieder- und Keilriemen. Rundriemen werden entweder als Streifen von 2 bis 10 mm Durchmesser unmittelbar ausgeschnitten und mit schrägen Fugen zusammengeleimt oder aus schmalen Bändern schraubenförmig zu Riemen von 3 bis 16 mm Durchmesser, Abb. 2015, zusammengewunden oder aus dünnen Streifen zu größerer Dicke zusammengeflochten. Verwendung finden sie auf Rillen- und Schnurscheiben leichter Werkzeugmaschinen usw.

Gliederriemen bestehen nach Abb. 2016 nach Art einer Gelenkkette aus kurzen Lederlaschen, die auf Drähte aufgereiht und durch Endscheiben unter Vernietung der Drahtenden zusammengehalten werden. Sie sind schmiegsam und leicht beweglich, eignen sich für Scheiben kleinen Durchmessers, sind aber wesentlich teurer und etwa viermal so schwer wie einfache Riemen gleicher Breite, so daß sie nur bei mäßigen Geschwindigkeiten angewendet werden können.

Keilriemen, Abb. 2017, setzen sich aus mehreren Lagen von Riemenstreifen zusammen, die mit einander vernäht, vernietet oder durch Klammern verbunden sind und haben trapezförmigen Querschnitt, entsprechend der keilförmigen Rille, in der sie laufen sollen. Dadurch, daß sie nur an den schrägen Flächen anliegen, tritt neben der Reibung eine Klemmwirkung auf, die die Übertragungsfähigkeit erhöht, aber auch größeren Verschleiß bedingt, weil der dicke Querschnitt beim Laufen über Scheiben von kleinem Durchmesser hohe Beanspruchungen erfährt und weil die Riemenfasern beim Auf- und Ablaufen stark gescheuert werden. Keilriemen eignen sich nur zur Übertragung mäßiger Kräfte.

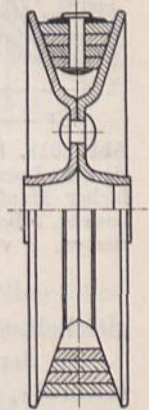


Abb. 2017. Keilriemen.



## 2. Textilriemen.

Textil- oder Kunstriemen trennt man nach der Art der Rohstoffe in Haar-, Baumwoll-, Gummi-, Balata- und Hanfriemen. Die während des Krieges benutzten Ersatzstoffe, wie Papier, Zell- und Mischstoffe, Draht usw., die einzeln oder in verschiedenster Weise verbunden, gebraucht wurden, werden heute für Treibriemen kaum noch verwandt.

In bezug auf den inneren Aufbau unterscheidet man im ganzen gewebte und aus einem oder mehreren Tuchstreifen zusammengefaltete Riemen, deren Schichten miteinander vernäht oder durch Klebmittel verbunden sind.

Grundsätzlich ist hervorzuheben, daß die Textilriemen kein so einheitliches zusammenhängendes Ganzes wie die Lederriemen bilden und daß ihre Eigenschaften je nach der Art des Gewebes und des Ineinanderflechtens der einzelnen Teile recht verschieden sein können. Namentlich leiden sie stark und verschleiß rasch, wenn erst einzelne an der Oberfläche liegende Teile zerstört worden sind. Besonders empfindlich sind sie gegen das Anlaufen an Riemen-gabeln und Bordscheiben, das ihre Ränder rasch ausfransen läßt, so daß sie auf Leer- und Festscheiben, auf denen sie häufig verschoben werden müssen, wenig zu empfehlen sind. Mindestens sollen die Gabeln mit sehr leicht laufenden Führungsrollen versehen sein. Auch die Reibungs- und Haftverhältnisse sind des lockeren Gewebes, bei Balatriemen der Neigung des Loslösens der Gummischicht wegen, weniger günstig.

Aus all den Gründen ist die Belastungsfähigkeit der Textilriemen trotz vielfach höherer Festigkeit nicht so groß wie bei Lederriemen. Auch gegen Öl sind sie meist noch empfindlicher als Leder. Als Vorteil ist neben dem meist geringeren Preis hervorzuheben, daß die Textilriemen durchweg

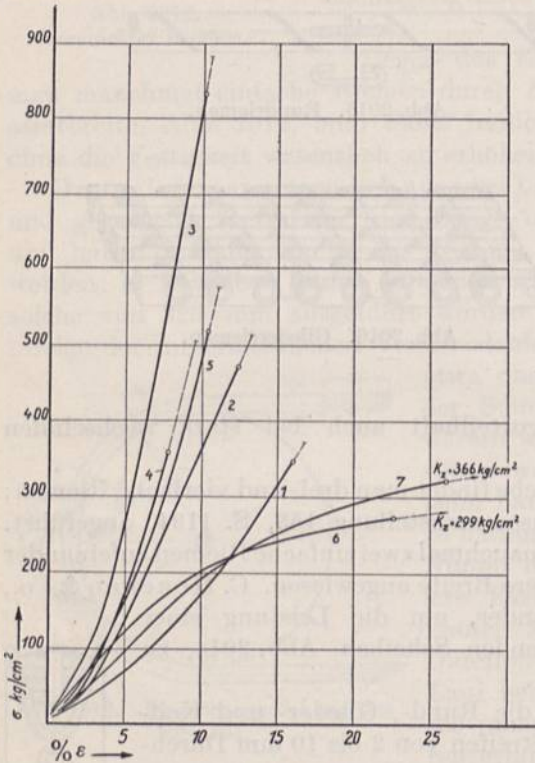


Abb. 2018. Spannungs-Dehnungslinien von Textilriemen. 1 und 2 vierfacher Baumwollriemen, 3 sechsfacher Hanftuchriemen, 4 doppelter Hanfriemen, gewebt, 5 Balatriemen, vierfach, 6 gewebter Haarriemen, 7 vierfacher Kamelhaartuchriemen. Vgl. Zusammenstellung 157.

gleichelastisch und gleichstark, manche Sorten auch endlos hergestellt werden können.

Zu den als Hauptantriebsriemen gern benutzten Haarriemen werden Garne aus Kamel-, Alpaka- und Angoraziegenhaar verwandt. Sie zeichnen sich durch große Elastizität aus, vgl. die Spannungsdehnungslinien Nr. 6 und 7 der Abb. 2018 und sind deshalb für stoßweisen Betrieb besonders vorteilhaft. Die Dehnungszahl nimmt zunächst mit steigender Belastung ab, dann wieder zu. Gegen Staub, hohe Wärmegrade und Witterungseinflüsse sind Kamelhaarriemen weniger empfindlich als Lederriemen; auch können sie widerstandsfähig gegen Laugen und Säuren gemacht werden.

Baumwollriemen, gewöhnlich 5 bis 10 mm dick, aber auch wesentlich stärker ausgeführt, werden zum Schutz gegen Feuchtigkeit mit Fett getränkt und eignen sich für Betriebe in feuchten und warmen Räumen und selbst für solche im Freien. Wegen ihrer Billigkeit werden sie auch in Fällen, in denen rascher Verschleiß unvermeidlich ist, sowie zu den den Treibriemen verwandten Förderbändern viel benutzt. Die Festigkeits- und Dehnungsverhältnisse sind günstig; die Dehnungslinie zeigt, ähnlich wie bei Leder, einen mit zunehmender Spannung steileren Verlauf, Abb. 2018, Nr. 1 und 2; die Elastizi-







tungen abgelenkt wird, — ferner geringste Masse, gleiche Festigkeit, wie im freien Riemen, gleichmäßige und ununterbrochene Lauffläche, sowie rasche Wiederherstellung der Verbindung nach dem Lösen oder Kürzen des Riemens. Schlösser mit größerer Masse schlagen beim Auflaufen auf die Scheiben und rufen durch ihre Fliehkraft Nebenbeanspruchungen hervor, die bei schnellem Lauf sorgfältig beachtet werden müssen. Innen vorstehende Teile von Riemenverbindungen bedingen plötzliche, stoßähnliche Belastungen und sehr ungünstig wirkende Verlängerungen des Riemens. Selbst Nähriemen sollten aus dem Grunde in die Oberfläche eingedrückt oder eingewalzt werden, auch in Rücksicht darauf, daß die ungleiche Oberfläche die Haftfähigkeit an den Nähstellen stark herabsetzt.

Die Verbindung kann bei nachträglicher Erzeugung der Vorspannung im Falle von Trieben nach Abb. 2009 und 2010 sowie an schmalen Riemen bis zu etwa 100 mm Breite

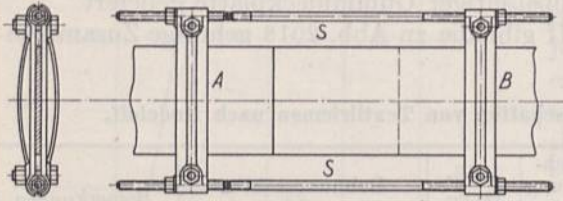


Abb. 2020. Riemenspanner.

vor dem Auflegen hergestellt werden, wenn sich der Riemen von der Seite her aufschieben läßt. Bei breiteren muß die Spannung über den Scheiben selbst hergestellt werden. Dazu verwendet man Spannvorrichtungen nach Abb. 2020, mit denen die Enden zwischen den Backen *A* und *B* senkrecht zur Mittellinie fest eingeklemmt, durch die Schrauben *S* zu-

sammengezogen werden und der Riemen unter wiederholtem Wuchten in dem gewünschten Maße gleichmäßig vorgespannt wird. Die Vorspannung beurteilen erfahrene Monteure nach dem Gefühl; rechnerisch läßt sich die zu erzeugende Dehnung  $\varepsilon$  oder die nötige Verlängerung  $\lambda$  bei bekannter Dehnungszahl  $\alpha$  des Riemens aus:

$$\varepsilon = \sigma \cdot \alpha$$

und

$$\lambda = \varepsilon \cdot l = \sigma \cdot l \cdot \alpha$$

bestimmen. Um einen Begriff über das beim Auflegen nötige Recken zu geben, sei beispielweise berechnet, um wieviel ein gut vorgestreckter Riemen von  $s = 6$  mm Stärke,  $b = 150$  mm Breite und  $l = 12$  m Länge bei  $\alpha = \frac{1}{2250}$  cm<sup>2</sup>/kg gedehnt werden muß, der mit einer Vorspannung gleich der 1,5fachen Nutzkraft  $k_n = 12$  kg/cm Breite aufgelegt werden soll.

Die zu übertragende Kraft  $U = b \cdot k_n = 15 \cdot 12 = 180$  kg bedingt eine Zugspannung  $\sigma_n = \frac{U}{b \cdot s} = \frac{180}{15 \cdot 0,6} = 20$  kg/cm<sup>2</sup>. Unter 1,5facher Spannung beim Aufbringen des Riemens wird die Dehnung:

$$\varepsilon = 1,5 \sigma_n \cdot \alpha = \frac{1,5 \cdot 20}{2250} = 0,0133$$

oder 1,33%. Der Riemen muß demnach um:

$$\lambda = \varepsilon \cdot l = 0,0133 \cdot 1200 = 16 \text{ cm}$$

gereckt werden.

Den ungespannten Zustand des Riemenstücks zwischen den Backen der Spannvorrichtung, Abb. 2020, wird man durch einen Zuschlag berücksichtigen und die Riemen tatsächlich um etwa 1,4% oder um 17 cm dehnen. Die so ermittelten Maße müssen auch bei der Bestimmung der wirklichen Länge stumpf zu stoßender Riemen berechnet werden.

Mittels der neuerdings von L. Loewe und Co., Berlin, ausgebildeten Spannwaage, D. R. G. M. 894903, ist man in der Lage, die Kraft, unter der der Riemen beim Verbinden steht, an einer Federwaage abzulesen und auf diese Weise eine bestimmte Vorspannkraft einzustellen. Die Vorrichtung gestattet auch, an bereits aufgezogenen Riemen



die bestehende Spannkraft zu messen, indem sie an einer beliebigen Stelle aufgesetzt und bis zur völligen Entlastung des Riemenstücks zwischen den Klemmbacken angezogen wird.

Für Lederriemen ist das Leimen die beste Verbindung, da es der Stoßstelle dieselbe Stärke zu geben gestattet wie dem übrigen Riemen und diesen dadurch zu einem einheitlichen Ganzen und besonders für hohe Geschwindigkeiten geeignet macht. Die Riemenenden werden auf einer Länge gleich der 20 bis 25fachen Dicke sorgfältig zugeschärft, angewärmt, nach dem Auftragen des Leims zusammengepreßt und getrocknet. Auch Haar- und Balatarriemen lassen sich auf ähnliche Weise verbinden, Gummiriemen zusammenvulkanisieren. Die Überlappungslänge ist bei der Bestellung des Riemens der Konstruktionslänge zuzuzählen. Sorgfältig ist darauf zu achten, daß der Stoß mit den Leimstellen im übrigen Riemen gleichgerichtet ist und die Scheiben in Richtung

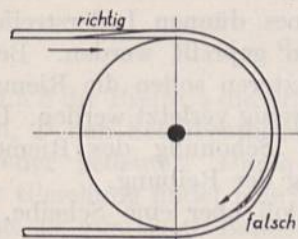


Abb. 2021. Aufklärung der Leimstelle.

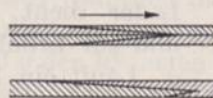


Abb. 2022. Leimstelle für Spannrollenriemen.

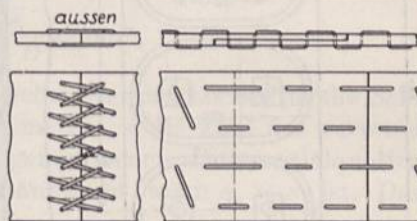


Abb. 2023 und 2024. Stumpfer Stoß und Überblattung an Textilriemen.

des Pfeils, Abb. 2021, anläuft, weil sonst die Enden leicht aufblättern und zusammenrollen, die Fuge aber leidet. An Doppelriemen, die beiderseits über Rollen oder Scheiben laufen, wie im Falle der Abb. 2009, ist die Verbindung nach Abb. 2022 oben zu empfehlen, bei der die äußere Lage die entgegengesetzte Zuschärfung wie die innere erhält. An einfachen Lenixriemen führt E. Luckhaus die darunter dargestellte Verbindung aus. Der Gefahr, daß sich geleimte Stoßstellen in feuchten Betrieben lösen können, muß durch geeigneten Leim oder Nähen begegnet werden.

Das Nähen der Riemen geschieht ebenfalls am besten unter Abschrägen der zu verbindenden Enden. Stumpfe Stöße nach Abb. 2023 haben wesentlich geringere Festigkeit; die Nähriemen erleiden ungünstige Beanspruchungen beim Laufen über die Scheiben. Für Doppelriemen oder aus mehreren Lagen bestehende Kunstriemen ist die Überblattung unter gleichzeitigem Leimen, Vernähen oder Verklammern, Abb. 2024, zu empfehlen. Stets sollen die Nähriemen auf der Laufseite parallel zur Mittellinie liegen.

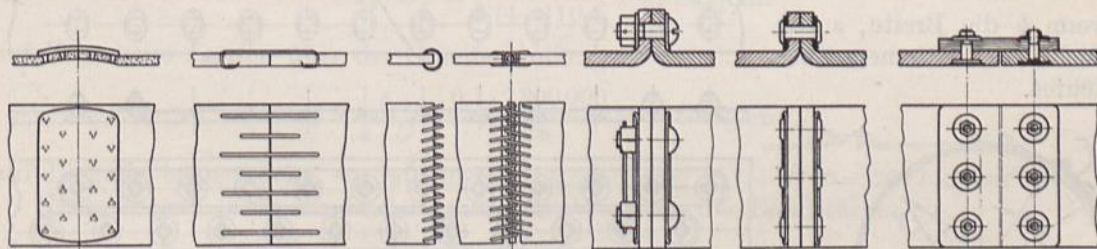


Abb. 2025. Riemenkrallen.

Abb. 2026. Riemenklammern.

Abb. 2027. Verbindung durch Drahtspiralen.

Abb. 2028 und 2029. Verbindungen unter Umbiegen der Enden.

Abb. 2030. Laschenverbindung.

Für untergeordnete und leichte Antriebe benutzt man leicht und rasch her- und nachstellbare Verbindungen mittels Riemenkrallen aus schmiedbarem Guß, Abb. 2025, deren Spitzen auf der Innenseite umgeschlagen werden oder Klammern, Abb. 2026, oder Drahtspiralen, Abb. 2027, die durch eine Reihe von Löchern am Ende des Riemens gezogen, flach geschlagen und durch Hindurchstecken eines Drahtes oder eines Rohhautstäbchens verbunden werden.



Schwierig ist, leicht lösbare Schlösser für Textilriemen zu finden. Das Umbiegen und Verschrauben oder Vernieten der Enden nach Abb. 2028 und 2029 und das Aufsetzen von Laschen, Abb. 2030, führen zu bedeutenden Massen und ungünstigen Beanspruchungen der Teile beim Abbiegen auf den Scheiben und sind deshalb höchstens für mäßige

Geschwindigkeiten brauchbar. Sorgfältig ist darauf zu achten, daß die Schrauben- oder Nietköpfe auf der Laufseite in Rücksicht auf die Zerstörung der Riemen beim Aufschlagen auf den Scheiben ganz versenkt sind.

Vielverwendet wird das Jacksonschloß, Abb. 2030a, aus gewölbten Eisenplatten bestehend, gegen welche die Riemenenden unter Zwischenlegen eines dünnen Lederstreifens mittels Schrauben gepreßt werden. Beim Einziehen der letzteren sollen die Riemenfäden möglichst wenig verletzt werden. Das Leder dient zur Schonung des Riemens und zur Erhöhung der Reibung.

Läuft ein Schloß über eine Scheibe, so wird der durch seine Masse  $\frac{G}{g}$  erzeugten Fliehkraft  $F = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r}$  nach Abb. 2031 durch zwei

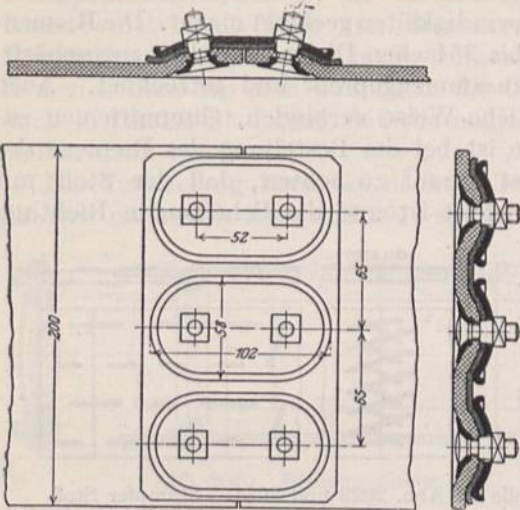


Abb. 2030a. Jacksonschloß. M. 1: 5.

Seitenkräfte  $\frac{F}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2r \cdot \sin \frac{\varphi}{2}}$  das Gleichgewicht gehalten, wenn  $r$  den Schwerpunkt-

abstand des Schlosses von der Achse und  $\varphi$  den Winkel bedeutet, der der Schloßlänge auf der Scheibe entspricht. Der Riemen, insbesondere aber das auflaufende Trum, kommt dadurch unter eine zusätzliche Spannung:

$$\sigma' = \frac{G \cdot v^2}{2g \cdot r \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \cdot b \cdot c} \quad (642)$$

wenn  $b$  die Breite,  $s$  die Dicke des Riemens bedeutet.

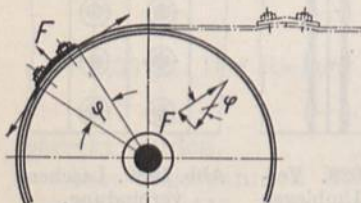
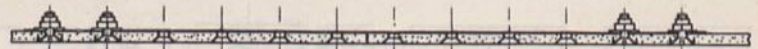
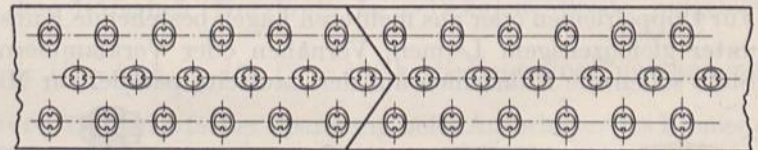
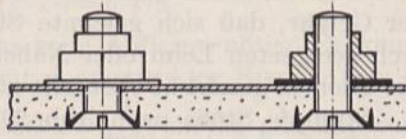


Abb. 2031. Schloß beim Laufen über die Scheibe.

Abb. 2032. Schloß für Textilriemen nach Kammerer. (Im Längsschnitt sind die mittleren Schrauben weggelassen.)

Ist das Schloß starr, so pflegt es der Scheibenkrümmung entsprechend hohl ausgebildet zu werden, bedingt dann aber beim Geradestrecken des Riemens bedenkliche Biegespannungen an den Kanten. Mit zunehmendem Winkel  $\varphi$ , wenn sich also die Masse des Schlosses auf eine größere Länge verteilt, wird  $\sigma'$  kleiner, die Abbiegung an einem starren Schloß dagegen stärker und ungünstiger.



Grundsätzliche Abhilfe bringen die von Kammerer vorgeschlagenen und ausgetesteten biegsamen Schlösser aus Stahlbändern, die nach eingehenden Versuchen [XXVI, 7] schließlich die in Abb. 2032 dargestellte Form erhielten. Der Riemen ist des besseren Überganges wegen pfeilförmig gestoßen und durch lange, dünne Stahlbänder geschlossen, die mit den Riemenenden durch zahlreiche leichte Schrauben mit Unterlegscheiben verbunden sind. Das Schloß ist so zu berechnen, daß die Kraft zwischen dem Riemen und den Bändern nur durch die Reibung bei einer Reibungszahl  $\mu = 0,25$  und mäßigen Spannungen in den Schrauben übertragen wird. Bei Versuchen, den Leibungsdruck an den Bolzen zum Übertragen der Kräfte heranzuziehen, gaben die Riemen stets in unzulässiger Weise nach.

Die Bänder werden durch die Längskraft  $P$  im Riemen auf Zug, beim Laufen über die Scheiben auf Biegung beansprucht und erfahren eine Höchstspannung von:

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{P}{i \cdot (b - \delta) \cdot s} + \frac{s_i}{\alpha \cdot D} \text{ kg/cm}^2, \quad (643)$$

wenn  $b$  die Breite,  $s$  die Stärke der Bänder,  $\delta$  den Durchmesser der Löcher für die Schrauben,  $D$  den Scheibendurchmesser, sämtlich in Zentimetern,  $i$  die Zahl der verwandten Bänder bedeutet. Durch Nullsetzen des nach  $s$  genommenen Differentialquotienten der Gleichung findet man, daß  $\sigma$  den kleinsten Wert annimmt, wenn  $\sigma_z = \sigma_b$  ist. Daraus folgt als günstigste Bandstärke:

$$s = \sqrt{\frac{P \cdot D \cdot \alpha}{i \cdot (b - \delta)}}. \quad (644)$$

Auch die Erfahrungen an Stahlbandtrieben, wo sich  $s = \frac{D}{1650}$  und Höchstspannungen von etwa  $2800 \text{ kg/cm}^2$  finden, dürften benutzt werden können.

Das Schloß, Abb. 2032, hat sich bei  $P = 825 \text{ kg}$  Belastung und  $35 \text{ m/sek}$  Geschwindigkeit auf Scheiben von  $1250 \text{ mm}$  Durchmesser gut bewährt. Die Beanspruchung in den 18 Stück  $3/8''$ -Schrauben errechnet sich aus:

$$\frac{U}{\mu} = \frac{825}{0,25} = 3300 \text{ kg},$$

$$\sigma_z = \frac{3300}{18 f_1} = \frac{3300}{18 \cdot 0,441} = 416 \text{ kg/cm}^2$$

im Kernquerschnitt. Die Bänder werden durch die Belastung  $P$  mit:

$$\sigma_z = \frac{P}{f} = \frac{825}{3(4-1)0,1} = 917 \text{ kg/cm}^2$$

auf Zug, beim Laufen über die Scheiben mit:

$$\sigma_b = \frac{s}{\alpha \cdot D} = \frac{0,1 \cdot 2200000}{125} = 1760 \text{ kg/cm}^2$$

auf Biegung beansprucht, so daß die Höchstspannung  $917 + 1760 = 2677 \text{ kg/cm}^2$  ist.

Nach Formel (644) würde der günstigste Wert für die Bandstärke:

$$s = \sqrt{\frac{P \cdot D \cdot \alpha}{i \cdot (b - \delta)}} = \sqrt{\frac{825 \cdot 125}{3(4-1) \cdot 2200000}} = 0,0722 \text{ cm oder } \approx 0,75 \text{ mm}$$

sein und:

$$\sigma = 2 \frac{s}{\alpha \cdot D} = \frac{2 \cdot 0,075 \cdot 2200000}{125} = 2640 \text{ kg/cm}^2$$

werden.

Rundriemen schließt man mittels einer Drahtöse, Abb. 2015, die das rasche Lösen und Nachspannen durch Weiterzusammendrehen des Riemens gestattet. Keilriemen werden mit schrägen Fugen verleimt, überlappt verschraubt oder durch Kupferniete verbunden.



### C. Kraft- und Spannungsverhältnisse in Riementrieben.

#### 1. Grundlagen und Mittel zur Erzeugung der Spannung im ruhenden Riemen.

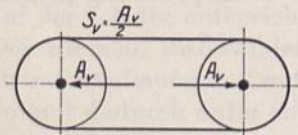
Die beim Laufen eines Riemens auftretenden Erscheinungen und Vorgänge sind, so einfach, äußerlich betrachtet, ein Riementrieb aussieht, doch ziemlich verwickelt und waren bis vor kurzem trotz vieler theoretischer Untersuchungen und praktischer Versuche wenig geklärt. Auch heute fehlen noch die Grundlagen zur sicheren Beurteilung mancher Einzelheiten.

Die Kraftübertragung findet durch die Reibung zwischen Scheibe und Riemen, also an der Riemenoberfläche statt. Deshalb bezieht man die Kräfte zu Vergleichszwecken auf einen 1 cm breiten Streifen, den man sich aus dem Riemen herausgeschnitten denkt. Die im Riemenquerschnitt entstehenden Zugspannungen  $\sigma$  sind für die eigentliche Kraftübertragung von geringerer Bedeutung. Unzutreffenderweise bezeichnet man aber im Schrifttum auch die auf den erwähnten 1 cm breiten Streifen bezogenen Kräfte mit „Spannungen“, und spricht von „Achs-, Nutz-, Fliehspannung“ in kg/cm. Im folgenden werden, um Irrtümern vorzubeugen, dafür die ausführlichen Ausdrücke, wie „Achsdruck, Nutz- und Fliehkraft auf 1 cm Riemenbreite“ gebraucht und ihre Größe mit  $c_a, c_n, c_f$  bezeichnet, im Gegensatz zu den im Riemenquerschnitt entstehenden Spannungen  $\sigma_a, \sigma_n, \sigma_f$ . Zwischen beiden gelten, da der Querschnitt eines 1 cm breiten Streifens von  $s$  cm Stärke  $s \cdot 1$  cm ist, die Beziehungen:

$$\sigma_a = \frac{c_a}{s}, \quad \sigma_n = \frac{c_n}{s}, \quad \sigma_f = \frac{c_f}{s}. \tag{645}$$

Bei der Riemenberechnung werde die jeweils angenommene, also als gegeben zu betrachtende Belastungszahl oder „Nutzkraft auf 1 cm Breite“ mit  $k_n$  in kg/cm bezeichnet.

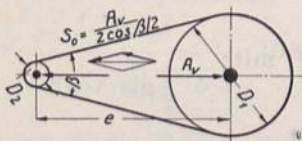
An einem stillstehenden Riementriebe gleichen sich die Kräfte aus, so daß der Achsdruck  $A_v$  im Fall gleich großer Scheibendurchmesser, Abb. 2033 oben, im ganzen Riemen, also in beiden Trümmern, Spannkkräfte



von je  $S_v = \frac{A_v}{2}$  oder eine auf 1 cm Riemenbreite bezogene

Vorspannkraft  $c_v = \frac{A_v}{2b}$  kg/cm und eine Vorspannung  $\sigma_v = \frac{c_v}{s}$

$= \frac{A_v}{2b \cdot s}$  kg/cm<sup>2</sup> erzeugt. Bei verschiedenen Scheibendurch-



messern, Abb. 2033 unten, zerfällt  $A_v$  nach dem Parallelogramm

der Kräfte in zwei Seitenkräfte von der Größe  $\frac{A_v}{2 \cos \beta/2}$  sofern

$\beta$  den Winkel bedeutet, den die Seiltrümer einschließen und den man aus  $\text{tg } \frac{\beta}{2} = \frac{D_1 - D_2}{2e}$  findet, wenn die Scheibendurch-

Abb. 2033. Kräfte in einem stillstehenden Riementrieb.

messer  $D_1$  und  $D_2$  sowie die Mittlentfernung  $2e$  gegeben sind.

Zunächst sei die Größe, welche die Vorspannung bei den verschiedenen Arten ihrer Erzeugung annimmt, näher untersucht.

#### 1. Erzeugung durch das Eigengewicht des Treibmittels. Zwischen zwei Scheiben

hängt ein Riemen oder ein Seil nach einer Ketten- oder Seillinie durch, die bei nicht zu großem Durchhang genügend genau durch eine Parabel ersetzt werden kann. Zur Aufstellung ihrer Gleichung sei die wagrechte Tangente im Scheitel  $O$ , Abb. 2034, als Abszissen- und die dazu senkrecht stehende Symmetrielinie als Ordinatenachse gewählt. Denkt man sich ein Stück  $OA$  von 1 cm<sup>2</sup>

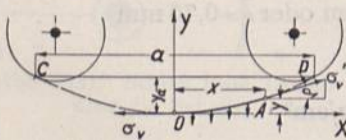


Abb. 2034. Zur Ableitung der angenäherten Seillinie.

Querschnitt herausgeschnitten, so wirken an ihm im

Punkte  $O$  die wagrechte Scheitelspannung  $\sigma_v$ , im Punkte  $A$  die Spannung  $\sigma'_v$  in Richtung der Tangente unter dem Winkel  $\delta$  und dazwischen senkrecht nach unten das



Eigengewicht des Riemens. Beträgt nun das Einheitsgewicht des verwandten Treibmittels  $\gamma \text{ kg/dm}^3$ , so wiegt das Stück  $OA$ , unter der Annahme, daß der Bogen  $OA$  genügend genau durch die Abszisse  $x$  ersetzt werden kann,  $\frac{\gamma \cdot x \cdot 1}{1000} \text{ kg}$ , wenn  $x$  in cm eingeführt wird. (Die Zahl 1000 im Nenner ergibt sich aus den benutzten Maßeinheiten  $\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \cdot \text{cm} \cdot \text{cm}^2 = \frac{\text{kg} \cdot \text{cm}^3}{1000 \text{ cm}^3} = \frac{\text{kg}}{1000}$ .) Daraus folgen die Gleichgewichtsbedingungen in Richtung der Achsen:

$$\sigma_v = \sigma'_v \cdot \cos \delta \quad \text{und} \quad \frac{\gamma \cdot x}{1000} = \sigma'_v \cdot \sin \delta;$$

oder

$$\text{tg } \delta = \frac{dy}{dx} = \frac{\gamma \cdot x}{1000 \sigma_v}$$

und durch Integration:

$$y = \frac{\gamma \cdot x^2}{2000 \sigma_v} + C.$$

$C$  wird Null, weil im Scheitel  $x = 0$  und  $y = 0$  ist; mithin lautet die Gleichung der Durchhanglinie:

$$y = \frac{\gamma \cdot x^2}{2000 \sigma_v}. \quad (646)$$

Sie kann zur Ermittlung der wagrechten Scheitelspannung:

$$\sigma_v = \frac{\gamma \cdot x^2}{2000 y} \quad (647)$$

dienen, sofern  $x$  und  $y$  bekannt sind. Für den Fall, daß die Spannweite oder der Freihang  $a$ , d. h. die Entfernung der Punkte  $C$  und  $D$ , Abb. 2034, in denen der Riemen die Scheiben berührt, sowie der zugehörige Durchhang  $y_a$  gegeben sind, wird die Gleichung für den Gebrauch bequemer, wenn man  $x$  durch  $\frac{a}{2}$  ersetzt und:

$$\sigma_v = \frac{\gamma \cdot a^2}{8000 y_a} \quad (648)$$

schreibt. Die Spannung  $\sigma'_v$  in irgend einem Punkte  $A$  läßt sich zeichnerisch finden, indem man dort die Tangente an die Parabel zieht und die Gleichung  $\sigma'_v \cdot \cos \delta = \sigma_v$  benutzt, nach der die wagrechte Komponente  $\sigma_v$  sein muß. Rechnerisch folgt:

$$\sigma'_v = \frac{\sigma_v}{\cos \delta} = \sigma_v \cdot \sqrt{1 + \text{tg}^2 \delta} = \sqrt{\sigma_v^2 + \frac{\gamma^2 \cdot x^2}{1000000}},$$

insbesondere für den Ablaufpunkt  $D$ :

$$\sigma'_{vD} = \sqrt{\sigma_v^2 + \frac{\gamma \cdot a^2}{4000000}}.$$

Die Spannung  $\sigma_v$  wächst nach (648) mit dem Quadrat der Entfernung  $a$ , über welcher der Riemen frei hängt und zwar um so mehr, je geringer der Durchhang ist. Ist beispielweise  $CD = 1000 \text{ cm}$  gegeben und soll der Durchhang  $y_a = 20 \text{ cm}$  betragen, so ist die entstehende Scheitelspannung  $\sigma_v$  eines Riemens von  $\gamma = 1,0 \text{ kg/dm}^3$  Einheitsgewicht:

$$\sigma_v = \frac{\gamma \cdot a^2}{8000 y_a} = \frac{1,0 \cdot 1000^2}{8000 \cdot 20} = 6,25 \text{ kg/cm}^2.$$

Zu halb so großem Durchhang müßte die doppelte Spannung aufgewendet werden. In den Punkten  $C$  und  $D$  steigt die Spannung auf:

$$\sigma'_v = \sqrt{\sigma_v^2 + \frac{\gamma^2 \cdot a^2}{4000000}} = \sqrt{6,25^2 + \frac{1,0^2 \cdot 1000^2}{4000000}} = 6,27 \text{ kg/cm}^2.$$



Anleitung zur Aufzeichnung der Parabel gibt Abb. 2035: Man zieht die den Scheiben gemeinsame Tangente, trägt von deren Mitte  $E$  den Durchhang  $y$  zweimal senkrecht nach unten bis  $B$  auf und findet die Berührungspunkte  $C$  und  $D$  der Parabel, wenn man von  $B$  Tangenten an die Scheiben legt. Die Kurve selbst ergibt sich als Eingehüllte durch gleichartiges Unterteilen der Strecken  $BC$  und  $BD$  und Verbinden entsprechender Punkte miteinander. Sie ist allerdings nur angenähert richtig, weil der Durchhang von der zuerst gezogenen gemeinsamen Tangente aus abgetragen wurde. Genauer bekommt man die Linie, wenn man die wahrscheinliche Lage der Berührungspunkte  $C$  und  $D$  schätzt,  $CD$  zieht und von dessen Mitte aus den Durchhang zweimal abträgt.

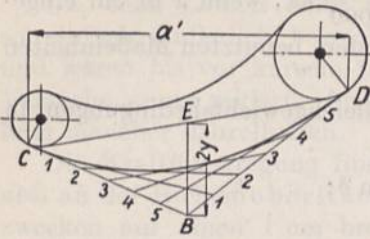


Abb. 2035. Zur Aufzeichnung der angenäherten Seillinie.

Die Länge  $l$  des flachen Parabelbogens  $COD$ , Abb. 2034, ist genügend zutreffend durch:

$$l = a \left( 1 + \frac{8}{3} \frac{y_a^2}{a^2} \right) \tag{649}$$

ausgedrückt.

Infolge der während des Betriebes sich einstellenden anderen Verteilung der Spannungen ändert sich auch der Durchhang. Seine Abhängigkeit von der Spannung hat Kutzbach [XXVI, 8] anschaulich durch die Durchhangkurve dargestellt. Führt man nämlich in die vorstehende Formel  $\frac{y_a}{a} = \frac{\gamma \cdot a}{8000 \cdot \sigma_v}$  ein, so wird die Riemenlänge:

$$l = a \left( 1 + \frac{\gamma^2 \cdot a^2}{24 \cdot 10^6 \sigma_v^2} \right)$$

oder die Scheitelspannung:

$$\sigma_v = \frac{\gamma \cdot a}{4900 \sqrt{\frac{l}{a} - 1}} \tag{650}$$

Sie hängt von der Spannweite  $a$  und dem Verhältnis  $\frac{l}{a}$  ab. Für  $a = 2000$  cm,

$\gamma = 1,0$  kg/dm<sup>3</sup> und  $\frac{l}{a} = 1,01$  wird

$\sigma_v = 4,08$  kg/cm<sup>2</sup>. Stellt man am Riemen  $\frac{l}{a} = 1,02$ , also eine um 1<sup>0</sup>/<sub>100</sub> größere Länge

oder 2<sup>0</sup>/<sub>100</sub> „Nachlaß“ ein, so sinkt die Spannung auf 2,89 kg/cm<sup>2</sup>. Durch Ein-

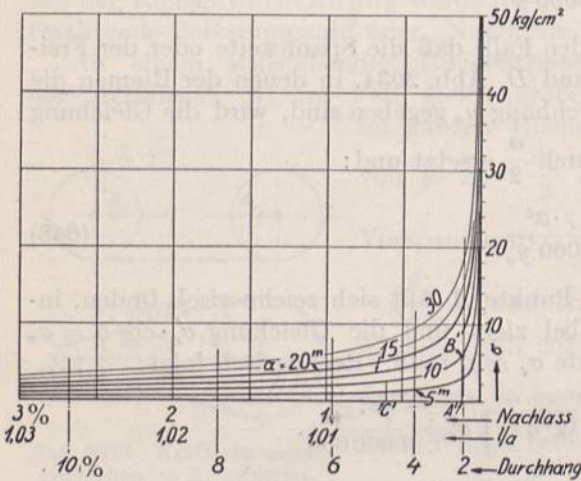


Abb. 2036. Durchhangkurven nach Kutzbach.

setzen verschiedener Werte ergeben sich so die Linien der Abb. 2036 für die angeschriebenen Freihänge, welche die Spannungen, die bei verschiedenem Nachlaß des Riemens auftreten, abzulesen gestatten.

Die Benutzung der genaueren Kettenlinie an Stelle der Parabel führt zu ziemlich verwickelten Ableitungen. Vgl. [XXVI, 9].

Bei Riementrieben kann die Spannungserzeugung durch das Eigengewicht des Treibmittels allein nicht verwendet werden, weil die gebräuchlichen Achsentfernungen nicht ausreichen, um auf die nötigen Spannungen zu kommen. Wohl aber verstärkt der Durchhang an wagrechten und schrägen Trieben die Wirkung der unter 2) und 3) genannten Mittel; er macht sich, wie die späteren Untersuchungen zeigen, schon bei geringen freien Längen in günstigem Sinne geltend. Bei Seiltrieben gewinnt die Spannungserzeugung durch das Trumgewicht um so mehr Bedeutung, je größer die Achsabstände und je schwerer die Seile sind.



Temperatur- und Feuchtigkeitsschwankungen haben bei großem Durchhang nur geringen Einfluß.

2. Erzeugung der Spannkraft durch Recken oder Dehnen beim Auflegen. Die entstehende Vorspannung  $\sigma_v$  folgt an Hand der in Abb. 2039 und 2018 wiedergegebenen Spannungsdehnungslinien aus der dem Riemen erteilten Dehnung oder rechnermäßig aus der mittleren Dehnungszahl  $\alpha$  des verwandten Übertragungsmittels:

$$\sigma_v = \frac{\varepsilon}{\alpha}. \quad (651)$$

Ein gut vorgereckter Riemen von 15 m Länge und 6 mm Stärke, der beim Aufbringen auf die Scheiben um  $\varepsilon = 1,5\%$  oder  $0,015 \cdot 1500 = 22,5$  cm gestreckt wird, bekommt bei dem Bachschen Mittelwerte für  $\alpha = \frac{1}{2250}$  cm<sup>2</sup>/kg:

$$\sigma_v = \frac{\varepsilon}{\alpha} = 0,015 \cdot 2250 = 33,8 \text{ kg/cm}^2$$

Spannung und weist auf Streifen von je 1 cm Breite eine Spannkraft von:

$$c_v = \sigma_v \cdot s = 33,8 \cdot 0,6 = 20,3 \text{ kg/cm}$$

auf, der ein doppelt so hoher Achsdruck von 40,6 kg/cm Riemenbreite bei zwei gleich großen Scheiben entspricht.

Nach Abb. 2039 würde  $\sigma_v = 33,8$  kg/cm<sup>2</sup> 1,65% Dehnung verlangen.

Die Erzeugung der Spannung durch Dehnung setzt große Elastizität des Übertragungsmittels voraus, wenn schädliche Wirkungen durch Wärme, Feuchtigkeit oder Belastungswechsel und zu häufiges Nachspannen vermieden werden sollen. Sie wird vor allem bei mittleren und kleinen Achsentfernungen benutzt. Im allgemeinen sind niedrige Spannungen vorteilhafter, weil ihnen größere Elastizität entspricht.

3. Erzeugung der Spannung durch künstliche Belastung, Abb. 2009 und 2010. Nach dem Parallelogramm der Kräfte ist die Belastung so auf die Trümer zu verteilen, daß in beiden gleich große Kräfte entstehen, wenn der Widerstand der Belastungsrolle vernachlässigt wird. Im Fall der Abb. 2009 kann z. B. die Federkraft  $F$  nach Abb. 2037 durch eine gleichgerichtete Kraft  $P = F \cdot \frac{a}{b}$  an der Rollenachse ersetzt werden, die man zunächst in Richtung des Stützarmes und der Resultierenden der Riemenkräfte zerlegt, deren Richtung durch die Winkelhalbierende  $MS$  gegeben ist. Man findet so das Dreieck  $ABC$  und aus  $AC$  die im Riemen wirkenden Kräfte  $CD$  und  $DA$  und damit  $c_v = \frac{CD}{b}$  kg/cm und  $\sigma_v = \frac{CD}{b \cdot s}$  kg/cm<sup>2</sup>.

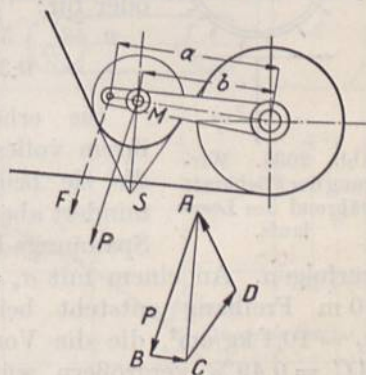


Abb. 2037. Ermittlung der Kräfte im Riemen bei künstlicher Belastung.

Künstliche Belastung gestattet, die Spannungen unveränderlich und unabhängig von äußeren Einflüssen zu machen, im übrigen aber in beliebiger Weise zu regeln und dem Betriebe anzupassen. Die Ausführungskosten sind größer und der Wirkungsgrad durch den Widerstand der Spannrolle etwas ungünstiger, sofern nicht die im allgemeinen geringeren Spannungen im Riemen ausgleichend wirken. Die Achsentfernungen können gering sein — ein in vielen Fällen ausschlaggebender Gesichtspunkt. Spannrollen finden an Riementrieben, in neuerer Zeit auch an Seiltrieben immer weitere Anwendung.

4. Druckrollen nach Abb. 2011 erzeugen im leerlaufenden Riemen überhaupt keine Vorspannungen, lassen auch das lose Trum während des Betriebes spannungsfrei.

## 2. Spannungsverhältnisse während des Leerlaufs.

Läuft ein Riemen leer, d. h. ohne irgendwelche Umfangskraft zu übertragen, so tritt die Fliehkraft der Riementteile, die über die Scheiben laufen, in Wirkung. Ist  $\gamma$  das Ein-



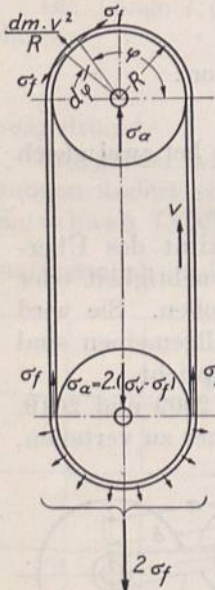
heitsgewicht des Leders in  $\text{kg}/\text{dm}^3$ , so wird die Fliehkraft des vom Winkel  $d\varphi$ , Abb. 2038, eingeschlossenes Masseteilchens  $dm$  eines Streifens von  $1 \text{ cm}^2$  Querschnitt:

$$\frac{dm \cdot v^2}{R} = \frac{\gamma \cdot 1 \cdot R \cdot d\varphi}{10g} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} \cdot d\varphi.$$

Ihr wird das Gleichgewicht durch die beiden Spannungen  $\sigma_f$  gehalten, deren Größe aus der in radialer Richtung geltenden Bedingung:

$$\frac{dm \cdot v^2}{R} = 2\sigma_f \cdot \frac{d\varphi}{2}, \quad \sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} \tag{652}$$

folgt. Diese Spannung entsteht nicht allein in den gekrümmten Teilen des Riemen auf den Scheiben, sondern auch in den geraden, wie aus der Betrachtung des unteren Teils der Abb. 2038 hervorgeht. Die radial nach außen wirkenden Fliehkräfte liefern insgesamt eine nach unten gerichtete Kraft:



$$\int_0^\pi \frac{dm \cdot v^2}{R} \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi = 2 \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = 2\sigma_f,$$

der nur durch zwei Spannkraften  $\sigma_f$  in den beiden Trümmern das Gleichgewicht gehalten werden kann. Der ganze Riemen kommt unter die Spannung  $\sigma_f$ .  $\sigma_f$  ist lediglich vom Quadrat der Laufgeschwindigkeit  $v$ , nicht aber vom Scheibendurchmesser  $R$  abhängig.

Bei einem Einheitsgewicht von  $\gamma = 1,0 \text{ kg}/\text{dm}^3$  wird die Fliehschpannung

$$\sigma_f = \frac{1,0 \cdot v^2}{10 \cdot 9,81} = 0,0102 v^2$$

oder für:

$v$	5	10	15	20	25	30	40	50	m/sek
$\sigma_f$	0,26	1,02	2,30	4,08	6,38	9,18	16,32	25,5	$\text{kg}/\text{cm}^2$

Abb. 2038. Wirkung der Fliehkraft während des Leerlaufs.

Sie erhöht die oben berechnete Vorspannung, jedoch nicht ihrem vollen Betrag entsprechend, weil die Streckung des Riemen, die sie bedingt, den Durchhang vergrößert. Dieser Umstand vermindert aber die Spannung wieder. Das läßt sich leicht an Hand der Spannungs-Dehnungslinie und der Durchhangkurve, Abb. 2036 und 2039, verfolgen.

An einem mit  $\sigma_v = AB = 6 \text{ kg}/\text{cm}^2$ , Abb. 2039, vorgespannten Riemen von 10 m Freihang entsteht bei 31,5 m/sek Geschwindigkeit eine Fliehschpannung von  $\sigma_f = 10,1 \text{ kg}/\text{cm}^2$ , die die Vorspannung auf  $CD = 16,1 \text{ kg}/\text{cm}^2$  und die Dehnung um  $AC = 0,49\%$  vergrößern würde, wenn beide sich summieren. Im gleichen Maße wächst aber der Durchhang des Riemen; aus Abb. 2036 findet man, von der Vorspannung  $A'B'$  auf der Kurve für 10 m Spannweite ausgehend, durch Abtragen von  $A'C' = 0,49\%$ , daß dadurch die Spannung auf  $2,6 \text{ kg}/\text{cm}^2$  sinken und ein Spannungsunterschied von  $16,1 - 2,6 = 13,5 \text{ kg}/\text{cm}^2$  entstehen würde. Das ist nicht möglich. Den richtigen Wert findet man durch Probieren oder an Abb. 2039. Dort ist nach dem Vorgange von Kutzbach auf der Spannungs-Dehnungslinie  $BDE$  von Riemenleder der Punkt  $B$  in Höhe der Vorspannung  $\sigma_v$ , unter der der Riemen stand, gesucht und in ihm das Spiegelbild der Linie für 10 m Durchhang aus Abb. 2036 angetragen. Dadurch wird erreicht, daß die Formänderungen für senkrecht übereinander liegende Punkte der beiden Kurven entgegengesetzt gleich werden. Durch Einpassen der Größe  $\sigma_f = 10,1 \text{ kg}/\text{cm}^2$  findet man leicht, daß sich Dehnung und Durchhang bei  $\sigma_0 = 13 \text{ kg}/\text{cm}^2$  Gesamtspannung ausgleichen, eine Spannung, die sich aus  $\sigma'_0 = 2,9 \text{ kg}/\text{cm}^2$  freier und  $\sigma_f = 10,1 \text{ kg}/\text{cm}^2$  Fliehschpannung zusammensetzt. Die freie Spannung  $\sigma'_0$  ist für die Größe des Durchhangs maßgebend, der im vorliegenden Falle bei Leerlauf erheblich



von 2,1 auf 4,8% steigt. Große Vorspannungen erhöhen die Fliehkraft nur ganz unbedeutend, wie in Abb. 2039 am Punkte *E* für  $\sigma_v = 30 \text{ kg/cm}^2$  gezeigt ist, weil dort die Durchhanglinie sehr steil verläuft. Die freie Spannung ergibt sich in dem Falle annähernd zu  $\sigma_v - \sigma_f$ . In vollem Maße tritt das bei senkrecht übereinander angeordneten Scheiben ein, bei denen die Wirkung des Durchhangs wegfällt.

Die Fliehspannungen vermindern die Achsdrucke; denn die Schleuderwirkung der Riementeilchen eines Streifens von  $1 \text{ cm}^2$  Querschnitt läßt sich nach Abb. 2038 unten zu einer Mittelkraft  $2 \sigma_f$  zusammenfassen, die nach außen, also dem Druck auf die Achse entgegengesetzt gerichtet ist. Daraus ergibt sich die sogenannte Achsspannung beim Leerlauf senkrecht angeordneter Triebe:

$$\sigma_a = 2 \sigma_v - 2 \sigma_f \tag{653}$$

und der durch den ganzen Riemen erzeugte Achsdruck:

$$A = 2 b \cdot s (\sigma_v - \sigma_f). \tag{654}$$

Für  $\sigma_f = \sigma_v$  wird der Achsdruck Null; eine Kraftübertragung ist bei der zugehörigen Grenzgeschwindigkeit:

$$v = \sqrt{\frac{10 g \cdot \sigma_v}{\gamma}}, \tag{655}$$

die sich aus  $\sigma_v = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g}$  ergibt, unmöglich, weil die zur Reibung nötige Anpressung wegfällt.

Bei schräg oder wagrecht angeordneten Trieben läßt der Durchhang den Achsdruck niemals völlig verschwinden, weil der Riemen sich von den Scheiben nicht abheben kann, sondern mit dem der freien Spannung entsprechenden Achsdruck angepreßt und mitgenommen wird. In Abb. 2040 sind die Verhältnisse an einem sehr leichten Doppelriemen von 400 mm Breite, 7 bis 8 mm Stärke und einem Einheitsgewicht  $\gamma = 0,82 \text{ kg/dm}^3$ , den Kammerer zu seinen Versuchen benutzte, nach dem an Abb. 2039 erläuterten Verfahren ermittelt. Die Fliehspannung nimmt nach der eingezeichneten Parabel ab und erreicht im Punkte *A* bei  $v = \sqrt{\frac{10 \cdot 9,81 \cdot 13,3}{0,82}} = 39,9 \text{ m/sek}$  die Größe der Vorspannung von  $13,3 \text{ kg/cm}^2$ . Bei senkrechter Lage der Scheiben zueinander würde damit die Betriebsgrenze gegeben sein. An einem wagrechten Trieb mit 5 m Achsentfernung entstehen dagegen die in den strichpunktierten Linien wiedergegebenen freien Spannungen  $\sigma'_0$  und Gesamtspannungen  $\sigma_0$  bei den verschiedenen Laufgeschwindigkeiten. Der Betrieb ist auch bei mehr als 39,9 m/sek möglich; zu beachten ist aber, daß  $\sigma_0$  von 32 m/sek ab sehr rasch wächst und den Riemen hoch beansprucht. Die stark ausgezogenen Linien geben Versuche von Kammerer bei steigender und fallender Geschwindigkeit wieder, die noch bei 30 m/sek nur wenig über der Parabel lagen und — weil sie nicht weiter getrieben wurden — zu dem falschen Schluß führten, daß die Achsspannung auch weiterhin der Parabel entsprechend abnehmen müsse.

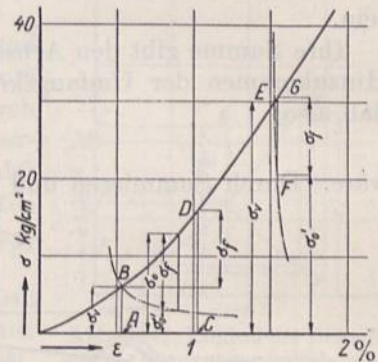
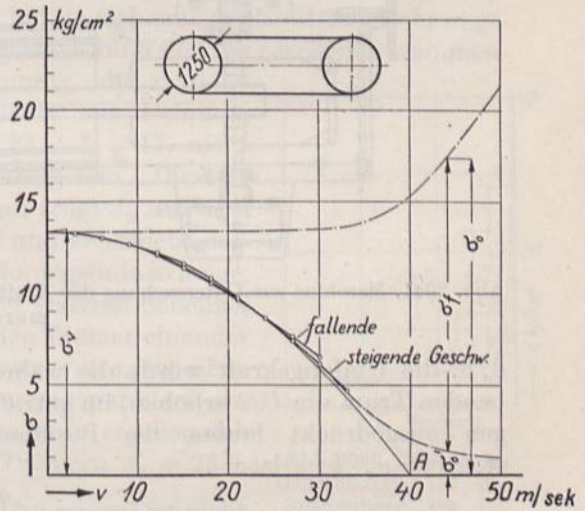


Abb. 2039. Zur Ermittlung der Spannung in einem leer laufenden Riementrieb.





### 3. Spannungsverhältnisse im arbeitenden Riemen.

Überträgt der Riemen Arbeit, indem er eine Umfangskraft  $U$  von der treibenden Scheibe an die getriebene weitergibt, so tritt im ziehenden Trum eine größere Kraft  $S_1$  als im gezogenen —  $S_2$  — auf. Zunächst seien die Verhältnisse bei geringen Laufgeschwindigkeiten, bei denen die Fliehspannung vernachlässigt werden kann, untersucht. Der Unterschied der Kräfte muß der Umfangskraft  $U$  entsprechen, mithin:

$$S_1 - S_2 = U$$

sein.

Ihre Summe gibt den Achsdruck  $A$ , von dem man früher annahm, daß er durch das Hinzukommen der Umfangskraft  $U$  gegenüber dem Leerlauf nicht verändert würde, daß also:

$$S_1 + S_2 = A_v$$

wäre. Durch Summieren und Abziehen der beiden Gleichungen folgte:

$$S_1 = \frac{A_v + U}{2}; \quad S_2 = \frac{A_v - U}{2}, \quad (656)$$

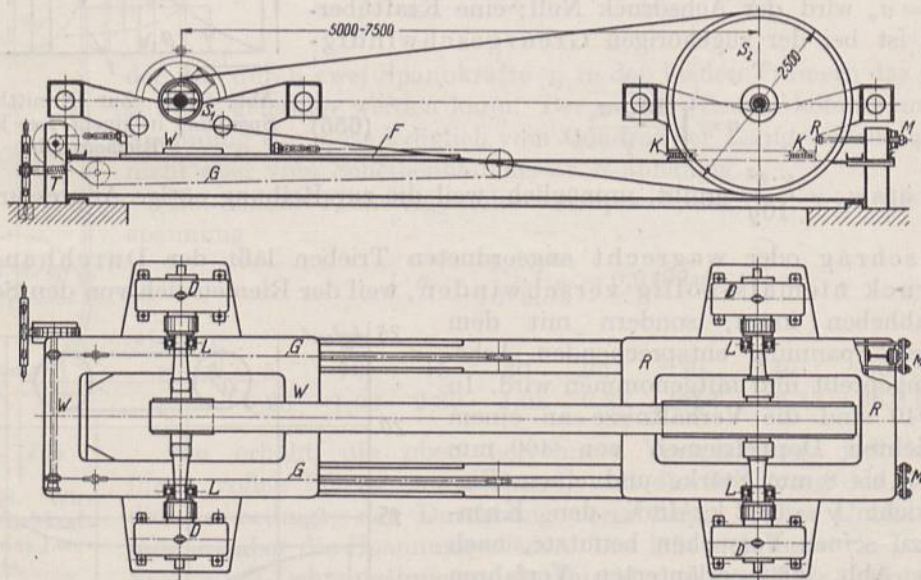


Abb. 2041. Maschine zur Untersuchung der Kraft- und Spannungsverhältnisse an Riementrieben von Kammerer. M. 1: 100.

d. h. die Umfangskraft würde die während des Leerlaufs vorhandenen Kräfte im treibenden Trum um  $U/2$  erhöhen, im getriebenen um  $U/2$  vermindern. Durch die Spannungen ausgedrückt lauten die Beziehungen, unter Beachtung, daß der Achsdruck  $A_v = 2 \cdot \sigma_v \cdot b \cdot s$  ist:

$$\sigma_1 = \sigma_v + \frac{\sigma_n}{2}, \quad \sigma_2 = \sigma_v - \frac{\sigma_n}{2}. \quad (657)$$

In Wirklichkeit bleibt aber der Achsdruck größer, eine Tatsache, die namentlich die im größten Maßstabe durchgeführten Versuche Kammerers [XXVI, 6 u. 7] dargetan haben. Bei seiner Versuchsmaschine, Abb. 2041, läuft der Riemen über zwei Scheiben  $S_1$  und  $S_2$ , von denen  $S_2$  in dem auf Kugeln  $K$  sehr leicht beweglichen Meßrahmen  $R$  gelagert, aber durch zwei Meßdosen  $M$  abgestützt ist, die den Achsdruck auch während des Betriebs festzustellen gestatten. Die andere,  $S_1$ , liegt in einem auf einer Gleitführung  $F$  verschiebbaren Spannrahmen  $W$ , mit dem die Riemenlänge und die Vorspannung durch zwei Gallsche Ketten  $G$  und einen Schneckentrieb  $T$  eingestellt wird. Die Wellen laufen in je zwei Kugellagern  $L$  und tragen beiderseits fliegend die







den Einflüsse 1. und 2. dient schließlich Abb. 2044. Bei jeder durch größeren oder kleineren Durchhang verursachten Spannungsänderung erfahren die Trümer auch die den Spannungen entsprechenden elastischen Verkürzungen und Verlängerungen. In Abb. 2044 wurden demgemäß an die Größen  $\frac{l}{a}$  aus Abb. 2036 für die einzelnen Spannweiten  $a$  die zu den entstehenden Spannungen gehörigen Dehnungen aus Abb. 2042 in gleichem Maßstabe angetragen, wie beispielweise für  $a = 15$  m strichpunktiert gezeigt ist. Die so entstehenden Kennlinien und Charakteristiken von Riementrieben gelten für die daran geschriebenen Spannweiten.

Im eben behandelten Falle erhält man unter Berücksichtigung beider Einflüsse an Hand des im Punkte  $B$  aufgetragenen Spiegelbildes der Kurve für 15 m Freihang  $\sigma_1 = 25,6$  und  $\sigma_2 = 5,6$ , im Mittel aber  $15,6 \text{ kg/cm}^2$ , einen Wert, der zwischen den beiden oben errechneten liegen muß, weil der Riemen im zweiten Falle ganz unelastisch vorausgesetzt war.

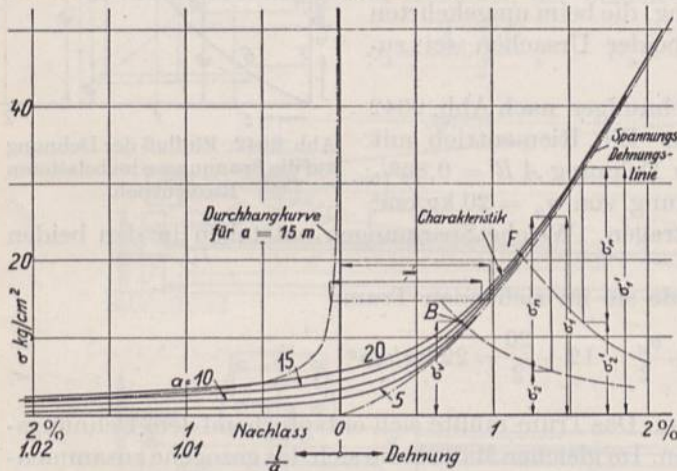


Abb. 2044. Riemenkennlinien nach Kutzbach.

Bei hohen Geschwindigkeiten macht sich die Fliehkraft dadurch geltend, daß sie nach Abb. 2039 einen Teil der Vorspannung in Anspruch nimmt. Zur annähernden, aber praktisch genügend genauen Ermittlung geht man wie folgt vor: Für einen Riemen von 15 m Freihang und  $30 \text{ kg/cm}^2$  Vorspannung, der bei  $31,5 \text{ m/sec}$  Geschwindigkeit  $\sigma_n = 20 \text{ kg/cm}^2$  Nutzspannung aufnehmen soll, trägt man zunächst in Abb. 2039 im Vorspannungspunkt  $E$  der Spannungs-Dehnungs-linie die Durch-

hangkurve für  $a = 15$  m an und paßt  $\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{1,0 \cdot 31,5^2}{10 \cdot 9,81} = 10,1 \text{ kg/cm}^2$  senkrecht zwischen beiden Linien als Strecke  $FG$  ein. Die Ordinate unter  $F$  gibt dann die freie Spannung  $\sigma'_0 = 20,6 \text{ kg/cm}^2$  während des Leerlaufes an. Sie bildet in Abb. 2044 den Ausgangspunkt  $F$  bei der Ermittlung der Spannungsverteilung mit Hilfe der Riemenkennlinie für 15 m Freihang, deren in  $F$  aufgetragenes Spiegelbild durch Einpassen von  $\sigma_n = 20 \text{ kg/cm}^2$  die freien Spannungen  $\sigma'_1 = 31,7$  und  $\sigma'_2 = 11,7 \text{ kg/cm}^2$  in den beiden Trümmern liefert. Die Höchstspannungen sind noch um die Fliehschpannung  $\sigma_f = 10,1 \text{ kg/cm}^2$  größer, betragen also im ziehenden Trum  $41,8$ , im gezogenen  $21,8 \text{ kg/cm}^2$ .

Genauer, aber umständlicher ist das folgende, von Stiel [XXVI, 10] angegebene Verfahren. Ausgehend von dem der Vorspannung  $\sigma_v$  entsprechenden Punkte  $E$  der Abb. 2045a erhält man bei Leerlauf die freie Spannung  $\sigma'_0 = DF$  und die Gesamtspannung  $\sigma'_0 + \sigma_f = DG$  in den beiden Trümmern. Für Spannungsveränderungen durch die Nutzlast stehen nun die stark ausgezogenen Zweige der Dehnungs-linie oberhalb des Punktes  $G$  und der Durchhangkurve unterhalb des mit  $F$  auf gleicher Höhe liegenden Punktes  $F'$  zur Verfügung, da die dazwischen liegenden Stücke durch  $\sigma_f$  in Anspruch genommen sind. Bei der Ermittlung der Kennlinie zur Bestimmung der freien Spannungen in den beiden Trümmern kommen also verschiedene, um die Spannung  $\sigma_f$  gegeneinander verschobene Teile der Spannungs-Dehnungs-linie und der Durchhangkurve in Betracht, so daß sich für jede Fliehschpannung oder Laufgeschwindigkeit eine besondere Kennlinie ergibt. Man findet sie, indem man die Spannungs-Dehnungs-linie entsprechend der Ordinate  $\sigma_f$  gekürzt und nach unten verschoben vom Punkte  $O$  aus aufträgt, so daß z. B.  $OG'$  der Strecke  $HG$  entspricht. Ihre Abszissen trägt man an der Durch-



hanglinie an. Abb. 2045b stellt die so erhaltenen Kennlinien bei  $a = 10$  m Freihang und 0 bis 50 m/sek Geschwindigkeit dar.

An einem Riemen von  $\sigma_v = 25$  kg/cm<sup>2</sup> Vorspannung entsteht bei 40 m/sek Geschwindigkeit oder  $\sigma_f = 16,3$  kg/cm<sup>2</sup> nach Abb. 2045a eine freie Leerlaufspannung  $\sigma'_0 = 10,5$  kg/cm<sup>2</sup>. Sie gibt auf der Kennlinie für 40 m/sek den Ausgangspunkt A für die Ermittlung der freien Spannungen in den Trümmern, wobei zu beachten ist, daß die Hauptabbildung b im doppelten Maßstabe wie die Nebenabbildung a gezeichnet ist. Paßt man nun die Nutzspannung  $\sigma_n$  zwischen der Hauptkurve und ihrem in A angetragenen Spiegelbild ein, so findet man bei  $\sigma_n = 15$  kg/cm<sup>2</sup> als freie Spannung im ziehenden Trum  $\sigma'_1 = 19,8$ , im gezogenen  $\sigma'_2 = 4,8$  kg/cm<sup>2</sup>. Bei 20 m/sek würde sie, wie aus dem Spannungsdreieck in B folgt, 29,3 und 14,3 kg/cm<sup>2</sup> betragen.

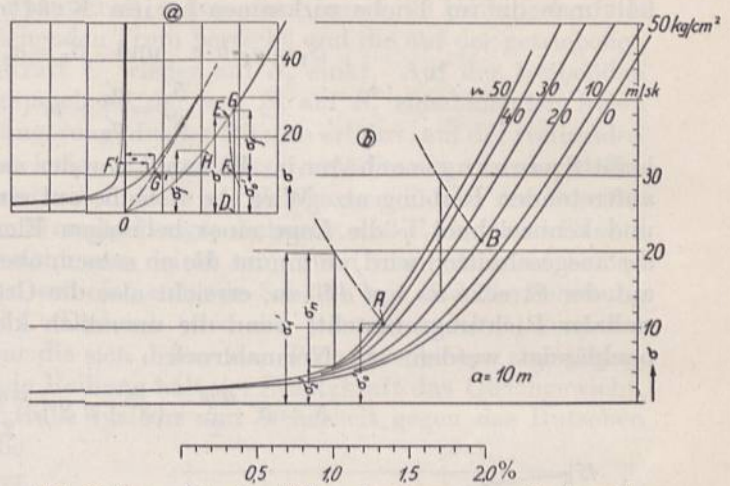


Abb. 2045a und b. Ermittlung der Spannungen in einem belasteten Riementrieb nach Stiel.

Die Summe der freien Spannungen  $\sigma'_1 + \sigma'_2$  ist der auf einen Quadratcentimeter des Riemenquerschnitts bezogene Achsdruck oder die sogenannte Achsspannung  $\sigma_a$ . Sie wurde in Abb. 2046 neben den Spannungen  $\sigma'_2$  im losen und  $\sigma'_1$  sowie  $\sigma_1$  im ziehenden Trum bei verschiedenen Geschwindigkeiten aufgetragen. Die Linien zeigen deutlich die zunächst rasche, dann langsamere Abnahme der Achsspannung  $\sigma_a$ , aber auch die Steigerung der Höchstspannung  $\sigma_1$  bei großen Geschwindigkeiten.

Die Abweichungen gegenüber dem vorher behandelten Näherungsverfahren gibt die gestrichelte Linie für die freie Spannung  $\sigma'_2$  im gezogenen Trum. Bei 30 m/sek beträgt der Unterschied  $9,8 - 9,5 = 0,3$  kg/cm<sup>2</sup>, bei 50 m/sek steigt er auf  $3,6 - 3,0 = 0,6$  kg/cm<sup>2</sup>.

In Abb. 2047 sind für den von Kammerer benutzten, sehr leichten Doppelriemen die errechneten halben Achsspannungen als strichpunktierte Linie bei 14,7 kg/cm<sup>2</sup> Vor- und 5,3 und 8 kg/cm<sup>2</sup> Nutzspannung aufgetragen. Tatsächlich ergaben sich bei den Versuchen noch höhere Werte, die durch die ausgezogenen Linien dargestellt sind.

Bei schräger Lage des Triebes kommt die Durchhangspannung in geringerem Maße, bei senkrechter, wie schon erwähnt, überhaupt nicht zur Geltung. Schräge Riementriebe bieten daher um so größere Betriebschwierigkeiten, je steiler sie angeordnet sind. Der Einfluß des Durchhangs läßt sich durch Einsetzen der wagrechten Entfernung  $a'$  der beiden Berührungspunkte C und D des Riemens an den Scheiben, Abb. 2035, verfolgen.

Die vorstehenden Entwicklungen vernachlässigen die Längenänderungen, welche die Riemenstücke, die sich auf den Scheiben befinden, unter den verschiedenen Betriebsbedingungen erleiden und haben ferner zur Voraussetzung, daß die freihängenden Längen der Trümm gleich groß sind und bleiben. Den ersten Fehler hat Schulze-Pillot näher erörtert [XXVI, 11]. Was den zweiten anlangt, so ist tatsächlich das obere Trum

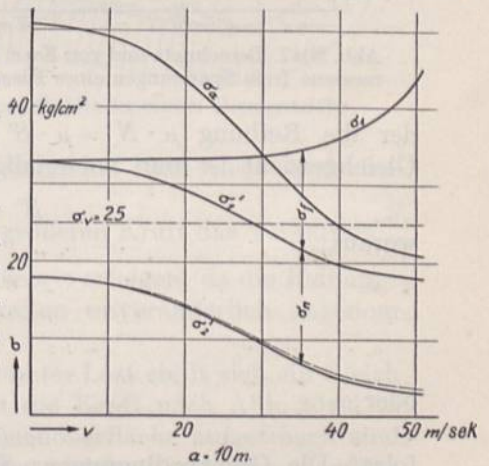


Abb. 2046. Spannungen in einem Riementrieb von 10 m Freihang,  $\sigma_v = 25$  kg/cm<sup>2</sup> Vor- und  $\sigma_n = 15$  kg/cm<sup>2</sup> Nutzspannung bei verschiedenen Laufgeschwindigkeiten.



von vornherein kürzer als das untere, weil die Scheibenumfänge von jenem innen, von diesem aber außen berührt werden, Abb. 2035. Praktisch sind aber diese Unterschiede gering; bei der Unsicherheit, die durch die Veränderlichkeit der Dehnungszahl in die Betrachtung kommt, dürfen sie vernachlässigt werden.

Durch Multiplikation der Spannungen  $\sigma'_1$  und  $\sigma'_2$  mit den Riemenquerschnitten erhält man die im Triebe wirksamen freien Kräfte:

$$S'_1 = \sigma'_1 \cdot b \cdot s \quad \text{und} \quad S'_2 = \sigma'_2 \cdot b \cdot s. \tag{658}$$

$$\frac{S'_1}{S'_2} = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = m \tag{659}$$

heißt Spannungsverhältnis. Es hängt von der zwischen dem Riemen und der Scheibe auftretenden Reibung ab. Wird die Scheibe auf einem Bogen  $\omega$ , Abb. 2048, umspannt und kennzeichnet  $\varphi$  die Lage eines beliebigen Elementes von der Länge  $ds$ , das von  $d\varphi$  ausgeschnitten wird, so nimmt die an seinem oberen Ende herrschende Spannkraft  $S'$  auf der Strecke  $ds$  um  $dS'$  zu, erreicht also die Größe  $S' + dS'$  am anderen Ende. In radialer Richtung entsteht, wenn die unendlich kleinen Größen zweiter Ordnung vernachlässigt werden, ein Normaldruck:

$$N = S' \cdot \frac{d\varphi}{2} + (S' + dS') \cdot \frac{d\varphi}{2} = S' \cdot d\varphi,$$

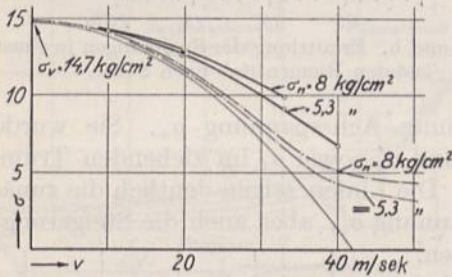


Abb. 2047. Berechnete und von Kammerer gemessene freie Spannungen eines Riementriebes.

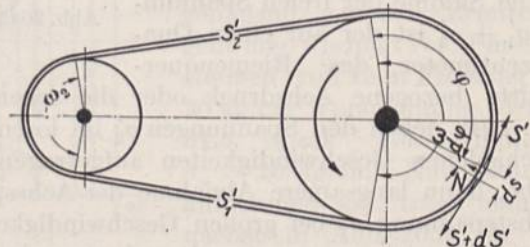


Abb. 2048. Zur Ermittlung der Spannkraften in einem Riementriebe.

der die Reibung  $\mu \cdot N = \mu \cdot S' \cdot d\varphi$  längs der Scheibenoberfläche hervorruft. Zum Gleichgewicht ist nun notwendig:

$$S' + dS' - S' - \mu \cdot S' \cdot d\varphi = 0,$$

woraus:

$$dS' = \mu \cdot S' \cdot d\varphi,$$

$$\frac{dS'}{S'} = \mu \cdot d\varphi,$$

$$\ln S' = \mu \cdot \varphi + C$$

oder:

$$S' = C \cdot e^{\mu\varphi}$$

folgt. Die Grenzbedingungen:  $S' = S'_2$  für  $\varphi = 0$  und  $S' = S'_1$  für  $\varphi = \omega$  führen zu  $C = S'_2$  und der Eytelweinschen Formel:

$$S'_1 = S'_2 \cdot e^{\mu\omega}. \tag{660}$$

Die Grundlage derselben bildet das Coulombsche Gesetz, daß die Reibung verhältnismäßig dem Normaldruck  $N$  ist, daß also  $\mu$  unveränderlich und unabhängig von der Laufgeschwindigkeit und Größe der Berührungsfläche oder auf Riementriebe bezogen, unabhängig vom Scheibendurchmesser sei.  $S'_1$  wächst nach der Formel um so mehr, je größer der umspannte Bogen und je größer die Reibungszahl  $\mu$  ist.

Das Verhältnis

$$\frac{U}{S'} = \frac{\sigma_n}{\sigma'_1} = \frac{S'_1 - S'_2}{S'_1} = 1 - \frac{1}{e^{\mu\omega}} = \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}}$$



gibt an, welchen Anteil die Umfangskraft  $U$  an der nutzbaren Kraft  $S_1$  im ziehenden Trum hat und wird nach Boesner als Ausbeute bezeichnet; je größer diese Zahl ist, desto besser wird der Riemen ausgenutzt.

An einem Riemen tritt beim Laufen ein ständiger Wechsel der freien Spannkraften in den Grenzen  $S'_1$  und  $S'_2$  auf. Das lose Trum steht unter der Wirkung von  $S'_2$ , Abb. 2049, auf der treibenden Scheibe steigt die Spannkraft, indem der Riemen die Umfangskraft  $U$  aufnimmt, auf  $S'_1$ , die durchweg im ziehenden Trum herrscht und die auf der getriebenen Scheibe durch Abgabe der Umfangskraft  $U$  wieder auf  $S'_2$  sinkt. Auf der treibenden Scheibe streckt sich der Riemen entsprechend der von  $S'_2$  auf  $S'_1$  zunehmenden freien Kraft; seine Teile müssen um die Verlängerung, die der Riemen erfährt, auf der treibenden Scheibe gleiten; auf der getriebenen kriecht der Riemen um dieselbe Strecke wieder ein. Das Gleiten verteilt sich nun gewöhnlich nicht auf der ganzen Fläche der Scheibe, auf welcher der Riemen aufliegt; schon Grashof zeigte vielmehr, daß Ruhe- und Gleitbögen zu unterscheiden sind. Das sieht man leicht ein, wenn man einen an beiden Enden gleich stark belasteten Riemen auf eine ruhende Scheibe legt und die Belastung des einen Endes  $A$  allmählich erhöht. Dadurch wird der Riemen gedehnt, zunächst aber lediglich in der Nähe von  $A$ . Nur die sich dehnenden Teile verschieben sich gegenüber der Scheibe; die dabei entstehende Reibung hält der Zusatzkraft das Gleichgewicht, während die übrigen Riementeile in Ruhe bleiben und Sicherheit gegen das Rutschen des ganzen Riemen auf der Scheibe bieten. Bei weiterer Erhöhung der Kraft in  $A$  schreitet das Gleiten fort, bis schließlich der Riemen zum Rutschen neigt, wenn der Vorgang das Ende des Umschlingungsbogens erreicht. Unter Rutschen ist hierbei die schädliche Bewegung des ganzen Riemen auf der Scheibe zu verstehen, unter Gleiten die beim normalen Lauf auftretende und unvermeidliche Verschiebung der Riementeilchen durch die elastischen Formänderungen.

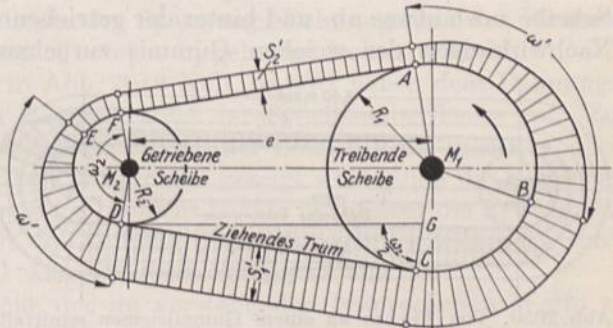


Abb. 2049. Spannkraften in einem Riementriebe.

Auch die Betrachtung der Formel  $\frac{S'_1}{S'_2} = e^{\mu \omega}$  führt zur Annahme eines Gleit- und eines

Ruhebogens. Wenn nämlich bei der Übertragung einer größeren Kraft das Verhältnis  $\frac{S'_1}{S'_2}$  zunimmt, so kann das nur durch Vergrößerung des Winkels  $\omega$  erfolgen, da die Reibungszahl  $\mu$  bei gegebenen Werkstoffen und Geschwindigkeiten unveränderlich angenommen ist.

Während des Laufes eines Riementriebs unter bestimmter Last stellt sich ein Gleichgewichtszustand ein. Auf der getriebenen Scheibe fällt die Kraft nach Abb. 2049, wo die Spannkraften schematisch jeweils senkrecht zur Riemenoberfläche aufgetragen sind, auf der Strecke  $DE$  von  $S'_1$  auf  $S'_2$ , indem sich der Riemen gleichzeitig entsprechend zusammenzieht. Auf dem Ruhebogen  $EF$  und im losen Trum herrscht die Spannkraft  $S'_2$ . Auf der treibenden Scheibe reckt sich der Riemen; die Kraft steigt unter Gleiten auf der Strecke  $AB$  von  $S'_2$  auf den Betrag  $S'_1$ , der in  $B$  erreicht wird und auf dem Ruhebogen  $BC$  sowie im ziehenden Trum unverändert bleibt. Die in den Trümmern herrschenden Spannkraften werden jeweils in den Ablaufpunkten  $D$  und  $A$  des Riemen erreicht; sie bleiben beim Auflauf noch innerhalb der Ruhewinkel erhalten. Die Gefahr des Rutschens und der Störung des Betriebs tritt ein, wenn die Sicherheitsstrecken  $EF$  oder  $BC$  Null werden. Die Gleitbögen lassen sich bei bekanntem  $\mu$  aus:

$$\omega' = \frac{1}{\mu} \ln \frac{S'_1}{S'_2} \tag{661}$$



berechnen, während für den Umspannungsbogen  $\omega_2$  an der kleinen Scheibe eines offenen Riementriebes nach Abb. 2049 aus dem Dreieck  $DGC$ :

$$\cos \frac{\omega_2}{2} = \frac{CG}{DG} = \frac{R_1 - R_2}{e} = \frac{D_1 - D_2}{2e} \tag{662}$$

folgt. Vgl. [XXVI, 12].

Durch Messungen konnte Fieber [XXVI, 13] die Richtigkeit der gemachten Ausführungen unmittelbar nachweisen. Infolge des Streckens nimmt nämlich die Eigengeschwindigkeit des Riemens zwischen  $A$  und  $B$  zu, durch das Zusammenziehen zwischen  $D$  und  $E$  wieder ab. Die kleinste Geschwindigkeit herrscht im gezogenen, die größte im ziehenden Trum. Auf den Ruhebogen stimmen die Umfangsgeschwindigkeiten der Scheiben mit derjenigen des daraufliegenden Bandes überein, so daß also die getriebene Scheibe stets geringere Geschwindigkeit als die treibende haben muß. Vergleiche Abb. 2050, wo die von Fieber mit einem Tachometer gemessenen Geschwindigkeiten eines sehr dehnbaren, auf zwei Scheiben gleichen Durchmessers laufenden Gummiriemens senkrecht zur Riemenlinie aufgetragen wurden. Die konzentrisch zum Riemen gezogenen dünnen Linien gestatten die Geschwindigkeit der Riemenpunkte abzulesen. Auf dem Ruhebogen  $FE$  der getriebenen Scheibe wurden 5,09 m/sek festgestellt, die auf 5,29 m/sek im Punkte  $D$  stiegen, während an der Treibscheibe 5,39 zwischen  $CB$  und 5,13 m/sek in  $A$  gemessen wurden. Daß die Geschwindigkeiten nach Verlassen der treibenden Scheibe noch etwas ab- und hinter der getriebenen etwas zunehmen, dürfte auf elastische Nachwirkungen des weichen Gummis zurückzuführen sein. An den Scheiben selbst

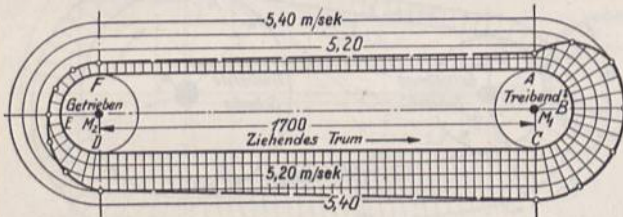


Abb. 2050. Von Fieber an einem Gummiriemen ermittelte Geschwindigkeiten.

wurden 5,38 und 5,10 m/sek gemessen. Die Ruhewinkel  $FM_2E$  und  $CM_1B$  sind im Gegensatz zur Formel (661) verschieden, und zwar ist der auf der getriebenen Scheibe kleiner, so daß dort zuerst ein Rutschen zu befürchten sein wird.

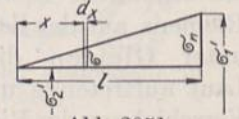


Abb. 2051.

Den Geschwindigkeitsverlust, der zwischen den beiden Scheiben eintritt, drückt man durch den Dehnungsschlupf  $\psi$  aus. Er ist durch die Strecken, um welche der Riemen sich reckt oder zusammenzieht und um die er auf den Scheiben gleitet, gekennzeichnet. Betrachtet man die treibende Scheibe, so wächst die freie Spannung auf dem Gleitbogen, dessen Länge  $l$  cm betrage, von  $\sigma'_2$  auf  $\sigma'_1$ , also um  $\sigma_n$  kg/cm<sup>2</sup>. Nimmt man als erste Annäherung geradlinige Zunahme dieser Spannung nach Abb. 2051 an, wo der Bogen  $l$  gerade gestreckt dargestellt ist, so steht ein Riemenstückchen von der Länge  $dx$  in der Entfernung  $x$  vom Anfang des Gleitbogens unter der Mehrspannung  $\sigma = \frac{\sigma_n \cdot x}{l}$  und erfährt eine Verlängerung  $dx \cdot \sigma \cdot \alpha$ . Die Verschiebung  $\lambda'$  des Endpunktes des Gleitbogens setzt sich aus den Einzelverlängerungen der Strecken  $dx$  zu:

$$\lambda' = \int dx \cdot \sigma \cdot \alpha = \int_0^l \frac{\alpha \cdot \sigma_n}{l} \cdot x dx = \frac{\alpha \cdot \sigma_n \cdot l}{2} = \frac{\epsilon \cdot l}{2}$$

zusammen. Um diese Größe müssen sich alle Riementeilchen während des Durchlaufens des Gleitbogens auf der Scheibe verschieben, um die gleiche Strecke bleibt aber auch der Riemen gegenüber der Scheibe zurück.  $\frac{\lambda'}{l} = \frac{\alpha \cdot \sigma_n}{2}$  kennzeichnet das Zurückbleiben im Verhältnis zur Länge  $l$ , den sogenannten relativen Schlupf auf der treibenden Scheibe. Auf der getriebenen zieht sich der Riemen wieder zusammen; für den relativen Schlupf ergibt sich aber die gleiche Größe, weil die Spannungsgrenzen dieselben sind.



Und da sowohl das Strecken auf der treibenden, wie das Zusammenziehen auf der getriebenen Scheibe ein Zurückbleiben der letzteren erzeugen, summiert sich die Wirkung beider Erscheinungen und gibt als Dehnungsschlupf des gesamten Triebes:

$$\psi = \frac{2\alpha \cdot \sigma_n}{2} = \alpha \cdot \sigma_n = \frac{\alpha \cdot k_n}{s}, \quad (663)$$

wenn  $k_n$  die auf 1 cm Breite übertragene Nutzkraft,  $s$  die Riemenstärke und  $\alpha$  die Dehnungszahl des Leders bedeuten. Versuche sowohl von Bach als auch von Kammerer bestätigten die Formel.

$$v_g = \frac{\psi \cdot v}{2} \quad (664)$$

gibt die Gleitgeschwindigkeit, mit der sich der Riemen gegenüber der einen oder der anderen Scheibe bewegt und

$$u = u_0 (1 - \psi) \quad (665)$$

die wirklich erreichte Übersetzung, wobei für die theoretische  $u_0$  die Riemenmittellinie maßgebend ist, so daß:

$$u_0 = \frac{D_1 + s}{D_2 + s} \quad (666)$$

wird, wenn  $D_1$  der Durchmesser der treibenden Scheibe ist.

Da  $\alpha \cdot \sigma_n$  durch die Dehnung  $\varepsilon_n$  ersetzt, also  $\psi = \varepsilon_n$  geschrieben werden kann, läßt sich die Größe des Schlupfes ohne weiteres der Spannungs-Dehnungslinie des Riemens entnehmen, wenn man die zur Spannung  $\sigma_n = \sigma'_1 - \sigma'_2$  gehörige Dehnung sucht.

Werden die Strecken  $EF$  und  $BC$  in Abb. 2049 Null, so tritt neben dem Dehnungsschlupf ein Verschieben des gesamten Riemens längs der Scheibenoberfläche auf. Zunächst erfolgt das mit geringer Geschwindigkeit, so daß der Betrieb noch weiter möglich ist, weil mit zunehmender Geschwindigkeit, wie später gezeigt wird, auch die Reibungszahl und damit die Übertragungsfähigkeit des Riemens steigt. Wird aber die Erwärmung des Fettes im Riemen zu groß, so läßt die Reibung plötzlich nach; es tritt ausgesprochenes Rutschen unter Störung und Aussetzen des Antriebes ein.

Um eine Vorstellung über die Größe der im vorstehenden besprochenen Werte zu geben, sei ein Zahlenbeispiel durchgerechnet.

**Zahlenbeispiel 1.** Ein Doppelriemen von  $b = 375$  mm Breite,  $s = 12$  mm Dicke und einem Einheitsgewicht von  $1,00$  kg/dm<sup>3</sup> übertrage zwischen einer treibenden Scheibe von  $D_1 = 4000$  und einer getriebenen von  $D_2 = 1650$  mm Durchmesser bei  $e = 7400$  mm Achsabstand eine Umfangskraft  $U = 806$  kg, entsprechend einer Nutzspannung von  $\sigma_n = \frac{U}{b \cdot s} = \frac{806}{37,5 \cdot 1,2} = 17,9$  kg/cm<sup>2</sup>. Der Riemen sei mit einer Vorspannung  $\sigma_v = 30$  kg/cm<sup>2</sup> aufgelegt; die treibende Scheibe laufe mit  $n_1 = 80$  Umläufen in der Minute. Vergleiche Zahlenbeispiel 3, Fall 5, Seite 1189.

Vorspannkraft während der Ruhe:

$$S_v = b \cdot s \cdot \sigma_v = 37,5 \cdot 1,2 \cdot 30 = 1350 \text{ kg}; \quad c_v = s \cdot \sigma_v = 1,2 \cdot 30 = 36 \text{ kg/cm}$$

Achsdruck während der Ruhe. Neigungswinkel der beiden Trümer, Abb. 2033, aus:

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{D_1 - D_2}{2e} = \frac{400 - 165}{2 \cdot 740} = 0,1588,$$

$$\frac{\beta}{2} = 9^\circ 8'.$$

$$A_v = 2S_v \cdot \cos \frac{\beta}{2} = 2 \cdot 1350 \cdot \cos 9^\circ 8' = 2666 \text{ kg}.$$

Umfangsgeschwindigkeit der treibenden Scheibe:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 4,0 \cdot 80}{60} = 16,76 \text{ m/sek.}$$



Fliedspannung, wenn  $v$  als Riemengeschwindigkeit eingesetzt wird:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10 g} = \frac{1,00 \cdot 16,76^2}{10 \cdot 9,81} = 2,86 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Achsdruck während des Leerlaufs beträgt annähernd:

$$A = 2b \cdot s (\sigma_v - \sigma_f) \cos \frac{\beta}{2} = 2 \cdot 37,5 \cdot 1,2 (30 - 2,86) \cos 9^\circ 8' = 2412 \text{ kg},$$

ist also um 254 kg gesunken.

Freie Spannung aus der Aufzeichnung der Riemenkennlinie im ziehenden Trum

$$\sigma'_1 = 36,8 \text{ kg/cm}^2,$$

im gezogenen:

$$\sigma'_2 = 18,9 \quad ,, \quad .$$

Spannungsverhältnis:

$$m = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = \frac{36,8}{18,9} = 1,95.$$

Für den Umspannungswinkel an der maßgebenden kleinen Scheibe wird:

$$\cos \frac{\omega_2}{2} = \frac{D_1 - D_2}{2e} = \frac{400 - 165}{2 \cdot 740} = 0,1588; \quad \omega_2 = 161^\circ 44'.$$

Nach der weiter unten angeführten Formel (667) ist:

$$\mu = 0,54 - \frac{14}{50 + 20v} = 0,54 - \frac{14}{50 + 20 \cdot 16,75} = 0,50.$$

Gleitbogen:

$$\omega' = \frac{1}{\mu} \cdot \ln \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = \frac{1}{0,50} \cdot \ln 1,95 = 1,335.$$

$$\omega' = 76^\circ 30'.$$

Ruhebogen an der kleinen Scheibe:

$$161^\circ 44' - 76^\circ 30' = 85^\circ 14',$$

an der großen:

$$198^\circ 16' - 76^\circ 30' = 121^\circ 46',$$

wenn man die Gleitbogen auf beiden Scheiben gleich groß annimmt. Der Dehnungsschlupf  $\psi$  ergibt sich aus Abb. 2042 als die zu  $\sigma'_1 - \sigma'_2$  gehörige Dehnung 0,00605.

Gleitgeschwindigkeit:

$$v_g = \frac{\psi \cdot v}{2} = \frac{0,00605 \cdot 16,75}{2} = 0,051 \text{ m/sek.}$$

Übersetzung, theoretisch:

$$u_0 = \frac{D_1 + s}{D_2 + s} = \frac{400 + 1,2}{165 + 1,2} = 2,41 \quad (n_0 = 193,1);$$

tatsächlich:

$$u = u_0 (1 - \psi) = 2,41 (1 - 0,006) = 2,396.$$

Erreichte Drehzahl der kleinen Scheibe:

$$n_2 = u \cdot n_1 = 2,396 \cdot 80 = 191,7.$$

Einen Überblick über die Strecken, um welche der Riemen bei jedem Lauf über die eine oder die andere Scheibe gleitet, gibt folgende Betrachtung. Auf der treibenden ist die Länge des Gleitbogens, auf welchem die Streckung des Riemens erfolgt:

$$l = \frac{D_1}{2} \cdot \omega' = 200 \cdot 1,335 = 267,0 \text{ cm},$$

die Verlängerung, die der Riemen dabei erfährt, um welche sich also alle Riementeilchen gegenüber der Scheibe bewegen müssen:

$$\lambda' = \frac{\varepsilon \cdot l}{2} = \frac{0,00605 \cdot 267}{2} = 0,81 \text{ cm}$$



und die dazu zur Verfügung stehende Zeit, die gleichzeitig zum Durchlaufen des Bogens nötig ist:

$$t = \frac{l}{\pi D_1} \cdot \frac{60}{n_1} = \frac{267 \cdot 60}{\pi \cdot 400 \cdot 80} = 0,16''.$$

Auf der getriebenen Scheibe ist die Bogenlänge 110,1 cm, die Verlängerung 0,33 cm und die Zeit 0,066 sek. Da aber die Verlängerung in kürzerer Zeit erfolgen muß, ergibt sich in Übereinstimmung mit dem oben berechneten Werte die Gleitgeschwindigkeit an beiden Scheiben gleich groß:

$$v_g = \frac{\lambda'}{t} = \frac{0,81}{0,16} = \frac{0,33}{0,066} = 5 \text{ cm/sek.}$$

Dagegen ist der wesentliche Unterschied zwischen der großen und kleinen Scheibe, daß auf dieser die Gleitwege kürzer sind, was wohl in bezug auf die Abnutzung des Riemens vorteilhaft, für die Haftfähigkeit aber nachteilig zu sein scheint und die Tatsache begründen dürfte, daß das Rutschen stets an der kleinen Scheibe einsetzt, selbst wenn der Umspannungswinkel durch eine Leitrolle so groß wie an der großen gemacht wird. Wenn die von Fieber für einen Gummiriemen nachgewiesene Tatsache, daß der Gleitwinkel an der getriebenen Scheibe größer als an der treibenden ist, Abb. 2050, auch für Lederriemen gilt, so ergeben sich an der ersteren praktisch geringere Gleitgeschwindigkeiten, damit aber auch ungünstigere Reibungs- und Haftverhältnisse; die treibende Scheibe ist demnach der getriebenen selbst bei gleicher Größe überlegen.

Durch die mehrere Millimeter betragenden Gleitwege wird weiterhin erklärlich, daß aus Rücksicht auf die Abnutzung und die Lebensdauer der Riemen die Scheibenoberflächen so glatt als irgend möglich auszuführen sind; es ist grundsätzlich falsch, die Übertragungsfähigkeit durch größere Rauheit der Scheiben erhöhen zu wollen. Das kann nur, wie weiter unten gezeigt ist, durch ein geeignetes Fett von großer Zähigkeit erreicht werden.

Riemengeschwindigkeit im ziehenden Trum:

$$v - v_g = 16,75 - 0,05 = 16,70 \text{ m/sek.},$$

im gezogenen Trum:

$$v = 16,75 \text{ m/sek.}$$

Ausbeute:

$$\frac{\sigma_n}{\sigma'_1} = \frac{17,9}{36,8} = 0,486.$$

#### 4. Die Riemenreibung.

Für  $\mu$  wurde bis vor kurzem allgemein der von Morin angegebene Wert der Reibungszahl der Ruhe zwischen Leder und Eisen 0,28 benutzt. Er war durch Gleitversuche ermittelt worden, bei denen ein Lederstreifen an einem Ende so lange belastet wurde, bis er anfang, zu rutschen, gilt also nur für den Beginn der Bewegung und für geringe Geschwindigkeiten. Bei halber Umschlingung der Scheibe würde das Spannungsverhältnis:

$$\frac{S'_1}{S'_2} = e^{\mu \omega} = e^{0,28 \pi} = 2,41$$

werden,  $S'_1$  also höchstens 2,41 mal so groß als  $S'_2$  sein können.

Auch hier zeigten die Versuche Kammerers, daß wesentlich höhere Werte,  $m = 5$  bis 12 für das Spannungsverhältnis und dementsprechend Reibungszahlen  $\mu = 0,5$  bis zu 0,8 auftreten und bei Dauerbetrieb möglich und zulässig sind. Man suchte sie durch die Mitwirkung des Luftdrucks und elektrischer Ladungen, die sich häufig an Riemen zeigen, zu erklären, fand aber bei Versuchen keine Bestätigung. So blieb an einem Triebe, der im Vakuum von 0,114 at lief, nach Skutsch die Reibungszahl und das Spannungsverhältnis gegenüber dem Lauf unter atmosphärischem Druck unverändert:  $\mu = 0,97$ ,  $\frac{S'_1}{S'_2} = 16,5$  und 16,9; nur der Schlupf sank auf 4,8 gegenüber 6,8% unter atmosphä-



rischem Druck. Kammerer nahm an, daß sich in der kurzen Zeit zwischen den Spannungswechseln die Formänderungen nicht voll ausbilden könnten und daß deshalb auch die Beanspruchungen niedriger als rechnermäßig blieben. Demgegenüber wies Skutsch durch Schwingungsversuche nach [XXVI, 16], daß die federnden Dehnungen bei Leder den Kraftänderungen sofort und ohne merkbares Nachhinken folgen.

Schon 1895 hatte W. Lewis in einem der American Society of Mechanical Engineers vorgelegten Versuchsbericht, der jedoch in Deutschland erst 1914 durch die Übersetzung von Skutsch [XXVI, 18] weiteren Kreisen bekannt wurde, darauf hingewiesen, daß die Reibungszahl vor allem von der Gleitgeschwindigkeit

abhängt. Aus den zahlreichen Versuchen seien die an einem Riemen von 140 · 5,5 mm Querschnitt herausgegriffen, der auf zwei Scheiben von 508 mm Durchmesser bei 4,24 m/sek lief und an dem die auftretenden Kräfte durch Abwiegen, der Schlupf aber unmittelbar und genau an dem Unterschied der Wege gemessen wurden, welche die beiden Scheiben zurücklegten. Abb. 2052 zeigt, daß die Reibungszahlen mit steigendem Gleiten erst rasch, dann langsamer wachsen und in starkem Maße von der Art der Scheibenoberflächen und dem Zustande des Riemens abhängen. Allerdings bemerkt Lewis zu den Versuchen an mit Papier umkleideten Scheiben, daß die Unterschiede möglicherweise auf eine veränderte Beschaffenheit der Riemenoberfläche zurückzuführen seien. Besonders wichtig ist der Einfluß des Einfettens; unter sehr günstigen Umständen erreichte  $\mu$  den Wert 1,44, — an einem sehr weichen „Rohhautriemen“, sogar vorübergehend 1,67, entsprechend einem Spannungsverhältnis 90! Bei Dauerbetrieb hält Lewis Reibungszahlen in den Grenzen 0,25 bis 1 und einen Schlupf bis zu 20/0 für zulässig.

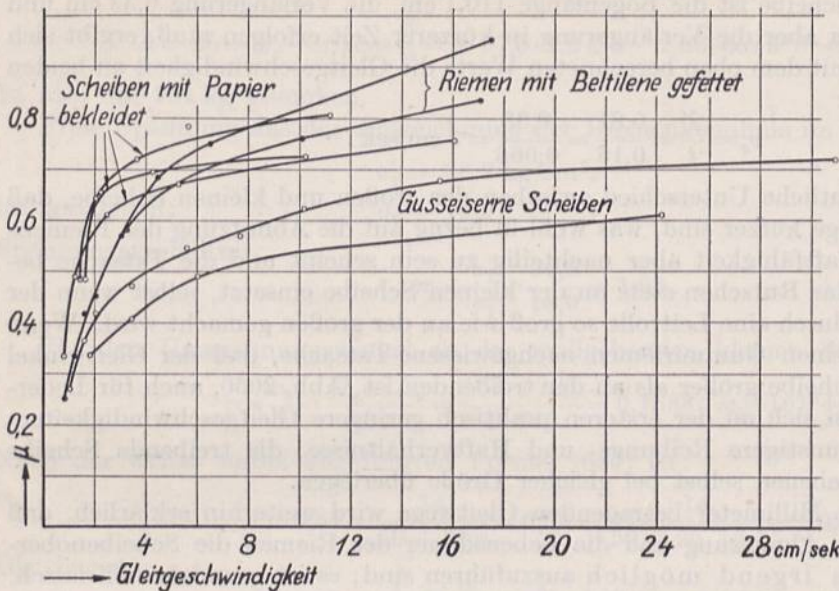


Abb. 2052. Reibungszahlen an laufenden Riemen nach Lewis.

Abb. 2053 zeigt, daß die Reibungszahlen mit steigendem Gleiten erst rasch, dann langsamer wachsen und in starkem Maße von der Art der Scheibenoberflächen und dem Zustande des Riemens abhängen. Allerdings bemerkt Lewis zu den Versuchen an mit Papier umkleideten Scheiben, daß die Unterschiede möglicherweise auf eine veränderte Beschaffenheit der Riemenoberfläche zurückzuführen seien. Besonders wichtig ist der Einfluß des Einfettens; unter sehr günstigen Umständen erreichte  $\mu$  den Wert 1,44, — an einem sehr weichen „Rohhautriemen“, sogar vorübergehend 1,67, entsprechend einem Spannungsverhältnis 90! Bei Dauerbetrieb hält Lewis Reibungszahlen in den Grenzen 0,25 bis 1 und einen Schlupf bis zu 20/0 für zulässig.

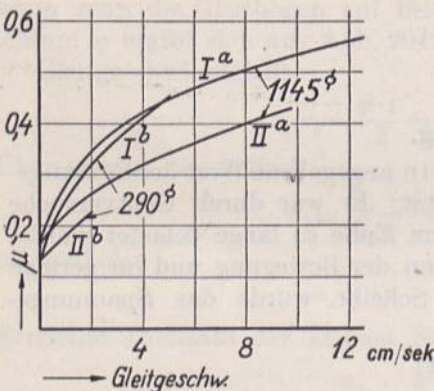


Abb. 2053. Reibungszahlen an gleitenden Riemen nach Stephan.

Aus den Versuchen leitete Barth die Größe der Reibungszahl in Abhängigkeit von der Laufgeschwindigkeit  $v$  in m/sek:

$$\mu = 0,54 - \frac{14}{50 + 20v} \tag{667}$$

ab.

Stephan fand [XXVI, 4] an zwei Riemen, die a) über eine festgestellte Scheibe von 1145 mm Durchmesser mit recht glattem, schmiedeeisernem Kranze und b) über eine gußeiserne, in der üblichen Weise abgedrehte, also wesentlich rauhere Scheibe von



290 mm Durchmesser gelegt waren und je nach der Überlast auf der einen Seite mit verschiedener Geschwindigkeit glitten, die in Abb. 2053 dargestellten Werte. Riemen *I* war neu, Riemen *II* schon gebraucht. Die Vorgänge stimmen mit denen beim Riementrieb insofern nicht überein, als sich bei diesem nicht der ganze Riemen, sondern nur die in den Gleitbogen eintretenden Teile nacheinander und allmählich gegenüber der Scheibe bewegen und verschieben. Wegen der grundsätzlichen Übereinstimmung der Kurven mit den unmittelbar an Riementrieben beobachteten der Abb. 2052 dürften aber Rückschlüsse und Anwendungen der Zahlen auf den Riementrieb zulässig sein. Auch in Abb. 2053 nimmt die Reibungszahl von einem der Ruhe entsprechenden niedrigsten Wert mit der Gleitgeschwindigkeit zunächst rasch, später langsam zu. Deutlich tritt der beträchtliche Einfluß der Art des Riemens, sowie der wesentlich geringere der Scheibendurchmesser auf die Reibungszahl hervor.

Sehr eingehende Versuche stellte Friederich [XXVI, 15] an einer Riemenscheibe, Abb. 2054, an, die mit geringer, dem Gleiten des Riemens während des gewöhnlichen Betriebs entsprechender Geschwindigkeit angetrieben wurde, während ein darüber gelegter Riemen an einem Ende belastet, am anderen durch eine Feder gehalten war. Die Ausdehnung der Feder ermöglichte die Beobachtung und Aufzeichnung der durch die Reibung entstehenden Kräfte, sowie die Ermittlung der Spannungsverhältnisse und der Reibungszahlen. Wie im vorangehenden Falle entsprechen die Vorgänge denen an einer Bandbremse. Die Versuche bewiesen, daß das der Eytelweinschen Formel zugrunde liegende Coulombsche Gesetz der Reibung fester Körper  $R = \mu N$ , welches  $\mu$  unveränderlich voraussetzt, nur für vollständig fettfreie Riemen und Scheibenoberflächen gilt, annähernd also für einen neuen ungefetteten Riemen. Bei gut eingefetteten Riemen überziehen sich die Oberflächen nach kurzer Laufzeit mit dünnen Fetthäutchen, deren Zähigkeit und innerer Widerstand die Größe der Reibung und der Umfangskraft be-

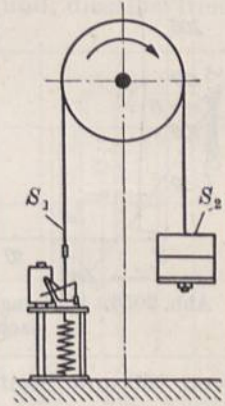


Abb. 2054. Versuchsanordnung von Friederich.

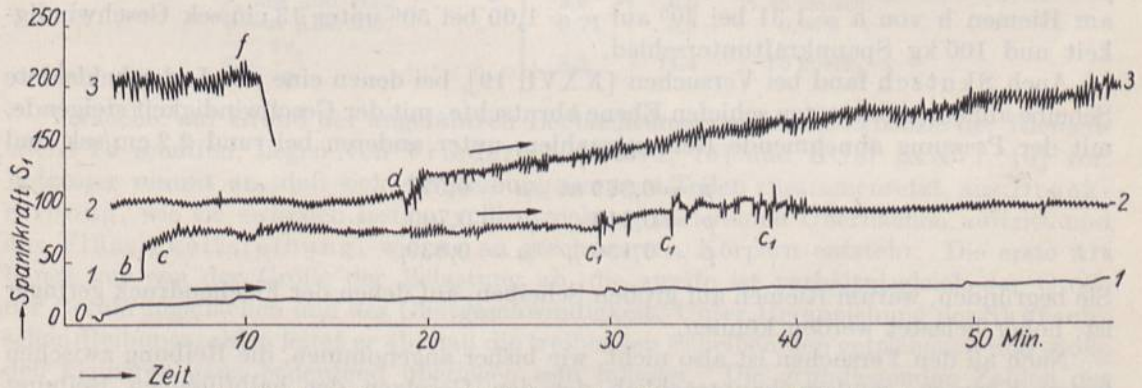


Abb. 2055. Wirkung des Einfettens eines Riemens nach Friederich.

dingt und diese ähnlich wie bei Zapfen von der Laufgeschwindigkeit, Größe der Oberflächen und Temperatur abhängig macht. Den Einfluß des Einfettens zeigt deutlich die der Arbeit entnommene Abb. 2055, welche die an einem gebrauchten Riemen erhaltenen Kräfte  $S_1$  bei  $S_2 = 4,88$  kg Belastung am freien Ende wiedergibt. Die Linien sind so, wie sie auf einer umlaufenden Trommel bei mehreren Umdrehungen aufgeschrieben wurden, übereinander dargestellt, die gegenseitigen Anschlußpunkte aber durch die Zahlen 1, 2 und 3 bezeichnet. Bei *c* wurde die Scheibe zum ersten Male gefettet; die Folge war das allmähliche Anwachsen der Kraft  $S_1$ , das nur bei  $c_1$  durch Verschiebungen des Riemens aus der Mittellage Störungen erlitt. Bei *d* wurde die Scheibe zum zweiten Male gefettet. Zunächst trat eine vorübergehende Verminderung der Kraft  $S_1$  ein, bis



das Fett vom Leder aufgesaugt war; dann aber wuchs  $S_1$  von neuem, weil sich die haftende Schicht immer weiter ausbreitete und dünner wurde, während der Reibungswiderstand zunahm. Abb. 2056 zeigt demgegenüber die Wirkung des Entfettens. Durch Abwaschen des Riemens mit Benzin fällt die Spannkraft  $S_1$  bei  $b$  und  $c$  plötzlich ab und erholt sich jedesmal nur dadurch langsam wieder, daß das im Riemen aufgespeicherte Fett an die Oberfläche tritt. Hervorzuheben ist noch, daß sich gefettete Riemen wesentlich stabiler verhielten und höhere Gleitgeschwindigkeiten vertrugen, ohne angegriffen zu werden, als trockene.

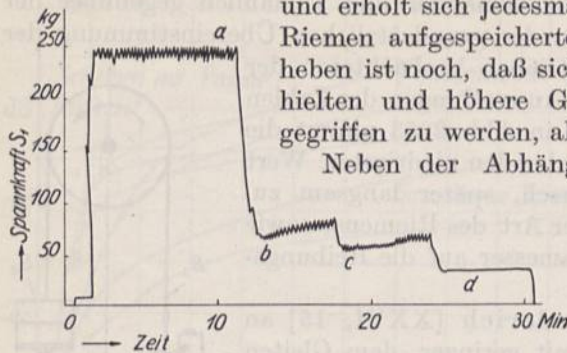


Abb. 2056. Wirkung des Entfettens eines Riemens nach Friederich.

Neben der Abhängigkeit der Reibungszahl von der Gleitgeschwindigkeit konnte Friederich den allerdings geringeren Einfluß des Spannkraftunterschiedes oder der Pressung zwischen Scheibe und Riemen zeigen. Ähnlich wie bei der Zapfenreibung nimmt die Reibungszahl mit zunehmender Pressung ab. Z. B. betrug:

a) an einem schwach gefetteten Riemen von 100 mm Breite auf einer blanken gußeisernen Scheibe von 510 mm Durchmesser bei

$$\begin{aligned} S_1 - S_2 = 10 \text{ kg} & \quad \mu = 0,44, \\ S_1 - S_2 = 80 \text{ ,,} & \quad \mu = 0,39; \end{aligned}$$

b) an einem gebrauchten, stark gefetteten und eingelaufenen Riemen bei

$$\begin{aligned} S_1 - S_2 = 100 \text{ kg} & \quad \mu = 1,18, \\ S_1 - S_2 = 300 \text{ ,,} & \quad \mu = 0,94. \end{aligned}$$

Höhere Temperaturen machen die Schmiermittel dünnflüssiger und vermindern deren innere Widerstände; in Übereinstimmung damit kennzeichnen die folgenden Zahlen die Wirkung der Erwärmung der Scheibe: am Riemen a sank  $\mu$  von 0,43 bei 21° auf  $\mu = 0,23$  bei 50° unter 13 cm/sek Gleitgeschwindigkeit und 25 kg Spannkraftunterschied; am Riemen b von  $\mu = 1,31$  bei 20° auf  $\mu = 1,09$  bei 50° unter 13 cm/sek Geschwindigkeit und 100 kg Spannkraftunterschied.

Auch Skutsch fand bei Versuchen [XXVI, 19], bei denen eine mit Leder bekleidete Scheibe auf einer gefetteten schiefen Ebene abrutschte, mit der Geschwindigkeit steigende, mit der Pressung abnehmende Reibungszahlen, unter anderen bei rund 2,2 cm/sek und

$$\begin{aligned} p = 0,369 \text{ at} & \quad \mu = 0,577, \\ p = 0,249 \text{ ,,} & \quad \mu = 0,700, \\ p = 0,130 \text{ ,,} & \quad \mu = 0,839. \end{aligned}$$

Sie begründen, warum Riemen auf großen Scheiben, auf denen der Flächendruck geringer ist, höher belastet werden können.

Nach all den Versuchen ist also nicht, wie bisher angenommen, die Reibung zwischen festen Körpern, sondern hauptsächlich der den Gesetzen der halbflüssigen Reibung folgende Widerstand der dünnen Fettschicht auf den Riemen maßgebend. Die Eigenschaften des Fettungsmittels sind für die Größe der wirkenden Kraft entscheidend, die des Riemenstoffes treten zurück, wenn nur die Bildung einer gleichmäßigen und geschlossenen Fettschicht begünstigt wird. In dieser Beziehung scheint aber das Leder den anderen Riemenstoffen überlegen zu sein. Bemerkt sei, daß es nach neueren Versuchen vorteilhafter ist, Lederriemen mit der Haarseite aufzulegen. Nach gründlichem Einlaufen ist dort die Reibung größer als auf der Fleischseite. Balata- und Gummiriemen müssen, wenn die Laufseite nicht besonders bezeichnet ist, auf der Tuchseite laufen.

Die Reibungszahl nimmt also je nach den Werkstoffen der Scheiben und des Riemens, dem Fettungszustande und den Betriebsverhältnissen sehr verschiedene Werte an.



Der Umstand aber, daß sie stets mit der Gleit- und somit auch mit der Laufgeschwindigkeit wächst und zu günstigeren Reibungsverhältnissen führt, gibt die Möglichkeit, bei höheren Geschwindigkeiten größere Nutzsparnungen anzuwenden, bis die Fliehkraft die Höchstspannung zu sehr steigert.

Anschaulich läßt sich die Wirkung der Laufgeschwindigkeit an der Spannungs-Dehnungslinie, Abb. 2057, zeigen, wenn man die Fliehspannung, wie es für kleine und mittlere Geschwindigkeiten statthaft ist, vernachlässigt und eine und dieselbe freie Spannung im ziehenden Trum  $\sigma'_1 = 30 \text{ kg/cm}^2$  zugrunde legt. Ausgehend von 2 m/sec Laufgeschwindigkeit und  $\sigma_n = 15 \text{ kg/cm}^2$  Nutzsparnung, greift man aus Abb. 2057 den zugehörigen Schlupf  $\psi_0 = 0,59\%$  ab, bekommt die Gleitgeschwindigkeit:

$$v_g = \frac{\psi_0 \cdot v}{2} = \frac{0,0059 \cdot 2}{2} = 0,0059 \text{ m/sek}$$

oder 0,59 cm/sek und aus Abb. 2052 schätzungsweise  $\mu = 0,25$ , wenn man die niedrigen Werte der verlängerten untersten

Kurve benutzt. Das Spannungsverhältnis  $\frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = 2 = e^{\mu \omega}$  liefert

das Bogenmaß des Gleitwinkels  $\omega = 2,77$ . Läßt man  $\omega$  unverändert, so kann man rückwärts die zu verschiedenen Reibungszahlen  $\mu$  gehörigen Werte der folgenden Zusammenstellung berechnen und findet, daß bei  $\mu = 0,4$  und  $v = 8,3 \text{ m/sek}$  der Schlupf auf  $\psi = 0,77\%$ , die Nutzsparnung  $\sigma_n$  auf  $20,1 \text{ kg/cm}^2$ , bei  $\mu = 0,5$  und  $v = 14,4 \text{ m/sek}$  der Schlupf auf  $\psi = 0,9\%$ , die Nutzsparnung aber auf  $\sigma_n = 22,5 \text{ kg/cm}^2$  erhöht werden kann.

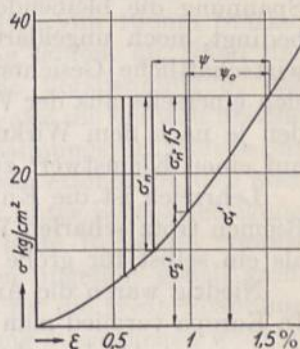


Abb. 2057. Zur Untersuchung der Wirkung der Laufgeschwindigkeit an Lederriemen.

$\mu$ . . . . .	0,4	0,5	0,55
$e^{\mu \omega}$ . . . . .	3,031	4,00	4,59
$\sigma'_2 = \frac{\sigma'_1}{e^{\mu \omega}} = \frac{30}{e^{\mu \omega}}$ . . . . .	9,9	7,5	6,5 kg/cm <sup>2</sup>
$\sigma_n = \sigma'_1 - \sigma'_2$ . . . . .	20,1	22,5	23,5 kg/cm <sup>2</sup>
$v_g$ aus Abb. 2052 . . . . .	3,2	6,6	12 cm/sek.
$\psi$ aus Abb. 2057 . . . . .	0,77	0,9	0,96%
$v = \frac{2 v_g}{\psi}$ . . . . .	8,3	14,4	25 m/sek.

Versuche, auf Grund der angeführten Beobachtungen eine neue Theorie der Riementriebe zu schaffen, liegen von Friederich [XXVI, 15] und Stiel [XXVI, 10] vor. Letzterer nimmt an, daß sich die Reibung aus zwei Teilen zusammensetzt, aus Druckreibung, wie sie zwischen festen, völlig trocknen und reinen Oberflächen auftritt und aus Flüssigkeitsreibung, wie sie an geschmierten Körpern entsteht. Die erste Art hängt nur von der Größe der Belastung ab, die zweite ist verhältnisgleich der Größe der Berührungsflächen und der Gleitgeschwindigkeit. Unter Heranziehung der Skutschschen Reibungszahlen leitet er ab, daß die treibenden Scheiben den getriebenen und große den kleineren ganz bedeutend überlegen sein müssen. Die grundlegenden Zahlen der sehr beachtenswerten Theorie bedürfen jedoch noch genauere Prüfung und Festlegung, ehe sie zur Berechnung neuer Riementriebe benutzt werden können.

Bis auf weiteres wird man sich deshalb der Eytelweinschen Formel bedienen, sich aber bewußt bleiben, daß die dabei verwandten Reibungszahlen lediglich Mittelwerte darstellen, die nur dann zutreffende Ergebnisse liefern, wenn der zu berechnende Fall ähnliche Verhältnisse aufweist, wie sie bei den Riementrieben oder Versuchen vorlagen, denen die Zahlen entstammen.

### D. Berechnung der Riemenabmessungen.

Bei der Bestimmung der Riemenabmessungen geht man von der auf 1 cm Breite übertragbaren Kraft, ausgedrückt durch die Belastungszahl  $k_n$  in kg/cm, aus, dem



Umstände gemäß, daß die Umfangskraft nur durch die Reibung an der Riemenoberfläche aufgenommen und abgegeben wird. Dabei darf man aber bei wichtigen, raschlaufenden Trieben die im Riemenquerschnitt entstehenden Spannungen nicht außer acht lassen, weil sie für die elastischen Formänderungen, das Gleiten, die Abnutzung und die Lebensdauer der Riemen entscheidend sind. Hierbei wird man der Sicherheit wegen stets die größten auftretenden Spannungen der Beurteilung zugrunde legen, weil die Frage, ob bei den ständig zwischen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  schwingenden Belastungen die mittlere Spannung die bleibenden Formänderungen und damit die Lebensdauer des Riemens bedingt, noch ungeklärt ist. Endlich muß bei der Berechnung wichtiger Triebe der wirtschaftliche Gesichtspunkt berücksichtigt werden. Die Betriebsunkosten, die sich einerseits aus der Verzinsung und Abschreibung der Anlagekosten, andererseits aus den je nach dem Wirkungsgrad verschiedenen Energieverlusten zusammensetzen, sind auf einen Kleinstwert zu bringen.

Lehrreich ist die Entwicklung der Riemenberechnung, weil sie zeigt, wie sich der Riemen trotz scharfen Wettbewerbs durch Steigerung der Anforderungen an die Triebe als ein selbst für große Leistungen sehr geeignetes Übertragungsmittel halten konnte.

Niedrig waren die Ansprüche, die man in der ersten Zeit des Maschinenbaus stellte. In Europa vermied man Riemen für alle größeren Leistungen, da man 1. den Wirkungsgrad wegen der Lagerbelastung gering einschätzte und 2. auf Grund der Eytelweinschen Formel  $\frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = e^{\mu \omega}$  annahm, daß die Belastungszahl  $k_n$  mit zunehmender Geschwindigkeit nach der Parabel in Abb. 2040 sinken und im Punkte A Null werden müsse. Die dabei gemachten Voraussetzungen waren, daß  $\mu$  den Wert 0,28 nicht überschreite und unveränderlich sei und daß der Achsdruck und die Anpressung um den vollen Betrag der Fliehkraft vermindert würden. Große praktische Fortschritte brachte der gewaltige und rasche industrielle Aufschwung Amerikas um die Mitte des vorigen Jahrhunderts. Namentlich dadurch, daß sich Sonderfirmen der Ausbildung der Riementriebe annahmen, gewann Amerika den großen Vorsprung, den Radinger in seinem Bericht über die Weltausstellung zu Philadelphia 1878 hervorhebt. Zur Berechnung benutzte man damals

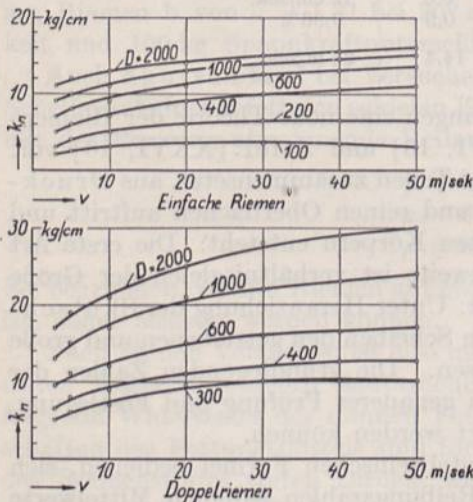


Abb. 2058. Belastungszahlen an Riementrieben nach Gehrken's.

die Ropersche Formel, welche die Belastung unabhängig von der Laufgeschwindigkeit, aber umgekehrt verhältnismäßig dem Durchmesser der kleinen Scheibe nach  $b \cdot D = 20 U$  bei halber Umschlingung der Scheibe nimmt, so daß

$k_n = 2,5$ kg/cm bei 500 mm Scheibendurchmesser,	
5,0 „ „ 1000 „ „ „ „	
10,0 „ „ 2000 „ „ „ „	

wird. Die von Radinger angeführten Beispiele wiesen meist unter 12 kg/cm Breite liegende Nutzkräfte, aber Leistungen von mehreren Hundert Pferdestärken auf bei Geschwindigkeiten bis zu 23 m/sec.

Im scharfen Gegensatz zu den in Europa herrschenden Anschauungen veröffentlichte Gehrken's, Hamburg, 1888 nach seinen praktischen Erfahrungen Zahlen, die mit dem Scheibendurchmesser, vor allem aber mit der Laufgeschwindigkeit,

Abb. 2058, ständig stiegen, und die der Anlaß eines außerordentlich heftigen Streites wurden, der auch heute noch nicht zur Ruhe gekommen ist.

In Amerika war man inzwischen, wie der Aufsatz von E. Reichel zeigte [XXVI, 17], zu Werten  $k_n = 13$  bis 20 kg/cm Breite bei Laufgeschwindigkeiten zwischen 20 und 38 m/sec gegangen, vgl. Nr. 7 bis 10 der Zusammenstellung 158, S. 1194.



Die geschilderte Steigerung ist vor allem 1. in dem Übergang zu größeren Betriebs-  
geschwindigkeiten, 2. in den Fortschritten bei der Herstellung der Riemen für große  
Leistungen und raschen Lauf begründet.

Zu 1. Daß bei mittleren Geschwindigkeiten höhere Nutzsparnungen angewendet  
werden können, weil das Spannungsverhältnis und die Reibungszahlen mit zunehmender  
Gleitgeschwindigkeit günstiger werden, war auf Seite 1180 nachgewiesen worden. Bei  
sehr hohen Geschwindigkeiten treten jedoch die Fliehspannungen zu den übrigen hinzu.  
Welche Spannungen bei Anwendung der Gehrkensschen Zahlen zu erwarten sind, sei  
an zwei Riemen, einem einfachen von 5 mm und einem doppelten von 10 mm Stärke,  
die auf Scheiben von 1000 mm Durchmesser bei 10 m Freihang laufen, an Hand der  
Abb. 2045 näher untersucht. Angenommen ist dabei, daß die Vorspannung  $\sigma_v$  das  
1½-fache der Nutzsparnung, der Achsdruck während der Ruhe also die vielfach übliche  
Größe 3  $U$  habe. Die folgende Zahlentafel zeigt, daß die Spannungsverhältnisse bis  
zu 40 m/sek mäßig hoch sind und selbst bei 50 m/sek noch zulässig erscheinen, daß aber  
die Höchstspannungen im ziehenden Trum bei mehr als 30 m/sek unter Berücksichtigung  
der Biegespannungen 70 kg/cm<sup>2</sup> überschreiten, jedenfalls also beste Rohstoffe voraus-  
setzen. Die höchsten Beanspruchungen sind an beiden Riemen ungefähr gleich groß,  
weil die durchweg im Doppelriemen erheblich geringeren Werte für die freie Spannung  
durch das Hinzutreten der doppelt so hohen Biegebeanspruchung ausgeglichen werden.

Dabei ist eine an Abb. 2042 ermittelte Dehnungsziffer von  $\frac{1}{3400}$  cm<sup>2</sup>/kg benutzt, so daß  
z. B. für den Doppelriemen:

$$\sigma_b = \frac{s}{\alpha \cdot D} = \frac{3400 \cdot 1,0}{100} = 34 \text{ kg/cm}^2$$

beträgt. Gemäß den Ausführungen auf Seite 1156 wurde schätzungsweise 0,75 davon  
zu den übrigen Spannungen zugezählt und so die Höchstspannung im ziehenden Trum  
auf dem Ruhebogen der getriebenen Scheibe ermittelt.

Stärke . . . . . s Einheitsgewicht . . . . . $\gamma$	Einfacher Riemen							Doppelriemen							mm kg/dm <sup>3</sup>
	5							10							
	1,00				0,80			1,00				0,80			
Riemengeschwindig- keit . . . . . v	5	10	20	30	40	50	50	5	10	20	30	40	50	50	m/sek
Belastungszahl nach Gehrkens. . . . . $k_n$	10	11	13	14	14,5	15	15	15	17	21	22	23	24	24	kg/cm
Nutzsparnung . . . . . $\sigma_n$	20	22	26	28	29	30	30	15	17	21	22	23	24	24	kg/cm <sup>2</sup>
Vorspannung $\sigma_v = 1,5\sigma_n$	30	33	39	42	43,5	45	45	22,5	25,5	31,5	33	34,5	36	36	„
Freie Spannung im zie- henden Trum . . . . . $\sigma'_1$	40,3	44,8	48,2	47,5	42,9	36,8	39,7	30,2	33,8	38,7	35,5	31	27,5	28,8	„
Freie Spannung im ge- zogenen Trum . . . . . $\sigma'_2$	20,3	22,8	22,2	19,5	13,9	6,8	9,7	15,2	16,8	17,7	13,5	8,0	3,5	4,8	„
Spannungsverhältnis $m = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2}$	1,97	1,97	2,17	2,44	3,09	5,41	4,1	1,99	2,01	2,19	2,63	3,88	7,85	6,0	„
Fliehspannung . . . . . $\sigma_f$	0,26	1,02	4,1	9,2	16,3	25,5	20,4	0,26	1,02	4,1	9,2	16,3	25,5	20,4	„
Biegespannung . . . . . $\sigma_b$	17						10	34						20	„
Spannung im ziehenden Trum $\sigma'_1 + \sigma_f + 0,75\sigma_b$	53,4	58,6	65,1	69,5	72,0	75,1	67,6	56,0	60,3	68,3	70,2	72,8	78,5	64,2	„

Von größter Wichtigkeit ist die Elastizität und Weichheit, sowie das geringe Ein-  
heitsgewicht des Riemens. Während erstere auf das Spannungsverhältnis und die Biege-  
spannung günstig wirken, erniedrigt letzteres vor allem die Fliehspannung. Beträgt  $\alpha$   
nur  $\frac{1}{2000}$  cm<sup>2</sup>/kg und ist  $\gamma = 0,8$  kg/dm<sup>2</sup>, so wird bei 50 m/sek Geschwindigkeit  $\sigma_f = 20,4$ ,  
 $\sigma_b = 10$  am einfachen und 20 kg/cm<sup>2</sup> am Doppelriemen, wodurch die Beanspruchungen  
am einfachen Riemen auf 67,6, am Doppelriemen auf 64,2 kg/cm<sup>2</sup> fallen, vgl. die End-  
spalten der Zusammenstellung.



Zu 2. Leichte Triebe mit mäßigen Geschwindigkeiten werden mit billigen Lederriemen gewöhnlicher Güte betrieben, erhalten einfache, rasch zu lösende Verbindungen, müssen aber dementsprechend auch niedrige Beanspruchungen aufweisen, wenn sie nicht bald nachgeben und durch Rutschen leiden sollen. Erfahrungsgemäß werden Riemen für langsamen Lauf meist zu knapp berechnet.

Für raschlaufende Triebe wird das Leder sorgfältig ausgesucht und vorbehandelt und der Riemen in den Fabriken dem Sonderzwecke entsprechend hergestellt, so daß auf eine viel größere Gleichmäßigkeit und Güte gerechnet werden kann. Solche Riemen werden zwar erheblich teurer; an sie kann man aber wesentlich höhere Forderungen stellen.

Weiterhin pflegen bei großen Anlagen die Leistungen zur Sicherheit gegen Störungen reichlich geschätzt zu werden, so daß die hohen Belastungen überhaupt nicht oder doch nur vorübergehend auftreten. In der Beziehung muß man vielfach den im Schrifttum zu findenden Angaben mit Vorsicht begegnen. So führen die Beispiele Nr. 2 bis 6 in der Zusammenstellung 158, Seite 1194 zu keinesfalls im Dauerbetrieb zulässigen Werten für  $k_n$ .

Sicher sind die Gehrkensschen Zahlen obere Grenzwerte, an die man nur unter sehr günstigen Betriebsverhältnissen herangehen darf. So soll bei offenen, annähernd wagrechten Trieben und Übersetzungen ins Schnelle das ziehende Trum unten angeordnet sein, der Scheibendurchmesser  $D$  mindestens 100  $s$  und das Verhältnis der beiden Scheiben 2 : 1 bis höchstens 5 : 1 sowie der Achsabstand  $a$  bei schmalen Riemen bis zu 100 mm mindestens 5, bei breiten 10 m und mehr betragen, um die Mitwirkung des Durchhangs sicherzustellen. Die Scheiben müssen genau winkelrecht zu den Wellen liegen, sorgfältig und glatt abgedreht, gut ausgewogen sein und genau zentrisch laufen, die Wellen parallel, die Riemen überall, auch an den Schlußverbindungen gleich schwer und biegsam sein.

Als geringster Achsabstand wird vielfach:

$$a = D_1 + D_2 + 2 m \quad (668)$$

empfohlen. Zu großer Freihang erzeugt leicht das der Haltbarkeit des Riemens schädliche Flattern; 300 mm breite vertragen 15 m, über 350 mm breite 20 m Abstand.

Schräge Lage der Triebe berücksichtige man durch Ermäßigung der Belastungszahlen.

Bei Übersetzungen ins Langsame scheint der Umstand, daß das stärker gespannte ziehende Trum auf der kleinen Scheibe scharf abgebogen wird, ungünstig zu wirken. Jedenfalls nehme man den Durchmesser dieser Scheibe so groß wie irgendmöglich, die Belastung aber niedrig.

Bach gibt für  $k_n$  Werte, die mit dem Scheibendurchmesser und der Laufgeschwindigkeit bis zu 30 m/sek steigen, von da ab bis 40 m/sek gleich bleiben, sämtlich aber unter den Gehrkensschen Werten liegen.

Nach dem jetzigen Stande der Theorie kann die Nutzbelastung mit der Geschwindigkeit bis zu etwa 25 bis 30 m/sek zunehmen, sollte dann aber wieder kleiner werden.

Im Falle außergewöhnlicher Betriebsverhältnisse und sehr hoher Geschwindigkeiten wird es sich stets empfehlen, mit den für die Lieferung in Betracht kommenden Firmen in Verbindung zu treten und Vorschläge auf Grund ihrer Erfahrungen einzuholen.

Was die Verwendung und Belastungsfähigkeit der Kunstriemen anlangt, so bestimmen vielfach die Schösser die Grenzen der Laufgeschwindigkeit. Nach Kammerer [XXVI, 7] sind Baumwoll- und Balatariemen mit Jacksonschlössern, Abb. 2030a, nur bis 25 m/sek, Kamelhaarriemen bis 30 m/sek verwendbar. Französische Firmen, wie Lechat und Co. verwenden nach dem Bericht über die Weltausstellung in Paris 1900 [XXVI, 20] Baumwollriemen allerdings noch bei wesentlich höheren Geschwindigkeiten, 40 m/sek und mehr. Die zulässige Belastung auf 1 cm Riemenbreite sinkt bei höheren Geschwindigkeiten, wie Abb. 2059 für mehrere Riemensorten nach Kammerer



zeigt. Gliederriemen aus Leder konnten wegen des großen Eigengewichts nur bis zu 30 m/sek und bei noch stärker fallender Belastung benutzt werden. Der Vergleich mit den in Abb. 2059 gleichfalls dargestellten, an einfachen und Doppelledderriemen erhaltenen Werten läßt die Überlegenheit und das weitere Anwendungsgebiet des Leders deutlich erkennen. Die hohen, teilweise noch über den Gehrkensschen Werten der Abb. 2058 liegenden Zahlen für Doppelriemen gelten freilich nur bei Herstellung des Riemens aus Spezialleder und dürfen keinesfalls auf beliebige andere Lederarten angewendet werden.

G. Ebell, Neuruppin, gibt für Haartreibriemen  $k_n = 15 \text{ kg/cm}$  Breite, C. Vollrath und Sohn, Blankenburg, für schmale Kamelhaarriemen  $k_n = 15$ , für solche von mehr als 400 mm Breite 18 kg/cm an. Gummi- und Baumwollriemen empfiehlt Bach nach:

$$U = 8 \text{ bis } 10 \cdot b \cdot s \quad (669)$$

zu bemessen.

Die zahlenmäßige Berechnung der Riemen auf den besprochenen Grundlagen ist einfach. Nach der Entscheidung, ob ein ein- oder mehrfacher Riemen genommen werden soll, wählt man den Scheibendurchmesser und die zulässige Belastung  $k_n$  auf 1 cm Breite und bestimmt danach die Riemenbreite  $b$  aus der Umfangskraft  $U$  nach:

$$b = \frac{U}{k_n} \quad (670)$$

oder aus der Leistung  $N$  in Pferdestärken und der Riemengeschwindigkeit  $v$ :

$$b = \frac{75 N}{k_n \cdot v} \quad (671)$$

In manchen Fällen kann die Aufstellung einer Liste, wie im Beispiel 3, an der man die Entscheidung trifft, empfehlenswert sein. Durch Nachrechnung überzeugt man sich bei rasch laufenden Riemen von den in den Trümmern auftretenden Spannungen, dem Spannungsverhältnis und der Größe des Schlupfes oder der Gleitgeschwindigkeit.

Der Achsdruck wird gewöhnlich einer Vorspannkraft  $c_v = 1,5 k_n$  auf 1 cm Riemenbreite entsprechend zu  $3 U$  berechnet. Er übersteigt diese Größe bei neu aufgelegten oder nachgespannten Riemen häufig beträchtlich, wird aber bei raschem Lauf durch die Wirkung der Fliehkraft vermindert.

Bei ungleichmäßigem oder stoßendem Betriebe, ferner, wenn beim Einrücken große Massen beschleunigt werden müssen, ist die sorgfältige Prüfung aller Umstände nötig. Falls irgendmöglich, ermittle man die größten auftretenden Kräfte und lege sie der Bestimmung der Riemenabmessungen zugrunde. Sonst gehe man von der mittleren Leistung oder Umfangskraft aus, wähle aber die Belastungszahlen den Verhältnissen entsprechend niedrig.

Für die Lebensdauer der Riemen ist neben der Höhe und Art der Belastung die Behandlung im Betriebe äußerst wichtig. Allmählich geht der Fettgehalt verloren; von Zeit zu Zeit müssen deshalb die Riemen, nachdem sie durch Abwaschen mit lauwarmem Wasser sauber gereinigt sind, neu eingefettet werden. Dazu empfiehlt Gehrkens frischen Rindertalg oder eine Mischung von Stearin, Degras und Bienenwachs. Vielfach wird fertig gemischte Riemenschmiere von den Firmen geliefert. Beim Wiederinbetriebsetzen pflegen die neu gefetteten Riemen vorübergehend zu rutschen; sobald aber das Fett aufgesaugt ist, ziehen sie wieder durch. Sehr empfindlich ist Leder gegen Mineralöle, die es steif und brüchig machen. Vor etwa von Lagern abgeschleudertem Öl sind daher die Riemen durch Fänger oder Schutzbleche sorgfältig zu bewahren.

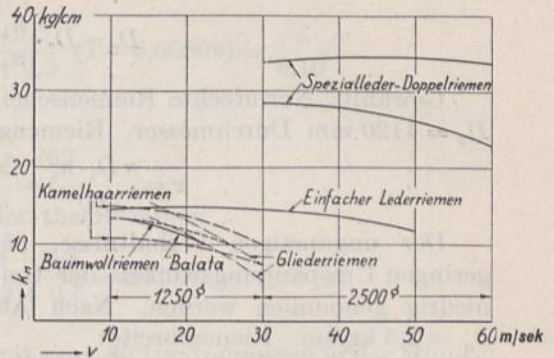


Abb. 2059. Belastungszahlen für Leder- und Kunstriemen nach Kammerer.



**Zahlenbeispiel 2.** Der Riemen an einem Elektromotor von 5 PS mit  $n_1 = 1600$  Umdrehungen in der Minute, der eine auf gleicher Höhe angeordnete Vorgelegewelle mit  $n_2 = 250$  Umdrehungen antreiben soll, ist zu berechnen. Die auf der Motorwelle sitzende Scheibe habe  $D_1 = 180$  mm Durchmesser, die Achsentfernung sei  $e = 3,5$  m.

Wegen des kleinen Scheibendurchmessers ist nur ein einfacher Riemen möglich. Scheibendurchmesser auf der Vorgelegewelle:

$$D_2 = D_1 \cdot \frac{n_1}{n_2} = \frac{18 \cdot 1600}{250} = 115 \text{ cm.}$$

Gewählt: Normrechte Riemenscheibe nach Zusammenstellung 159, Seite 1194, von  $D_2 = 1120$  mm Durchmesser. Riemengeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,18 \cdot 1600}{60} = 15,1 \text{ m/sek.}$$

Der ungünstigen Verhältnisse, nämlich der Übersetzung ins Langsame und des geringen Umspannungswinkels der treibenden kleinen Scheibe halber muß die Belastung niedrig genommen werden. Nach Abb. 2058 wäre  $k_n = 5,2$  kg/cm zulässig; gewählt  $k_n = 2,5$  kg/cm. Riemenbreite:

$$b = \frac{75 \cdot N}{k_n \cdot v} = \frac{75 \cdot 5}{2,5 \cdot 15,1} \approx 10 \text{ cm.}$$

Ausgeführt: Einfacher, geleiteter Riemen von 5 mm Stärke und 100 mm Breite auf 120 mm breiten Scheiben gemäß Zusammenstellung 159, Seite 1194. Zur Erleichterung des Nachspannens ist es zweckmäßig, den Motor auf eine Spannplatte zu setzen.

Zwecks Vergleich mit dem auf Seite 1177 untersuchten Triebe sei der Riemen genauer nachgerechnet.

$$\text{Umfangskraft: } U = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 5}{15,1} = 24,8 \text{ kg.}$$

$$\text{Nutzspannung: } \sigma_n = \frac{U}{b \cdot s} = \frac{24,8}{10 \cdot 0,5} = 4,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Vorspannung sei in Rücksicht auf den kurzen Achsabstand zu  $\sigma_v = 2 \sigma_n = 9,8$  kg/cm<sup>2</sup> angenommen. Achsdruck während der Ruhe:

$$A_v = 2 b \cdot s \cdot \sigma_v = 2 \cdot 10 \cdot 0,5 \cdot 9,8 = 98 \text{ kg.}$$

$$\text{Fliehspannung; } \sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{1 \cdot 15,1^2}{10 \cdot 9,81} = 2,32 \text{ kg/cm}^2.$$

An Hand von Abb. 2039 findet man  $\sigma'_0 = 8,7$  kg/cm<sup>2</sup> und aus der Riemenkennlinie, Abb. 2044, genügend genau die freien Spannungen, wenn man die Linie für 5 m Freihang benutzt, und zwar

$$\text{im ziehenden Trum: } \sigma'_1 = 11,4 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\text{im gezogenen: } \sigma'_2 = 6,5 \text{ kg/cm}^2$$

und dementsprechend die freien Kräfte  $S'_1 = 57$  und  $S'_2 = 32,5$  kg sowie den Achsdruck während des Laufes:

$$A = S'_1 + S'_2 = 89,5 \text{ kg.}$$

$$\text{Spannungsverhältnis: } m = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = \frac{11,4}{6,5} = 1,75.$$

$$\text{Dehnungsschlupf bei } \alpha = \frac{1}{1600} \text{ cm}^2/\text{kg: } \psi = \alpha \cdot \sigma_n = \frac{4,9}{1600} = 0,00306.$$

$$\text{Gleitgeschwindigkeit: } v_g = \frac{\psi \cdot v}{2} = \frac{0,00306 \cdot 15,1}{2} = 0,0231 \text{ m/sek oder } 2,31 \text{ cm/sek.}$$

Aus der untersten Linie der Abb. 2052 folgt die zugehörige Reibungszahl  $\mu = 0,37$ .

$$\text{Gleitbogen: } \omega' = \frac{1}{\mu} \cdot \ln \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = \frac{\ln 1,75}{0,37} = 1,67.$$



$$\text{Gleitbogenlänge: } l = \frac{D_1 \cdot \omega'}{2} = \frac{18 \cdot 1,67}{2} = 15,1 \text{ cm.}$$

$$\text{Die Gleitstrecke: } \lambda' = \frac{\sigma_n \cdot \alpha \cdot l}{2} = \frac{4,9 \cdot 15,1}{2 \cdot 1600} = 0,0232 \text{ cm}$$

ist im Vergleich mit der auf Seite 1177 ermittelten sehr klein.

Wirkliche Übersetzung nach (665) und (666):

$$u = u_0 \cdot (1 - \psi) = \frac{D_1 + s}{D_2 + s} (1 - \psi) = \frac{18 + 0,5}{112 + 0,5} \cdot (1 - 0,00306) = \frac{1}{6,10}$$

Die Drehzahl der großen Scheibe:

$$n_2 = n_1 \cdot u = \frac{1600}{6,10} = 262$$

ist wegen des kleinen Schlupfes nur wenig von der theoretischen

$$n_2' = n_1 \frac{D_1 + s}{D_2 + s} = 1600 \cdot \frac{18 + 0,5}{112 + 0,5} = 263$$

verschieden.

**Zahlenbeispiel 3.** 180 PS sind von einer Welle mit  $n_1 = 80$  Umdrehungen in der Minute auf eine solche mit  $n_2 = 195$  bei einem Achsabstande  $e = 7400$  mm zu übertragen. Eine möglichst billige Anlage soll angestrebt werden.

Da bei der beträchtlichen Leistung nur ein Doppelriemen in Frage kommt, werde von einem kleinsten Scheibendurchmesser  $D_2 = 100$  s, bei  $s = 12$  mm also  $D_2 = 1200$  mm ausgegangen. Es folgt der Durchmesser der großen Scheibe:

$$D_1 = D_2 \frac{n_2}{n_1},$$

die Riemengeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi D_2 \cdot n_2}{60},$$

nach Wahl von  $k_n$  an Hand der Abb. 2058 die Riemenbreite:

$$b = \frac{75 N}{k_n \cdot v}$$

und schließlich für die Kostenberechnung die Riemenlänge genügend genau aus:

$$L = 2e + \pi \frac{(D_1 + D_2)}{2}$$

Setzt man zunächst  $D_2 = 1200, 1400$  und  $1600$  mm, so ergeben sich die Zahlenreihen 1 bis 3 der folgenden Zusammenstellung. Die Preise, die selbstverständlich starken Schwankungen unterworfen sind, entstammen vor dem Kriege gültigen Listen.

Lfde Nr	$D_2$ mm	$D_1$		$v$ m/sek	$k_n$ kg/cm	$b$ mm	$L$ m	Preise				
		errechnet mm	gewählt mm					Große Riemenscheibe Mk.	Kleine Riemenscheibe Mk.	Riemen		Gesamt- kosten Mk.
										1 mLänge Mk.	fertig Mk.	
1	1200	2925	2900 × 650	12,2	18,5	600	21,2	—	—	85	1800	—
2	1400	3410	3400 × 525	14,3	20	472	22,3	1050	—	64	1420	—
3	1600	3900	3900 × 450	16,3	21	395	23,4	1120	312	55	1290	2722
4	1500	3650	3650 × 500	15,3	20,6	430	22,9	1110	326	60	1380	2816
5	1650	4020	4000 × 450	16,8	21,3	375	23,6	1170	325	53	1250	2745

Da man sich der Billigkeit wegen möglichst an normale, auf Formmaschinen hergestellte Riemenscheiben halten wird, um Überpreise und lange Lieferfristen zu ver-



meiden, scheidet die Ausführungen Nr 1 und 2 aus, weil Scheiben von 1200 und 1400 mm Durchmesser nach der benutzten Liste nur bis zu Breiten von 500 mm geliefert werden. Zur Ausführung kommen daher für die kleine Scheibe nur Durchmesser von etwa 1600 mm in Frage. Zur Feststellung des günstigsten Wertes wurden deshalb noch die Zahlenreihen 4 und 5 für  $D_2 = 1500$  und  $1650$  mm durchgerechnet. Bei der Wahl der letzten Zahl war maßgebend, daß die zugehörige große Riemenscheibe schon 4 m Durchmesser erhält, daß größere aber als Einzelstücke geformt werden müssen und deshalb erheblich teurer werden. Der Kleinstwert der Gesamtkosten, der darin begründet ist, daß die Preise für die Riemenscheiben bei steigendem Durchmesser wachsen, während die der Riemen abnehmen, liegt bei der Ausführung 3. Man wird sie wählen, soweit nicht etwa im Falle 4 wesentliche Ersparnisse an Fundamentkosten beim Einbau der etwas kleineren Scheiben zu erwarten sind.

Die Kraft- und Reibungsverhältnisse im Fall 5 sind auf Seite 1177 näher untersucht.

## E. Verluste und Wirkungsgrade an Riementrieben.

Die auftretenden Verluste sind im wesentlichen:

1. Gleitverluste. Gegenüber der treibenden bleibt die getriebene Scheibe um den Dehnungsschlupf  $\psi = \alpha \cdot \sigma_n$  zurück und gibt eine ihrer geringeren Umfangsgeschwindigkeit entsprechend kleinere Leistung ab.

2. Verluste durch den Luftwiderstand des Riemen und der Scheiben. Sie setzen sich aus der Luftreibung längs der Riemen- und Scheibenoberflächen und aus den Wirbelverlusten durch die Scheibenarme und beim An- und Abläufen des Riemen zusammen, sind bei geringen Geschwindigkeiten unbedeutend, dürfen aber bei hohen nicht vernachlässigt werden, da sie im quadratischen Verhältnis zunehmen.

3. Hysteresisverluste. Dadurch, daß die Spannungs-Dehnungslinie des Leders bei Belastungen anders verläuft als bei Entlastungen und eine Schleife bildet, entstehen Verluste, auf die Stiel [XXVI, 10] zuerst aufmerksam machte, weil die dem Schleifeninhalte entsprechende Formänderungsarbeit bei jedem Spannungswechsel wieder erzeugt werden muß. An einem Lederriemen berechnete er auf Grund einer von Barth ermittelten Hysteresiskurve bei Spannungsschwankungen zwischen 1 und  $19 \text{ kg/cm}^2$   $0,16\%$  Verlust. Noch etwas größere Werte dürften bei gewebten Kunstriemen zu erwarten sein, bei denen sich im Gegensatz zu dem ein einheitliches Ganzes bildenden Leder, die einzelnen Fasern gegeneinander verschieben und durch ihre Reibung Arbeit verbrauchen. Irrig ist dagegen die Annahme, daß durch das Abbiegen und Wiedergerichten beim Auf- und Abläufen des Riemen von den Scheiben besondere Biegeverluste entstehen. Da die Vorgänge elastischer Natur sind, werden nur die Hysteresisverluste dadurch, daß die Spannungsschwankungen infolge der hinzutretenden Biegespannungen wachsen, etwas vermehrt. Indirekt kann allerdings große Steifigkeit nachteilig sein, wenn durch weniger gutes Anschmiegen die Reibung vermindert wird.

4. Reibungsverluste in den Lagern. Sie sind abhängig von der Ausbildung der Lager, den zu tragenden Gewichten und den durch die Riemenkräfte bedingten Achsdrücken. Da diese bei Betriebsschwankungen nur in geringem Maße verändert werden, wenn die Geschwindigkeit dieselbe bleibt, kann auch der Lagerverlust stets gleich angenommen werden. Während der Widerstand von Gleitlagern in erheblichem Maße von der Laufgeschwindigkeit abhängt, wie des näheren auf Seite 631 ausgeführt ist, weisen Kugel- und Rollenlager bei allen Geschwindigkeiten annähernd die gleichen, sehr geringen Widerstände auf. Bei guten Ausführungen dürften bei ersteren etwa 2 bis  $5\%$ , bei letzteren 1 bis  $2\%$  der Höchstleistung als Verlust zu rechnen sein.

Bezeichnet  $N$  die übertragene Nutzleistung,  $V$  die Summe der Verluste, so ist der Wirkungsgrad  $\eta$  durch:

$$\eta = \frac{N}{N + V} \quad (672)$$



gegeben. Will man ihn in Abhängigkeit von der Nutzleistung  $N$  oder der Nutzspannung  $\sigma_n$  ermitteln, so dürfen die unter 2, 3 und 4 genannten Teilverluste annähernd als unabhängig von  $N$  oder  $\sigma_n$ , die Gleitverluste dagegen verhältnismäßig zu  $\sigma_n$  angenommen werden. Setzt man erstere mit 3% von der bei  $\sigma_n = 30 \text{ kg/cm}^2$  geleisteten normalen Nutzleistung an und ermittelt  $\psi$  mit einer Dehnungszahl  $\alpha = \frac{1}{2250} \text{ cm}^2/\text{kg}$ , so erhält man die in Abb. 2060 dargestellte ausgezogene Linie des Wirkungsgrades, die, von  $O$  rasch ansteigend, bald sehr günstige Werte zeigt, dann fast wagrecht verläuft und erst später langsam infolge des zunehmenden Gleitverlustes sinkt. Beispielweise gelten für eine Nutzspannung  $\sigma'_n = 20 \text{ kg/cm}^2$  folgende Zahlen, wenn man die Verluste unmittelbar in Teilen der Spannung, die der Leistung verhältnismäßig ist, ausdrückt:

Gleitverlust:

$$\psi \cdot \sigma'_n = 2 (\sigma'_n)^2 \cdot \alpha = \frac{2 \cdot 20^2 \cdot 1}{2250} = 0,356 \text{ kg/cm}^2.$$

Verluste Nr 2, 3, 4: 3% von 30, d. i. 0,9 kg/cm<sup>2</sup>.

$$\eta = \frac{N}{N + V} = \frac{\sigma'_n}{\sigma'_n + \sigma_v} = \frac{20}{20 + (0,356 + 0,9)} = 0,941.$$

An einem Riemen, der auf  $\sigma_n = 10 \text{ kg/cm}^2$  Nutzspannung berechnet und demgemäß auch geringer, etwa mit  $15 \text{ kg/cm}^2$  vorgespannt ist, werden die Verluste 2, 3, und 4 einen etwas größeren Betrag annehmen. Werden sie mit 5% eingeschätzt, so ergibt sich die gestrichelte Linie für den Wirkungsgrad. In beiden Fällen ist  $\eta$  in der Nähe der normalen Belastung und darüber hinaus am größten, was darauf hindeutet, daß bei Riementrieben mit einer Steigerung der Belastung oder der Beanspruchung auch eine Erhöhung des Wirkungsgrades verbunden ist.

Versuche, Abb. 2061, bestätigen den Verlauf der Kurven; nur ist der Abfall bei hohen Spannungen noch deutlicher ausgeprägt. Nach Kammerer liegen die Wirkungsgrade unter den angeschriebenen Umständen in den schraffierten Gebieten, nach Niethammer und Czepek [XXVI, 22] zwischen den gestrichelten Linien. Bei den genannten Versuchen sind allerdings nur die Gleit- und Steifigkeitsverluste sowie der Luftwiderstand des Riemens selbst bestimmt worden, während die Lagerreibung und der Luftwiderstand der Scheiben ausgeschaltet und in den Wirkungsgraden der Elektromotoren eingeschlossen waren. Hervorzuheben ist der günstige Einfluß großer Scheibendurchmesser, der am einfachen Riemen durch die beiden Liniengruppen ohne weiteres deutlich wird. Auch beim Doppelriemen liegen die an den größeren Scheiben ermittelten Kurven in der Nähe der oberen Begrenzung, also günstiger.

Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Laufgeschwindigkeit ist gekennzeichnet durch die mit dem Quadrat der Geschwindigkeit zunehmenden Verluste durch den Luftwiderstand der Scheiben und des Riemens und bei Gleitlagern durch die zunächst abnehmende, dann aber wieder steigende Zapfenreibung, während bei Kugellagern die Verluste unabhängig von der Geschwindigkeit sind. Das gilt auch von den durch den Dehnungsschlupf und die Hysterese bedingten Beträgen. Bei gleichen Belastungsverhältnissen wird demnach eine zunächst mit der Ge-

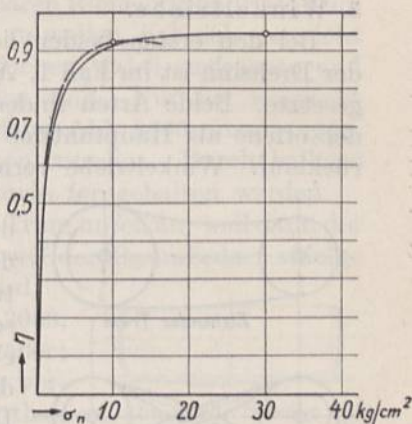


Abb. 2060. Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Nutzspannung.

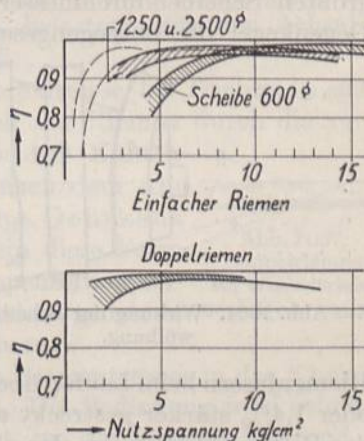


Abb. 2061. Wirkungsgrade an Riementrieben nach Kammerer sowie Niethammer u. Czepek.



schwindigkeit rasch steigende, dann sehr langsam fallende Linie zu erwarten sein, so daß auch der Wirkungsgrad nicht gegen die Anwendung hoher Geschwindigkeiten spricht.

## F. Anordnung der Riementriebe.

Man unterscheidet: 1. offene, 2. geschränkte oder gekreuzte Riementriebe, 3. Winkeltriebe.

Bei den ersten beiden liegen die Achsen der Riemscheiben parallel zueinander, der Drehsinn ist im Fall 1, Abb. 2062, der gleiche — in Fall 2, Abb. 2063, der entgegengesetzte. Beide Arten finden sich häufig nebeneinander, z. B. an Werkzeugmaschinen, der offene als Hauptantrieb für die Arbeitsbewegung, der geschränkte für den Leerlauf. Winkeltriebe vermitteln die Bewegung zwischen sich kreuzenden Wellen.

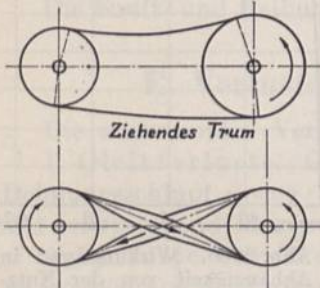


Abb. 2062 und 2063. Offener und geschränkter Riementrieb.

Am vorteilhaftesten ist der offene Trieb, weil der Riemen durch die gleichmäßige Beanspruchung geschont wird und deshalb hoch belastet werden kann; er kommt für die Übertragung großer Leistungen allein in Betracht, sollte aber auch sonst, wo immer zugänglich, angestrebt werden. Die Mittelebenen beider Scheiben müssen zusammenfallen; daß auch der Riemen trotz unvermeidlicher Aufstellfehler oder bei Durchbiegungen der Wellen in dieser Ebene läuft, wird durch Balligdreher der einen Scheibe erreicht. Ein Band *A*, Abb. 2064, das sich glatt auf einen Kegel auflegen soll, muß der Abwicklung der Kegelfläche entsprechend nach dem Halbmesser *R* gekrümmt sein. Dagegen liefe ein gerader Riemen *B* nur längs einer Kante auf der Scheibe, wenn er sich nicht dehnen und längs eines Teiles der schrägen Fläche anlegen würde. Durch die stärkere Streckung der betreffenden Fasern entsteht aber die am Riemen *C* gezeigte Krümmung vor dem Auflaufpunkt *D*, die bewirkt, daß der Riemen immer weiter auf den Kegel hinaufklettert, schließlich aber über dem größten Scheibendurchmesser festgehalten wird und dort gerade läuft, weil auf dem Gegenkegel die entgegengesetzte Verschiebung eintreten würde. Durch den größeren

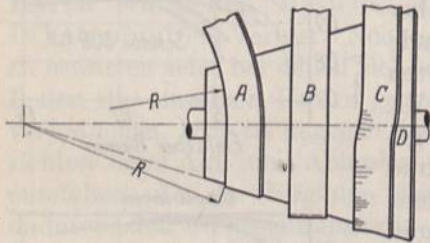


Abb. 2064. Wirkung der Scheibenwölbung.

Scheibenhalmesser werden die mittleren Fasern des Riemen stärker gedehnt und müssen vor allem um größere Strecken gleiten als die Ränder; eine zu starke Wölbung der Scheibe ist deshalb zu vermeiden. Die Pfeilhöhen *h* normrechter Scheiben nach DIN 111 sind in Zusammenstellung 159, Seite 1194, wiedergegeben. An einer 400 mm breiten Scheibe beträgt danach die Überhöhung 3,5 mm. Hat dieselbe 500 mm Durchmesser und arbeitet sie mit einer zylindrischen Gegenscheibe zusammen, so werden die mittleren

Riemenfasern beim Laufen über den halben Umfang, reichlich gerechnet, um  $\pi \cdot 3,5 = 11$  mm oder 1,4% stärker gestreckt als die Randfasern, wenn man nämlich vernachlässigt, daß der Riemen etwas schmaler als die Scheibe sein soll. Auch sind die Strecken, um welche der Riemen gleiten muß, in der Mitte etwas größer als am Rande. Das wirkt im Sinne der Erhöhung der Reibung; andererseits ist aber sicher, daß zu balligē Scheiben die Riemen überanstrengen und schädigen.

Wesentlich ist auch der Unterschied zwischen zylindrischen und gewölbten Scheiben bei eintretendem Rutschen des Riemen. Beginnt dieses auf einer zylindrischen Scheibe außerhalb der Mitte, so bekommt die Mittelkraft im Riemen eine exzentrische Lage und zieht diesen krumm, was leicht zum Abfallen des Riemen von der Scheibe führt. Dagegen wird das Rutschen auf einer gewölbten Scheibe stets in der Mittelebene, wo von vornherein die größte Gleitgeschwindigkeit herrscht, beginnen, die Kraftverteilung aber symmetrisch bleiben, so daß die Neigung zum Abfallen



wesentlich vermindert wird. Deshalb wölbt man bei bedeutenden Unterschieden in der Scheibengröße am besten die kleinere Scheibe, weil dort die Haftverhältnisse ungünstiger sind und der Riemen stärkere Neigung zum Rutschen hat. Die Transmissionswerke Fr. Flender und Co., Düsseldorf, empfehlen, die treibende Scheibe bei einfachem Riemen und Geschwindigkeiten bis zu etwa 25 m/sek zylindrisch auszuführen, sie dagegen bei Doppelriemen und mehr als 25 m/sek zu wölben. Die getriebene Scheibe soll bei offenen Trieben stets ballig und nur bei geschränkten und verschiebbaren Riemen zylindrisch sein.

Die Riemen durch Randleisten auf den Scheiben halten zu wollen, hat sich gar nicht bewährt, weil sie ständig auf einen der Ränder zu steigen suchen, dabei ausfransen und schließlich ganz verdorben werden, wenn sie hochgestiegen sind. Nur bei wagrecht liegenden Scheiben empfiehlt es sich, Ränder am unteren Umfang, Abb. 2065, anzubringen, um das Abfallen der Riemen zu verhindern, wenn dieselben rutschen. Durch balliges Abdrehen sollen aber die Riemen gewöhnlich von dem Rande ferngehalten werden.

Wenn irgend möglich, ordnet man das straffere, ziehende Trum unten an, weil dann der Riemen größere Scheibenbogen, Abb. 2062, umspannt und weil der Raumbedarf zufolge des kleineren Durchhangs des ziehenden Trums geringer wird.

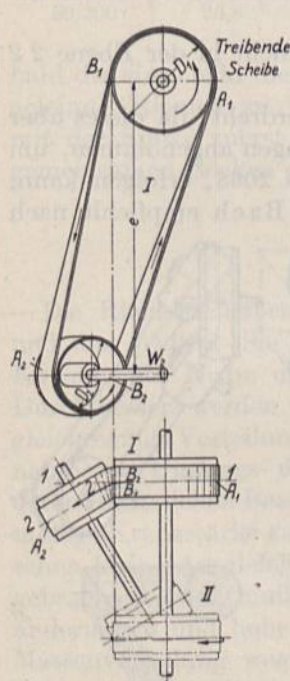


Abb. 2066. Winkeltrieb.

Um das Abfallen zu verhüten, ist es notwendig, daß die Riementrümer in der Ebene der Scheibe liegen, auf die sie auflaufen sollen. Die Bedingung wird erfüllt, wenn man von der Lage der Wellen in Abb. 2066 ausgeht, wo der kürzeste Abstand  $e$  im Aufriß in wahrer Größe, im Grundriß als Kreuzungspunkt der Wellen erscheint und die Scheiben so zueinander anordnet, daß die Ablaufpunkte übereinander liegen. So erhält man für zwei Scheiben vom Durchmesser  $D_1$  und  $D_2$  die Lage *I* für den einen Drehsinn der getriebenen Welle  $W_2$ , die Stellung *II* für den entgegengesetzten; Lagen, die auch dadurch gekennzeichnet sind, daß die Schnittlinien der beiden Scheibenebenen durch die Ablaufstellen der Riemen gehen.

Im Falle *I* läuft das ziehende Trum von  $B_2$  nach  $A_1$ , also in der Ebene *I I* der treibenden Scheibe, auf die es sich aufwickelt; das lose von  $B_1$  nach  $A_2$  in der Ebene *2 2* der getriebenen Scheibe. An den Ablaufstellen darf der Riemen ohne Bedenken unter spitzen Winkeln bis zu 15°, äußerstenfalls 25° abgelenkt werden. Der Lauf in entgegengesetzter

Beim geschränkten Trieb, Abb. 2063, ist zwar der Umspannungswinkel größer; aber der Riemen wird um so stärker verwunden und dadurch, daß der mittlere Teil mehr gestreckt wird als die Riemenränder um so ungünstiger beansprucht, je größer seine Breite und je kleiner der Achsabstand ist. Das ballige Abdrehen der einen Scheibe wirkt etwas ausgleichend und ist deshalb auch hier zu empfehlen, wenn der Riemen nicht verschoben werden muß. Ein weiterer Nachteil ist, daß sich die Riemenflächen an der Kreuzungsstelle reiben. In Rücksicht auf diese Umstände werden geschränkte Riemen lediglich bei kleinen Leistungen angewandt und nur mäßig, mit 70 bis 80% der an offenen Trieben üblichen Beträge, belastet. Für den Achsabstand gilt  $e = 20b$  als Mindestmaß.

Noch ungünstiger liegen die Verhältnisse bei Trieben an sich kreuzenden Wellen, Abb. 2066, weil der Riemen durch die verschiedene starke Streckung der beiden Kanten krumm gezogen wird, so daß er nach dem Abnehmen sichelförmig gebogen erscheint. Gehrkens gibt solchen Riemen von vornherein diese Form und setzt sie nach Abb. 2067 treppenförmig zusammen, so daß die äußere stärker gedehnte Kante weiter übersteht als die innere.

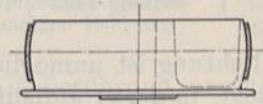


Abb. 2065. Scheibe mit Randleiste für wagrecht angeordnete Triebe.

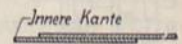


Abb. 2067. Doppelriemen für Winkeltriebe nach Gehrkens.



Lfd. Nr	Art des Antriebes	Leistung PS	Riemen			Scheibendurchmesser mm
			Art	Breite mm	Stärke mm	
1	Feineisenwalzwerk . . . . .	500—1300	Stahlband	3 Bänder je 120 mm	—	3100/1400
2	Kontinuierliche Feineisenstraße .	1400—2800	Leder 3fach	1520	18	7500/1810
3	Kontinuierliche Feineisenstraße .	3000—4000	Leder 4fach	1400	18	6800/2480
4	Drahtstraße . . . . .	1000—2200	Spezialleder 4fach	740	16	3500/1750
5	Drahtstraße . . . . .	1200—1800	Kamelhaar	950	15	8300/1300
6	Feinblechstraße . . . . .	800—1500	Balata	1200	25	7500/2200
7	American Wire Co., Cleveland . .	1250	Leder 3fach	1473	18	7315/1370
8	Westend Straßenbahn Co., Boston	850	Leder	1370	8	8534/2430
9	Minneapolis Straßenbahn Co. Minneapolis . . . . .	1250	Leder	1830	10	8535/2590
10	Fraser u. Chalmers, Chicago, Ausstellung 1893 . . . . .	1000	Leder 3fach	1825	16	8535/2565

Richtung ist unmöglich. Da der Riemen z. B. an der Stelle  $A_1$  nicht in der Ebene 2 2 liegt, in der er auflaufen soll, fällt er ab.

Beim Lauf von einer Scheibe zur anderen wird der Riemen verdreht; da dieses aber an den Ablaufpunkten nicht, wie bei den vorstehenden Ausführungen angenommen, um die Riemenmitte, sondern nur um die Kanten  $C_1$  und  $C_2$ , Abb. 2068, erfolgen kann, müssen die Riemenscheiben etwas auseinandergerückt werden. Bach empfiehlt nach Versuchen an Scheiben auf sich rechtwinklig kreuzenden Wellen, die treibende um  $e_1 = 0,1$  bis  $0,2 b$ , die getriebene um  $e_2 = 0,5$  bis  $0,6 b$  nach außen zu verschieben, Maße, deren Unterschied in den verschiedenen Spannungen der Trümer begründet ist. Sie hängen also von der Höhe der Belastung ab, so daß Verschiebungen auch während des Betriebs bei Belastungswechseln eintreten werden. Die Scheiben sollten deshalb rein zylindrisch abgedreht und reichlich breit,  $B = 1,4 b + 1$  cm, gehalten, sowie erst nach dem Ausproben endgültig festgekeilt werden. Triebe, bei denen sich die Wellen unter  $90^\circ$  kreuzen, bezeichnet man als halbgeschränkte.

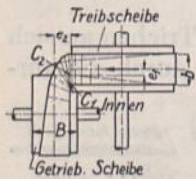


Abb. 2068. Anordnung der Scheiben an halbgeschränkten Trieben.

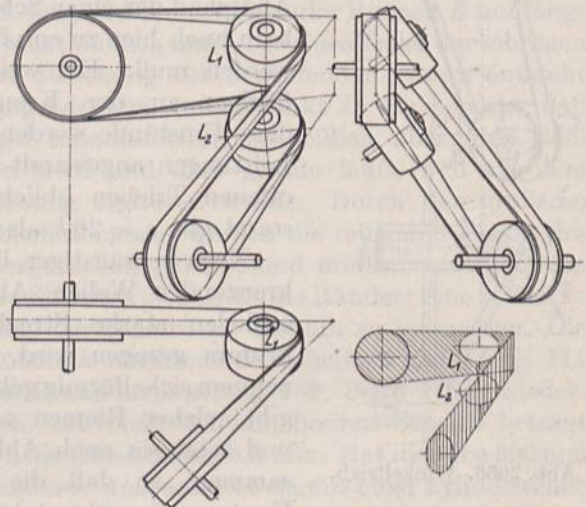


Abb. 2069. Leitrollentrieb.

In allen Fällen, wo das Einstellen der Scheiben und die unmittelbare Verbindung durch den Riemen nach Abb. 2066 ausgeschlossen ist oder wo der Betrieb auch in umgekehrter Richtung ermöglicht werden soll, sind Leitrollen, Abb. 2069, anzuordnen. Für sie gilt wieder die Regel, daß ihnen der Riemen in ihrer Mittelebene zugeführt werden muß, damit er gerade aufläuft. So sind in Abb. 2069 die Leitrollen  $L_1$  und  $L_2$  derart anzuordnen, daß sie von den Ebenen der Hauptscheiben berührt werden, wie der Grundriß und das schematische Bild zeigen. Dadurch wurde ein für beide Laufrichtungen geeigneter Trieb geschaffen. Vorteilhaft ist es, die Mittelebenen der Scheiben durch eingedrehte Nuten zu kennzeichnen, an welchen eine beim Ausrichten eingelegte Schnur leicht erkennen läßt, ob die Scheiben die richtige Lage haben. Kommt beim Laufen

festgekeilt werden. Triebe, bei denen sich die Wellen unter  $90^\circ$  kreuzen, bezeichnet man als halbgeschränkte.



## Große Riementreibe.

Drehzahlen i. d. Min.	Geschwindigkeit $v$ m/sek	Umfangskraft kg	Belastungs- zahl $k_n$ kg/cm	Achsabstand mm	Bemerkungen
226/500	36,7	1020—2660	28,4—73,8	—	Z. V. d. I. 1911, S. 1772
72/300	28,4	3700—7400	24,3—48,6	~ 6500	Mit Spannrolle 1370 $\varnothing$ .
120/330	42,7	5270—7030	37,6—50,2	~ 18000	
270/540	49,5	1520—3330	20,5—45,0	10000	
85/542	37	2430—3650	25,6—38,4	12150	Mit Spannrolle. Mit Spannrolle 1525 mm $\varnothing$ Dampfmaschine 2000 PS, 2 gleiche Riemen nebenein- ander; Spannrollen- $\varnothing$ 1830 mm
38/130	14,9	4030—7550	33,6—62,9	12000	
96/512	36,8	2550	17,3	12000	
70/245	31,3	2035	14,8	11500	
68/225	30,4	3088	16,9	11500	
60/200	26,8	2790	15,3	16000	Dampfmaschine 1500 PS, Spannrollen- $\varnothing$ 1525 mm Dampfmaschine 1000 PS,

St. u. E. 1912,  
S. 1658.

Z. V. d. I. 1893/971.

bald die eine, bald die andere Seite der Riemen mit den Scheiben in Berührung, so sind gelemte Riemen zu verwenden und so aufzulegen, daß die Schlußverbindung nicht mit der Spitze zuerst aufläuft. Die Hauptscheiben pflegen zylindrisch, die häufig auf gemeinsamen Böcken gelagerten Leitscheiben ballig abgedreht zu werden.

## G. Gestaltung der Riemenscheiben.

Die Riemenscheiben vermitteln die Übertragung der Kräfte zwischen dem Riemen und den Wellen. Sie bestehen gewöhnlich aus dem zylindrisch oder ballig abgedrehten Kranz, der Nabe und den die beiden verbindenden Armen. Nur Scheiben kleinen Durchmessers werden vollwandig ausgeführt. Grundsätzlich muß man geringes Gewicht, gleichmäßige Verteilung der Massen, genau zentrische Lage zu den Wellen und sichere Aufnahme der Umfangs- und Fliehkräfte anstreben, die Bildung von Gußspannungen und anderen zusätzlichen Beanspruchungen aber zu vermeiden suchen. Großer Wert ist auf gleichmäßige Kranzstärke zu legen. Bei Versuchen von Markmann [XXVI, 24] zeigte sich, daß schon kleine Ausgleichgewichte, die an den Kränzen beim Auswuchten der Scheiben angebracht werden mußten, sehr beträchtliche örtliche Durchbiegungen, störende Formänderungen und hohe Nebenbeanspruchungen auf Biegung hervorriefen. Gleichmäßiger Massenverteilung wegen empfiehlt es sich, die Kränze raschlaufender Scheiben auch innen, soweit es die Arme gestatten, abzdrehen. Etwa nötige Ausgleichgewichte müssen möglichst dicht an den Armen angeordnet werden. Die Lauffläche soll sorgfältig bearbeitet und so glatt wie irgend möglich sein. Kann man die Scheiben von einem Wellenende her aufschieben, so dürfen sie ungeteilt sein. In den meisten Fällen verlangt jedoch das Aufbringen oder das gelegentliche Auswechseln, bei großen Scheiben auch der Versand, die Teilung derselben. Als Werkstoff kommt vor allem Gußeisen bei Geschwindigkeiten bis 30 m/sek, daneben des geringen Gewichts und der günstigen Reibungsverhältnisse wegen Holz und Papier, bei sehr raschem Lauf Stahl in Frage. An Hobelmaschinen, die bei großen Geschwindigkeiten umgesteuert werden, findet man neuerdings Leichtmetalle, Aluminiumlegierungen u. dgl. zur Herabminderung der bei jeder Umsteuerung zu verzögernden und zu beschleunigenden Massen verwandt.

In DIN 111 sind die normalen Scheiben nach dem Durchmesser  $D$  und der Breite  $B$  unter Angabe der zulässigen Abmaße für  $D$  und in bezug auf die Pfeilhöhe  $h$  gewölbter Kränze festgelegt worden, Zusammenstellung 159. An gewölbten Scheiben ist  $D$  der größte, in der Mitte des Kranzes gemessene Durchmesser. Die angegebenen Pfeilhöhen  $h$  können um 0,5 mm über- oder unterschritten werden. In Sonderfällen, an geschränkten und



Spannrollentrieben sind Abweichungen zulässig. Lassen sich Zwischenbreiten nicht vermeiden, so erhalten diese die Pfeilhöhe  $h$  der nächstgrößeren normalen Breite.

Zusammenstellung 159. Riemenscheiben für Transmissionen, DIN 111<sup>1)</sup>, alle Maße in mm. Scheibendurchmesser  $D$ .

Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Nennmaß	Zulässiges Abmaß
50	± 1	225	± 3	800	± 5	2800	± 10
63		250		900		3200	
80	280	1000		3600			
90	320	1120		4000			
100	360	1250		4500			
112	± 2	400	± 7	1400	± 15	5000	
125		450		1600		5600	
140		500		1800		6300	
160		560		2000		7100	
180	± 5	630	± 10	2250	± 20	8000	
200		710		2500		9000	
						10000	

Scheibenbreite  $B$ .

$B$ Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Pfeilhöhe $h$	Riemenbreite $b$	$B$ Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Pfeilhöhe $h$	Riemenbreite $b$
40	- 2	1	30	200	- 6	2	170
50			40	230			200
60			50	260			230
70			60	300	- 8	2,5	260
85			70	350		3	300
100	- 4	1,5	85	400		3,5	350
120			100	450	- 10	4	400
140			120	500			450
170			140	600			550

<sup>1)</sup> Zu beziehen durch den Beuth-Verlag GmbH., Berlin S 14, Dresdener Str. 97.

Die aufgeführten Scheibendurchmesser stehen in Einklang mit den normalen Drehzahlen der Transmissionen nach DIN 112, Zusammenstellung 160. Hält man sich an diese Drehzahlen, die möglichst genau unter der vorgesehenen Last erreicht werden sollen, so bekommt, wenn einer der beiden Durchmesser normrecht gewählt wird, auch die andere Scheibe einen normalen Durchmesser, sofern man den Riemenschlupf vernachlässigt.

Zusammenstellung 160.

Lastdrehzahlen von Transmissionen nach DIN 112.

25	45	80	140	250	450	800	1400
28	50	90	160	280	500	900	1600
32	56	100	180	320	560	1000	
36	63	112	200	360	630	1120	
40	71	125	225	400	710	1250	

Die Beziehungen zwischen den Lastdrehzahlen, Riemenscheibendurchmessern und Umfangsgeschwindigkeiten sind in DIN 109 dargestellt.

Die Scheibenbreiten  $B$  der Zusammenstellung 159 genügen jedoch nur für offene Riementriebe; gekreuzte und halbgeschränkte verlangen wegen der unvermeidlichen Schwankungen beim Lauf:

$$B = 1,4 b + 1 \text{ cm bis } 2 b. \quad (673)$$

Beispiele gußeiserner Scheiben geben die Abb. 2070 und 2071. Die Randstärke  $s_1$  des Kranzes betrage:

$$s_1 = \frac{D}{200} + 0,3 \text{ mm.} \quad (674)$$

Mit Schablonen geformte oder auf Durchziehformmaschinen hergestellte können rein zylindrische Kränze erhalten. Bei Verwendung von Modellen gibt man dem Kranz,



ebenso wie der Nabe schwach kegliche Formen mit Neigungen von 1 : 50 bis 1 : 30. Die Nabenwandstärke wird wie bei Zahnrädern zu:

$$\delta = 0,4 d + 1 \text{ cm} \quad (675)$$

oder bei ungewöhnlichen Wellenabmessungen:

$$\delta = \frac{1}{5} \left( d' + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm} \quad \text{bis} \quad \frac{1}{4} \left( d' + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm} \quad (676)$$

gewählt, wobei  $d$  die Nabenbohrung,  $d'$  den zur Übertragung des Drehmomentes  $U \cdot R$  nach:

$$\frac{1}{5} k_a (d')^3 = U \cdot R \quad (677)$$

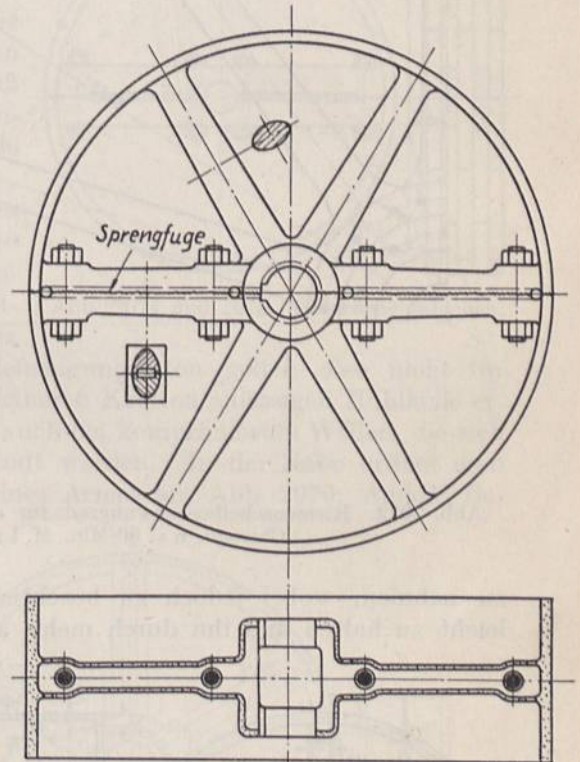
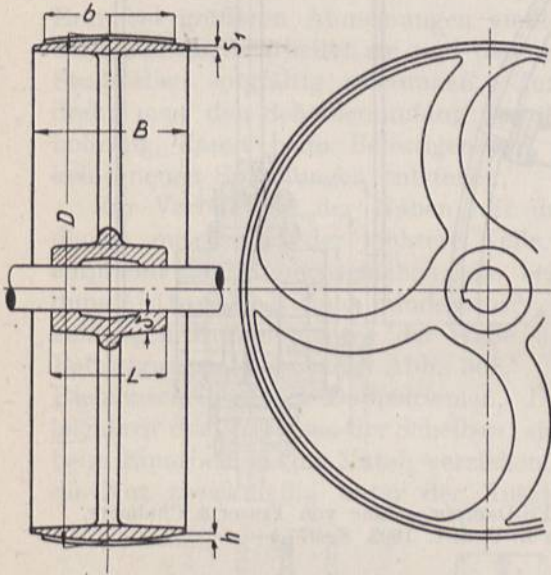


Abb. 2070. Ungeteilte Riemenscheibe mit gekrümmten Armen.

Abb. 2071. Längs eines Armpaares geteilte Riemenscheibe.

nötigen Wellendurchmesser bedeutet. Als Nabenlänge  $L$  nimmt man im allgemeinen mindestens  $L = 1,5 \dots 2,5 d$ . An normalen Scheiben, die auch als Fest- und Losscheiben dienen sollen, findet man Naben, die beiderseits um etwa 1 mm über den Kranz vorsehen, damit beim Aneinandersetzen ein geringer Spielraum zwischen den Kränzen entsteht.

Für die auf Biegung und Zug beanspruchten Arme genügt meist elliptischer Querschnitt, dessen große Achse in der Hauptebene liegt.

Schmale Scheiben bekommen einen Armstern, solche von mehr als 400 mm Breite gewöhnlich zwei, um  $\frac{B}{2}$  voneinander entfernte Sterne, wodurch die Widerstandsfähigkeit und Steifigkeit der Scheiben ganz bedeutend erhöht wird. Die Armzahl eines Armsternes  $i_0$  pflegt man ähnlich wie bei Zahnrädern:

$$i_0 = \frac{1}{7} \sqrt{D} \text{ mm} \quad (678)$$



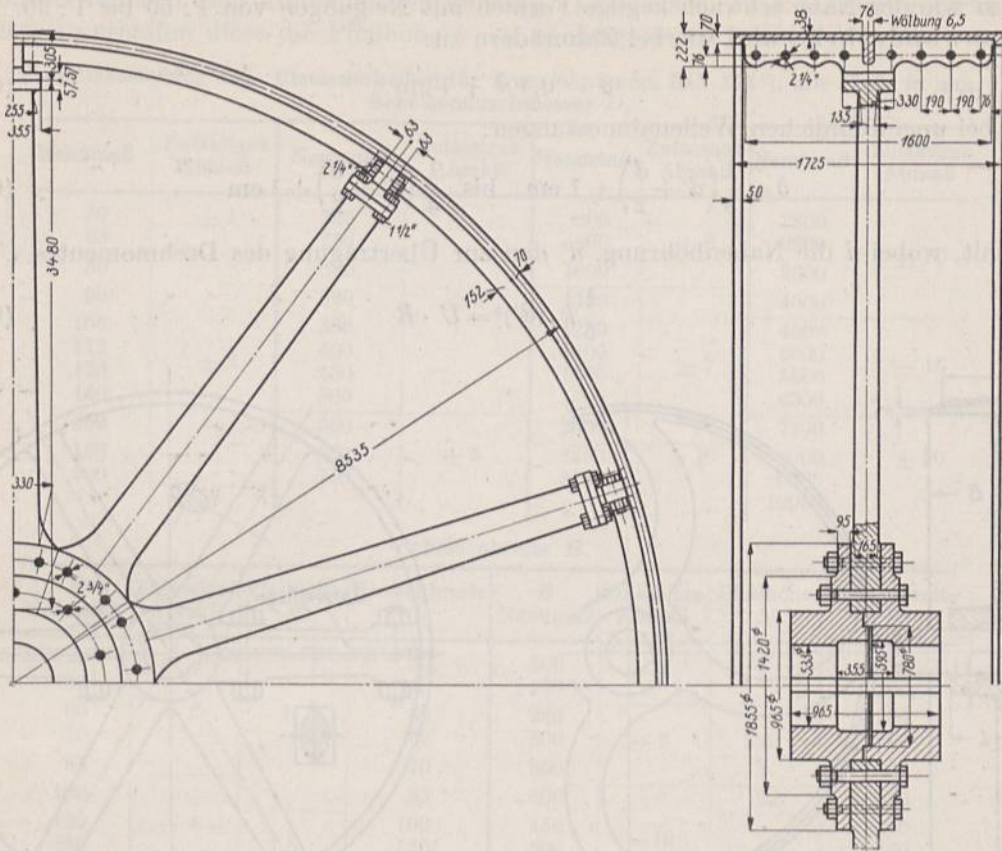


Abb. 2072. Riemenscheibenschwunrad für eine 1000 PS-Dampfmaschine von Fraser & Chalmers, Chicago.  $n = 60/\text{Min}$ . M. 1 : 50. (Nach Z. V. d. I. 1893, S. 977.)

zu nehmen, wobei jedoch zu beachten bleibt, daß es vorteilhafter ist, den Kranz leicht zu halten und ihn durch mehr, aber enger gesetzte Arme zu versteifen. In zwei Hälften geteilte Scheiben verlangen naturgemäß gerade Armzahlen.

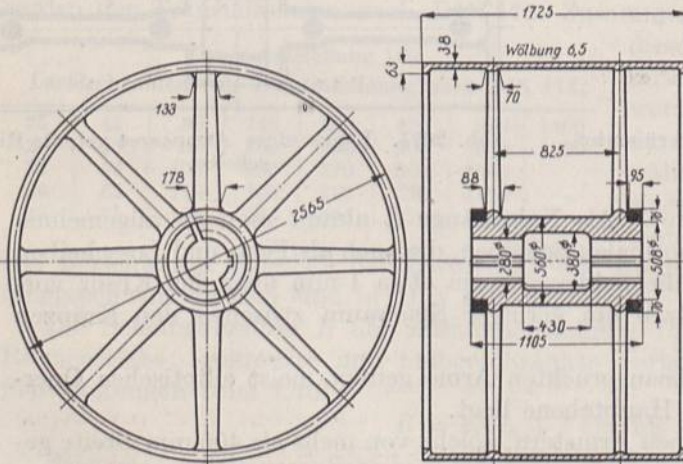


Abb. 2073. Gegenscheibe zu der in Abb. 2072 dargestellten. M. 1 : 50. (Nach Z. V. d. I. 1893, S. 977.)

Gußspannungen kann man durch Sprengen der Nabe, Abb. 2073 oder durch Teilen der Scheibe vermindern. Sie durch Krümmen der Arme, Abb. 2070, einzuschränken, ist wenig zu empfehlen, weil die Arme sowohl durch die eigene Fliehkraft als auch durch diejenige des Kranzes ungünstiger, nämlich auf Biegung beansprucht werden. Darum finden sich an neueren Riemenscheiben meist gerade Arme, aber in Verbindung mit Wülsten am Kranze, die auf gleichmäßigere Abkühlung der

ganzen Scheibe, daneben aber auch auf größere Steifigkeit des Kranzes hinwirken.

Besondere Beachtung und Sorgfalt erfordern die Verbindungsmittel geteilter Scheiben. Die Teilung erfolgt zweckmäßig in einer Armebene, Abb. 2071, um Nebenbeanspru-



chungen möglichst fernzuhalten. Eine Kranzverbindung, Abb. 2081 rechts, ist sehr ungünstig, weil die Fliehkraft die Fuge klaffen und bei  $a$  hohe Biegebeanspruchungen entstehen läßt. Bach wies z. B. an einem Rade von etwa 6 m Durchmesser beim Laufen ein Klaffen von 5 bis 6 mm nach, das erst durch Verspannen der Stoßstelle mit der Nabe beseitigt werden konnte.

Die Teilfuge wird an Scheiben bis zu 6 m Durchmesser nach dem Gießen aufgesprengt, und zwar zunächst an der Nabe, weil sonst die Arme leicht brechen. Die Fuge bleibt unbearbeitet. Klafft dieselbe, so füllen manche Firmen sie mit Zink oder Hartblei aus, um Zusammenbauspaltungen beim Einziehen der Schrauben auszuschalten. Erst bei größeren Abmessungen gießt man die Teile einzeln, bearbeitet sie und paßt sie an den Stoßstellen sorgfältig zusammen. Zum Schluß dreht man den Scheibenumfang und die Nabenbohrung, damit beim Befestigen auf der Welle keine neuen Spannungen entstehen.

Zur Verbindung der Naben mit den Wellen dienen meist ein oder mehrere Keile. DIN 110 empfiehlt für Riemenscheiben, die bei Verwendung einfacher Riemen mindestens  $\frac{1}{3}$  des größtzulässigen Drehmomentes der Welle übertragen, Befestigungsmittel nach Abb. 308. Diese Befestigungsarten gelten also nicht für Riemenscheiben mit Doppelriemen. Die bei kleineren Kräften zulässigen Hohlkeile erleichtern das Versetzen der Scheiben; sie sollten auch bei komprimierten Wellen, die sich beim Einarbeiten von Nuten verziehen, angewandt werden. In der Nabe ordnet man die Nut zweckmäßig unter der Ansatzstelle eines Armes an, Abb. 2070. Andere Be-

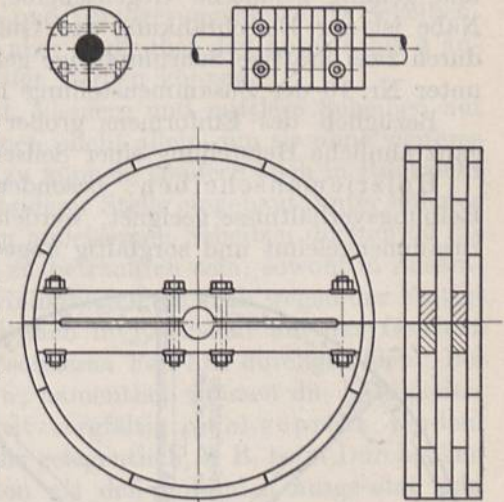


Abb. 2074 und 2075. Holzriemenscheiben.

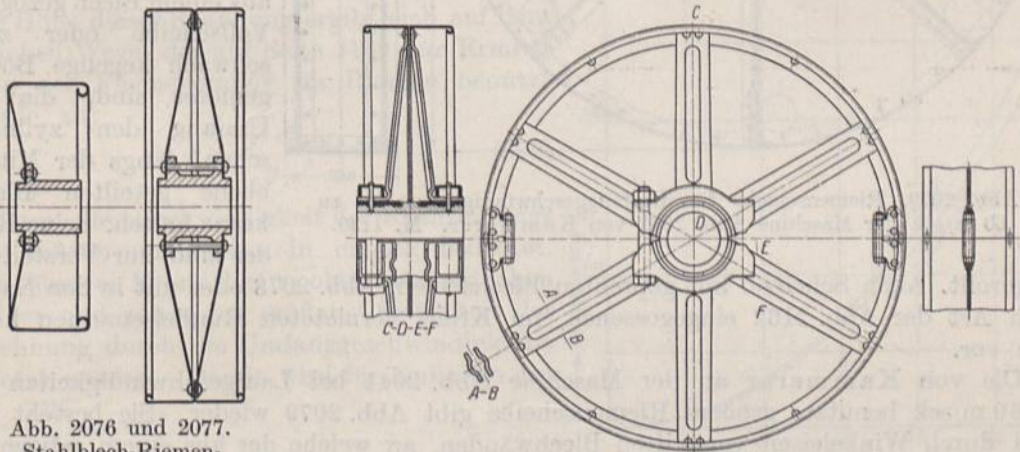
Abb. 2076 und 2077.  
Stahlblech-Riemenscheiben.

Abb. 2078. Schmiedeeiserne Scheibe mit gepreßten Armen.

festigungsarten, geschlitzte Naben oder kegelige Büchsen, sind vielfach vorgeschlagen worden, haben aber wegen der großen Kosten die einfachen Keile nicht verdrängen können.

Ausführungsbeispiele. Eine amerikanische Ausführung, das Riemenschwungrad einer 1000 PS-Dampfmaschine von Fraser und Chalmers, Chicago, von der Weltausstellung 1893 zeigt Abb. 2072 [XXVI, 17]. Zehn Arme volllelliptischen Querschnitts sind an der Nabe zwischen zwei ungeteilten Scheiben befestigt, außen mit einem Flansch versehen und durch Schrauben mit dem zehnteiligen Kranz verbunden. Die Fugen



des letzteren liegen über den Armmitten. Die Konstruktion gestattet, Gußspannungen fast völlig auszuschalten, macht dadurch die Berechnung sicherer, führt aber zu beträchtlichen Nebenbeanspruchungen des Kranzes auf Biegung (vgl. Berechnungsbeispiel 6) und erfordert eine umständliche und sehr sorgfältige Bearbeitung. Die leicht und gefällig gehaltene Gegenscheibe, Abb. 2073, ist in einem Stück gegossen. Ihre Nabe ist zur Einschränkung der Gußspannungen gesprengt. Auf der Welle wird sie durch zwei kräftige Schrupftringe gehalten. Die Riemenabmessungen des Triebes sind unter Nr. 10 der Zusammenstellung 158, Seite 1194, aufgeführt.

Bezüglich des Einformens großer Riemenscheiben mittels Schablonen sei auf die ganz ähnliche Herstellung einer Seilscheibe, Seite 1248, verwiesen.

Holzriemenscheiben, besonders für kleine Durchmesser wegen der günstigen Reibungsverhältnisse geeignet, werden aus zahlreichen gegenseitig versetzten Schichten zusammengeleimt und sorgfältig abgedreht, Abb. 2074 und 2075 und bieten vor allem

den Vorteil geringen Gewichts. Durch große Feuchtigkeit oder Hitze verziehen sie sich aber leicht und schlagen dann oft stark.

Auch schmiedeeiserne Scheiben können mit sehr geringem Gewichte ausgeführt werden. Abb. 2076 und 2077 zeigen ein paar einfache Formen. Die Scheiben bestehen aus gußeisernen Naben, auf welche die aus einem Blech gezogene Vollscheibe oder zwei schwach kegelige Böden genietet sind, die am Umfang den zylindrischen, längs der Mittelebene geteilten Blechkranz halten. Seine Ränder sind zur Versteifung

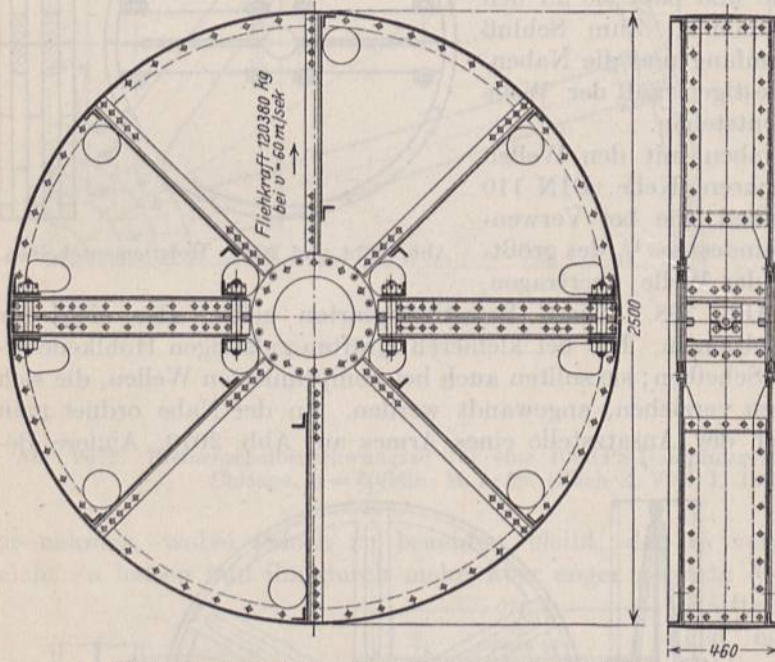


Abb. 2079. Riemenscheibe für Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 60 m/sek der Maschine Abb. 2041 von Kammerer. M. 1:30.

umgerollt. Auch Scheiben mit gepreßten Blecharmen, Abb. 2078 oder mit in den Naben nach Art der Abb. 2162 eingegossenen, im Kranz vernieteten Rundeisenarmen kommen vor.

Die von Kammerer an der Maschine Abb. 2041 bei Laufgeschwindigkeiten bis zu 60 m/sek benutzte größere Riemenscheibe gibt Abb. 2079 wieder. Sie besteht aus zwei durch Winkeleisen versteiften Blechwänden, an welche der aus einem gebogenen Blech hergestellte Kranz durch Winkeleisenringe angenietet ist. Die Verschraubung der beiden Hälften hat eine Fliehkraft von über 120 t aufzunehmen. Mit der Welle ist die Scheibe durch eine besondere Stahlgußnabe verbunden, die auch für die bei den Versuchen benutzten Seilscheiben, Abb. 2153, Verwendung fand.

## H. Berechnung der Riemenscheiben auf Festigkeit und Beispiele.

Zweckmäßigerweise werden die folgenden Rechnungen in einheitlichen Maßen (kg, cm, sek) durchgeführt, die Geschwindigkeit also in cm/sek, das Einheitsgewicht  $\gamma$  in kg/cm<sup>3</sup> und die Erdbeschleunigung  $g$  in cm/sek<sup>2</sup> eingesetzt.



Einfluß auf die Beanspruchung haben:

- a) die auftretenden Fliehkräfte,
- b) die zu übertragenden Umfangskräfte,
- c) der Achsdruck,
- d) der Flächendruck zwischen Riemen und Scheibe,
- e) das Eigengewicht sowie die Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte der Scheibenmasse beim Anlaufen und Stillsetzen, Kräfte, die aber gegenüber den unter a bis d angeführten meist so klein sind, daß sie vernachlässigt werden können.

Allgemein sei noch bemerkt, daß man gut tut, kleinere und mittlere Scheiben auf eine einheitliche Höchstgeschwindigkeit zu berechnen, nicht allein, um sie ohne weiteres in allen nicht außergewöhnlichen Fällen benutzen zu können, sondern auch in Rücksicht darauf, daß häufig eine freigewordene Scheibe, an anderer Stelle eingebaut, unter höherer Geschwindigkeit laufen soll. Für die gewöhnlichen gußeisernen Scheiben dürften 25 bis 30 m/sec als oberer Wert der Laufgeschwindigkeit zu betrachten sein, sowohl in Zusammenhalt mit den üblichen Riemen- und Seilgeschwindigkeiten als auch wegen der Festigkeit des Werkstoffs. Große Scheiben werden vielfach in Rücksicht auf das Gewicht und den Preis als Einzelausführungen auf den besonderen Fall hin durchgebildet. Bei anderweitiger Verwendung ist Vorsicht geboten; namentlich müssen die Festigkeitsverhältnisse im Fall größerer Laufgeschwindigkeit sorgfältig nachgeprüft werden. Ferner ist noch zu beachten, ob die Scheiben nicht gelegentlich, z. B. beim Durchgehen der Antriebsmaschinen, höheren Geschwindigkeiten als den normalen ausgesetzt sein können.

### 1. Übliche, überschlägliche Berechnung der Scheiben.

Der Kranz einer Riemenscheibe darf in erster Annäherung als ein geschlossener Ring betrachtet werden. Dann entstehen in ihm durch die Fliehkraft beim Laufen lediglich Zugspannungen, die im ganzen Querschnitt gleichgroß angenommen werden dürfen, wenn die Kranzstärke, wie üblich, im Verhältnis zum Scheibendurchmesser klein ist. Die Höhe dieser Spannung ergibt sich auf dem gleichen Wege, der auf Seite 1168 zur Ermittlung der Fliehspannung im Riemen benutzt wurde, zu:

$$\sigma_z = \frac{\gamma \cdot v_k^3}{g}, \quad (679)$$

wenn  $v_k$  die Geschwindigkeit des Kranzes längs des Schwerpunktkreises in cm/sec bedeutet. Bei dünnem Kranz darf  $v_k$  ohne beträchtlichen Fehler und zugunsten größerer Sicherheit der Rechnung durch die Umfangsgeschwindigkeit  $v$  ersetzt werden. Damit wird für Gußeisen bei

$$\gamma = \frac{7,25}{1000} \text{ kg/cm}^3:$$

$$\sigma_z = 7,39 \cdot 10^{-6} \cdot v^2, \quad (679a)$$

für Stahl und Stahlguß bei  $\gamma = \frac{7,85}{1000} \text{ kg/cm}^3:$

$$\sigma_z = 7,99 \cdot 10^{-6} \cdot v^2. \quad (679b)$$

Vergleiche hierzu Abb. 2080, wo  $\sigma_z$  in Abhängigkeit von  $v_k$  in m/sec dargestellt ist.

Die bei der vorstehenden Rechnung gemachte Voraussetzung ist freilich meist sehr unvollkommen erfüllt. Während nämlich ein freier Ring beim Laufen seine Kreisgestalt behält, wird der Kranz einer Riemenscheibe an den Ansatzstellen der Arme zurückgehalten, dazwischen aber nach Abb. 2081 links durchgebogen und nicht unbeträcht-

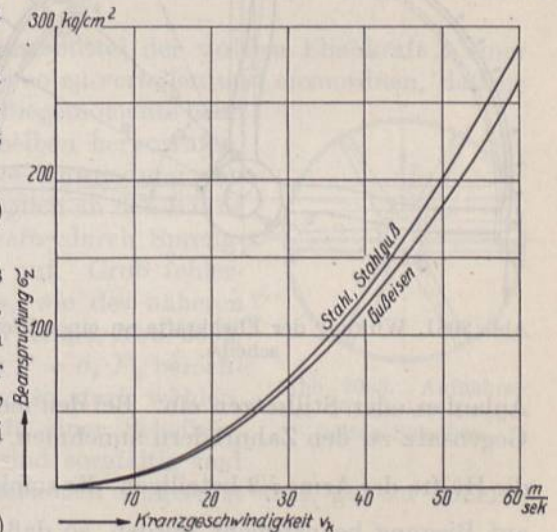


Abb. 2080. Die beim Laufen eines geschlossenen dünnen Ringes entstehenden Fliehspannungen.



lich höher als Formel (679) erwarten läßt, auf zusammengesetzte Festigkeit in Anspruch genommen. Gewöhnlich begnügt man sich der Einfachheit der Berechnung wegen damit, sehr niedrige Werte für die Zugbeanspruchung nach den Formeln (679a und b) zuzulassen, bei Gußeisen z. B. höchstens  $k_z = 67 \text{ kg/cm}^2$ , entsprechend einer Höchstgeschwindigkeit von:

$$v = \sqrt{\frac{g \cdot k_z}{\gamma}} = \sqrt{\frac{981 \cdot 67 \cdot 1000}{7,25}} \approx 3000 \text{ cm/sek} \quad \text{oder} \quad 30 \text{ m/sek.}$$

Im übrigen sucht man die Nebenbeanspruchungen durch eine große Zahl von Armen und durch Vermeiden von Werkstoffanhäufungen und Schwächungen des Kranzes, die ebenfalls zusätzliche Biegespannungen erzeugen, einzuschränken. Man muß sich stets die großen Gefahren, die beim Auseinanderfliegen von Riemenscheiben entstehen, vor Augen halten.

Bei hohen Laufgeschwindigkeiten sind schmiedeiserne, besonders sorgfältig entworfene Scheiben zu empfehlen, vgl. Abb. 2079. Die zusätzlichen Beanspruchungen sind auf Seite 1203 u. f. näher behandelt.

Die Arme werden

α) durch die Umfangskraft  $U$  auf Biegung,

β) durch die Eigenfliehkraft auf Zug,

γ) dadurch, daß sie einen Teil der Fliehkkräfte des Kranzes übernehmen, auf Zug,

δ) durch den Achsdruck auf Druck und Biegung beansprucht.

Zu α) Gewöhnlich werden die Arme von Riemenscheiben lediglich auf die größte Umfangskraft  $U$  berechnet, deren Überleitung sie zwischen der Nabe und dem Kranz vermitteln. In  $U$  schließt man nötigenfalls die Kräfte zur Beschleunigung oder Verzögerung der Massen der von den Riemen angetriebenen Maschinen beim

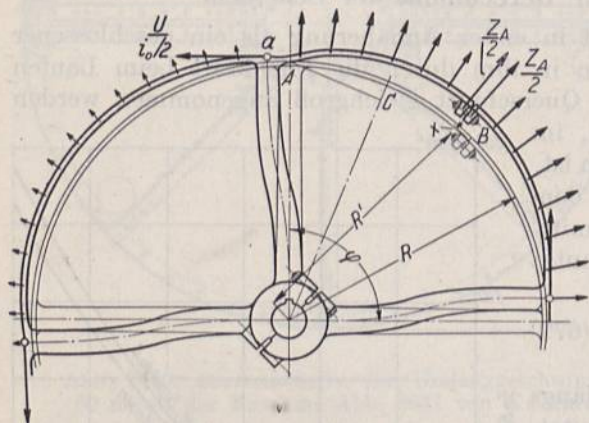


Abb. 2081. Wirkung der Fliehkkräfte an einer Riemenscheibe.

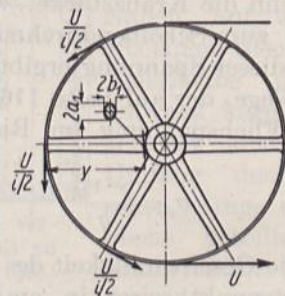


Abb. 2082. Belastung der Arme durch die Umfangskraft  $U$ .

Anlaufen oder Stillsetzen ein. Bei den meist großen Umschlingungswinkeln darf man im Gegensatz zu den Zahnrädern annehmen, daß sich an der Überleitung von  $U$  mindestens die Hälfte der Arme  $i/2$  beteiligen, die somit nach Abb. 2082 durch je  $\frac{U}{i/2}$  am Hebelarm  $y$  auf Biegung beansprucht werden, so daß das Widerstandsmoment eines von ihnen:

$$W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{2U \cdot y}{i \cdot k_b} \quad (680)$$

sein muß. Die Biegespannung ist  $\sigma_{bU} = \frac{2U \cdot y}{i \cdot W}$ . Bei dem vorwiegend benutzten elliptischen Querschnitt mit einem Halbachsenverhältnis  $a_1 : b_1 = 2 : 1$  wird:

$$W = \frac{\pi \cdot a_1^3 \cdot b_1}{4} = \frac{\pi \cdot a_1^3}{8}$$



oder die große, in der Scheibenebene anzuordnende Halbachse:

$$a_1 = \sqrt[3]{\frac{5,09 \cdot U \cdot y}{i \cdot k_b}} \quad (680 a)$$

Bei der Teilung von Scheiben längs einer Armebene gilt es, den Armhälften Widerstandsmomente von je  $\frac{W}{2} \text{ cm}^3$  zu geben. Bei halb elliptischem Querschnitt müssen dann die Halbachsen  $a'_1 = 1,27 a_1$  und  $b'_1 = 1,27 b_1$  sein.

Auch in den Armen pflegt man die zulässige Beanspruchung  $k_b$  niedrig, an gußeisernen Rädern zu 100 bis 150 kg/cm<sup>2</sup> anzunehmen.

Die genauere Berechnung der Arme sowie die Untersuchung der Wirkung der unter  $\beta$  bis  $\delta$  angeführten Kräfte findet sich auf Seite 1209.

An der Nabe greifen die radial gerichteten Kräfte in den Armen, der Achsdruck  $A$  und die durch Keile oder sonstige Befestigungsmittel ausgeübten Kräfte an. Ihre Wirkung in geschlossenen Naben zu verfolgen, ist nicht möglich; sie geben aber die Grundlage für die Ermittlung der Beanspruchung der Verbindungsmittel geteilter Naben. An gesprengten pflegt man die Verbindungsmittel der größeren Sicherheit wegen, aber auch in Rücksicht auf das kräftige Anpressen an der Welle sowie auf den Umstand, daß der Kranz gelegentlich springen kann, auf die volle Fliehkraft  $Z$  einer Scheibenhälfte zu berechnen. Beträgt deren Gewicht  $G/2$ , so wird:

$$Z = \frac{G}{2g} \cdot \omega^2 \cdot \xi \cdot \frac{2 R_s}{\pi} \approx 0,000\,324 \xi \cdot G \cdot \omega^2 \cdot R \approx 0,000\,324 \xi \cdot G \cdot \frac{v^2}{R}, \quad (681)$$

wobei  $\frac{2 R_s}{\pi}$  der Abstand des Schwerpunkts des Kranzes und  $\xi = 0,7 \dots 0,8$  eine Berichtigungszahl ist, die den Einfluß der Nabe und der Arme auf die Lage des Gesamtschwerpunktes berücksichtigt. An Scheiben gedrungener Form gilt der kleinere, an luftig gestalteten der größere Wert. Einen Anhalt gibt die Scheibe Abb. 2073, für welche  $\xi = 0,755$  ist.

An geteilten Scheiben sind die Verbindungsmittel der vollen Fliehkraft  $Z$  einer Scheibenhälfte ausgesetzt, Abb. 2083 und dabei so zu verteilen und anzuordnen, daß sie keine schädlichen Hebelarme finden und keine Biegemomente beim Anziehen der Schrauben oder Laufen der Scheiben hervorrufen. Man rückt sie dicht an die Welle sowie unter Anwendung von Doppelmutterschrauben so nahe wie irgend möglich an den Kranz heran und nimmt die von ihnen erzeugten Kräfte durch Spreng- oder Arbeitsflächen  $a$  in unmittelbarer Nähe auf. Grob fehlerhaft ist die Verbindung in Abb. 2081 rechts, wie des näheren auf Seite 1213 dargetan ist. Die Schrauben am Kranz, Abb. 2083, wird man auf die in demselben wirkende Kraft  $P = \sigma_s \cdot F_k$  berechnen, die an der Nabe sitzenden aber wiederum so stark wählen, daß sie möglichst für sich allein die Fliehkraft einer Scheibenhälfte aufnehmen können. Alle Schrauben sind sorgfältig und gleichmäßig anzuziehen und, falls sie Erschütterungen ausgesetzt sind, gut zu sichern.

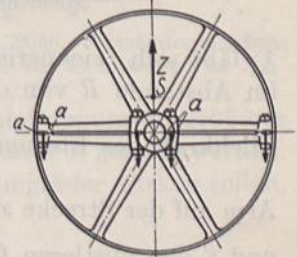


Abb. 2083. Aufnahme der Fliehkraft an geteilten Scheiben.

### 2. Genauere Berechnung der Scheiben.

Zur genaueren Ermittlung der Beanspruchung von Riemenscheiben müssen wegen der statischen Unbestimmtheit der Aufgabe die auftretenden Formänderungen herangezogen werden. Der Kranz dehnt sich beim Laufen aus und bekommt einen größeren Durchmesser. Wäre er vollkommen frei, so würde er sich nach Abb. 2084, in welcher die stark ausgezogenen Linien einen Scheibenausschnitt vom Zentriwinkel  $\varphi = \frac{360^\circ}{i_0}$  in der Ruhelage schematisch wiedergeben, beim Laufen überall um  $\varrho_k$  cm erweitern und in die gestrichelte Form übergehen.  $i_0$  ist hierbei die Zahl der Arme eines Armsternes.



An dieser Formänderung hindern ihn aber die Arme, in denen eine Längskraft  $X_A$  entsteht, deren Größe sich aus der Bedingung ergibt, daß der Zusammenhang zwischen den Armen und dem Kranz erhalten bleiben muß. Der Kranz wird durch die Kräfte  $X_A$  der dünnen Linie entsprechend wellenförmig verbogen und an der genannten Stelle um  $\delta_k$  nach innen verschoben. Beträgt nun die Verlängerung der Arme durch  $X_A$   $\lambda_X$  cm und verlängert sich der Arm durch die Eigenfliehkraft um  $\lambda_A$  cm, so muß:

$$\varrho_k = \lambda_A + \lambda_X + \delta_k \quad (682)$$

sein, eine Beziehung, die die Bestimmung von  $X_A$  ermöglicht.

Der Kranzumfang verlängert sich längs des Schwerpunktkreises vom Halbmesser  $R_s$  unter der Wirkung der Zugspannung  $\sigma_z = \frac{\gamma \cdot v_k^2}{g}$  um den Betrag  $\lambda_k = \alpha_k \cdot \sigma_z \cdot 2\pi R_s$ , wenn  $\alpha_k$  die Dehnungszahl des Werkstoffs des Kranzes ist.  $\lambda_k$  entspricht eine Vergrößerung des Kreishalbmessers, also eine Kranzerweiterung:

$$\varrho_k = \frac{\lambda_k}{2\pi} = \alpha_k \cdot \sigma_z \cdot R_s. \quad (683)$$

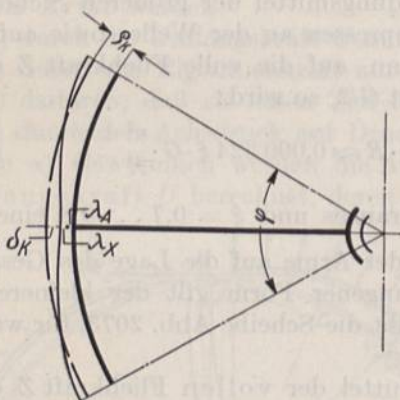


Abb. 2084. Formänderungen an Riemenscheiben.

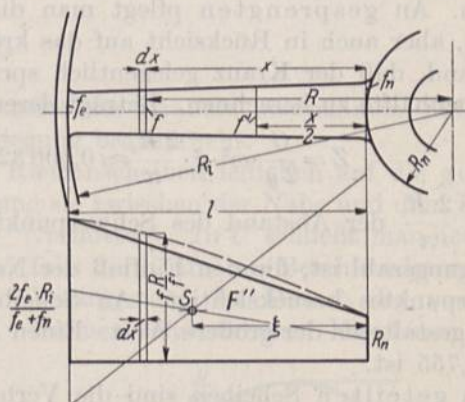


Abb. 2085. Ermittlung der Verlängerung  $\lambda_A$  der Arme durch die Eigenfliehkraft.

$\lambda_A$  läßt sich zeichnerisch nach Abb. 2085 finden. Hat der nach außen zu verjüngte Arm im Abstände  $R$  von der Drehachse oder  $x$  von der Nabe den Querschnitt  $f$ , so ist die

Fliehkraft des Elementarteils  $f \cdot dx \cdot dZ = \frac{dG}{g} \cdot \omega^2 \cdot R = \frac{f \cdot dx \cdot \gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R$ . Sie verlängert den

Arm auf der Strecke  $x$  um  $\alpha_A \frac{dZ}{\rho} \cdot x$ , wenn  $\alpha_A$  die Dehnungszahl des Werkstoffs der Arme und  $\rho$  den mittleren Querschnitt im Abstände  $x/2$  bedeutet. Hierbei ist die Verjüngung des Armes auf der Strecke  $x$  vernachlässigt und dieses Stück durch ein gleichdickes vom mittleren Querschnitt  $f'$  ersetzt. Unter dieser Annahme wird die Verlängerung des ganzen Armes:

$$\lambda_A = \alpha_A \int \frac{dZ}{f'} \cdot x = \frac{\alpha_A \cdot \gamma \cdot \omega^2}{g} \int \frac{f}{f'} \cdot R \cdot x \cdot dx.$$

Trägt man nun die Größe  $\frac{f}{f'} \cdot R$  über dem zugehörigen Abstände  $R$  auf, so ergibt sich bei der üblichen Verjüngung der Arme im Verhältnis 3 : 4 bis 4 : 5 eine annähernd trapezförmige Fläche  $F''$  mit den Endordinaten  $R_n$  und  $\frac{2f_e \cdot R_i}{f_e + f_n}$ , wenn  $f_n$  den Armquerschnitt an der Nabe,  $f_e$  am Kranz (Endquerschnitt) bedeuten.  $\frac{f}{f'} \cdot R \cdot x \cdot dx$  ist das statische Moment des Elementarstreifens dieser Fläche und somit das Integral  $\int \frac{f}{f'} \cdot R \cdot x \cdot dx$  das



statische Moment der gesamten Fläche, bezogen auf den Nabenrand. Die Armverlängerung läßt sich also durch:

$$\lambda_A = \frac{\alpha_A \cdot \gamma \cdot \omega^2}{g} \cdot F'' \cdot \xi \tag{684}$$

ausdrücken und mithin durch Aufzeichnen von  $F''$  und Ermitteln des Schwerpunktabstands  $\xi$  bestimmen. In Abb. 2085 ist die gestrichelt gezeichnete genaue Fläche durch das kräftig umrissene Trapez ersetzt und daran  $\xi$  in bekannter Weise ermittelt.

$\lambda_X$  und  $\delta_k$  findet man aus den Formänderungsdreiecken, Abb. 2086. Würde der gesamte Unterschied zwischen  $\varrho_k$  und  $\lambda_A$ , der nach (682)  $\varrho_k - \lambda_A = \lambda_X + \delta_k$  ist, allein durch Verlängern des Armes von der Länge  $l$  und dem mittleren Querschnitt  $f_m$  (bei ganz unnachgiebigem Kranze) erzeugt werden müssen, so wäre dazu eine Kraft:

$$X' = \frac{(\varrho_k - \lambda_A) \cdot f_m}{\alpha_A \cdot l} \tag{685}$$

nötig. Sollte  $\varrho_k - \lambda_A$  dagegen (bei völlig starrem Arm) nur durch Radialverschiebung des Kranzes nach innen ausgeglichen werden, so müßte dazu eine Kraft:

$$X'' = \frac{(\varrho_k - \lambda_A) \cdot J_k}{\alpha_k \cdot R_s^3 \cdot C} \tag{686}$$

aufgewendet werden, wie sich aus der von Reinhardt angegebenen Formel [XXVI, 25, Seite 62, Formel (39)] ableiten läßt.  $J_k$  ist das Trägheitsmoment des Kranzquerschnitts und

$$C = \frac{1}{8} \frac{\varphi}{\sin^2 \frac{\varphi}{2}} + \frac{1}{4} \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2} - \frac{1}{\varphi}$$

ein nur vom Zentriwinkel  $\varphi$  oder der Armzahl in einem Armstern  $i_0$  abhängiger Festwert, vergleiche die folgende Zahlenreihe. Zwischen  $\varphi$  im Bogenmaß und  $i_0$  besteht die Beziehung  $\varphi = \frac{2\pi}{i_0}$ . Die Gleichung für  $C$  findet man aus der genaueren Formel (733) zur Berechnung von Schwungrädern, wenn man

die Größe  $\frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k}$  vernachlässigt, was bei den im Verhältnis zum Scheibenhalmesser dünnen Kränzen gewöhnlicher Riemenscheiben zulässig ist. In weiterer Vereinfachung und zugunsten größerer Sicherheit der Rechnung kann an Stelle von  $R_s$  der Außenhalmesser  $R$  gesetzt werden. (Riemenscheiben mit dickeren Kränzen, die gleichzeitig als Schwungräder wirken sollen, müssen nach Formel (733) berechnet werden.)

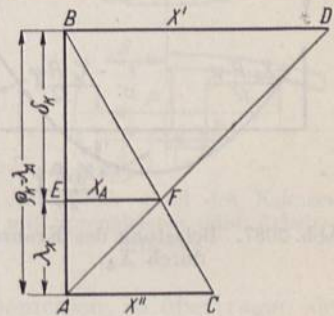


Abb. 2086. Formänderungsdreiecke zur Ermittlung von  $X_A$ .

Armzahl in einem Armstern $i_0$	4	6	8	10	12	16
Zentriwinkel $\varphi$	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{5}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{8}$
Festwert $C$	0,006079	0,001681	0,0006925	0,0003503	0,0002011	0,0000836

Trägt man nun gemäß Abb. 2086 in den Endpunkten der Strecke  $AB = \varrho_k - \lambda_A$  die Kräfte  $X'$  und  $X''$  senkrecht zu  $AB$  auf, so kann man an den Formänderungsdreiecken  $ABC$  und  $ABD$  die Verlängerung des Armes und die Radialverschiebung des Kranzes bei beliebigen Kräften ablesen. Das Lot  $EF$  im Schnittpunkt  $F$  der Linien  $AD$  und  $BC$  liefert die gesuchte Kraft  $X_A$ . Sie verlängert nämlich den Arm um  $AE = \lambda_X$  und verschiebt den Kranz um  $BE = \delta_k$  radial derart nach innen, daß

$$AE + BE = \lambda_X + \delta_k = AB = \varrho_k - \lambda_A$$

ist, erfüllt also die oben angegebene Bedingung.



Die Kraft  $X_A$  beansprucht den Kranz auf Biegung, die Arme auf Zug. Die entstehenden Spannungen lagern sich über die durch die Fliehkraft erzeugten. Denkt man sich das zum Zentriwinkel  $\varphi$  gehörige Kranzstück nach Abb. 2087 gerade gestreckt, so erhält, daß es annähernd als ein eingespannter, gleichmäßig durch  $X_A$  belasteter Träger von der Länge  $R_k \cdot \varphi \approx R \cdot \varphi$  betrachtet werden darf, der an den Enden, also an den Ansatzstellen der Arme durch das Moment:

$$M_{bx} = -\frac{X_A \cdot R \cdot \varphi}{12}, \tag{687}$$

mitten dazwischen aber halb so hoch durch:

$$M'_{bx} = +\frac{X_A \cdot R \cdot \varphi}{24} \tag{688}$$

belastet ist.

Hier und im folgenden ist durch die Vorzeichen der Momente angegeben, in welchem Sinne sie wirken. Positive verstärken die Krümmung des Kranzes, negative vermindern sie.

Das Moment  $M_{bx}$  erzeugt am inneren Kranzumfange

Zugspannungen und erhöht daher die dort vorhandene Fliehkspannung um:

$$\sigma_b = \frac{X_A \cdot R \cdot \varphi}{12 W} = \frac{X_A \cdot R \cdot \varphi}{2 B \cdot s_k^2},$$

wenn  $B$  die Breite,  $s_k$  die Stärke des Kranzes ist.

Ferner wird der Kranz nach Abb. 2088 durch den Auflagedruck des Riemen auf der Scheibe  $p = \frac{A}{D \cdot b}$  auf Biegung

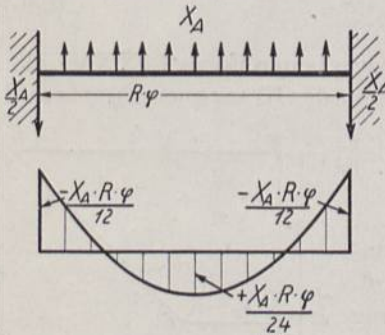


Abb. 2087. Belastung des Kranzes durch  $X_A$ .

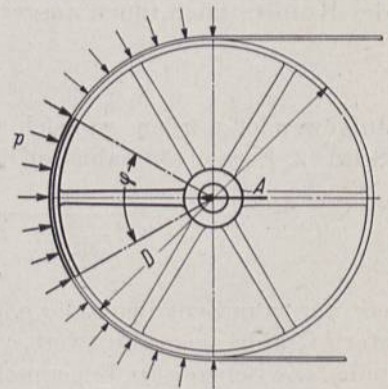


Abb. 2088. Wirkung des Auflagedrucks des Riemen.

beansprucht. Ein Kranzstück zwischen zwei Armen, also über dem Zentriwinkel  $\varphi$ , ist mit  $p \cdot b \cdot \varphi \cdot R = \frac{A \cdot \varphi}{2}$  kg belastet, wodurch über den Armen das Moment:

$$M_{bA} = +\frac{A \cdot R \cdot \varphi^2}{24}, \tag{689}$$

mitten dazwischen:

$$M'_{bA} = -\frac{A \cdot R \cdot \varphi^2}{48} \tag{690}$$

entsteht. Die erzeugten Spannungen sind entgegengesetzter Art wie die durch  $X_A$  hervorgerufenen und obere Grenzwerte, da ein Teil der Belastung durch den Kranz an die Arme der vom Riemen freien Scheibenhälfte weitergeleitet wird. Schließlich wird der Kranz noch durch das Moment  $M_0$  nach Formel (694) in Anspruch genommen.

Besonders hohe Spannungen entstehen durch zwischen den Armen angeordnete Kranzstöße. Auf die Bedenklichkeit der Verbindung Abb. 2081 rechts war schon auf Seite 1203 aufmerksam gemacht worden. Entsteht schon beim Anziehen der Schrauben durch den Hebelarm  $x$  a) ein zusätzliches Biegemoment im Kranz, so ist dieser beim Laufen an den Ansatzstellen der Arme nicht allein b) dem Biegemoment ausgesetzt, das die Fliehkraft  $\frac{Z_A}{2}$  der Werkstoffanhäufung an der Stoßstelle erzeugt, sondern auch c) demjenigen der Eigenfliehkraft der Kranzenden, weil die Schrauben entlastet und schließlich locker werden. Dabei vermindert sich allerdings das unter a) genannte Moment infolge des Anziehens der Schrauben und verschwindet ganz, wenn



die letzteren lose sind. Das Moment  $b)$  ergibt sich aus dem Gewicht  $G'$  der Flansche samt den Schrauben und dem Abstand  $R'$  ihres Schwerpunktes von der Drehachse:

$$M_{bG'} = -\frac{Z_A}{2} \cdot R \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \approx -\frac{\omega^2}{2g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \sin \frac{\varphi}{2}, \quad (691)$$

das unter  $c)$  angeführte aus dem Produkt der Masse des Kranzstücks  $AB \frac{\gamma}{g} \cdot F_k \cdot R \cdot \frac{\varphi}{2}$ , der

Zentrifugalbeschleunigung  $\frac{\omega^2 \cdot R \cdot \sin \frac{\varphi}{4}}{\frac{\varphi}{4}}$  und dem mittleren Hebelarm  $AC \approx R \cdot \sin \frac{\varphi}{4}$ :

$$M_{bK} = -2 \frac{\gamma \cdot \omega^2}{g} \cdot F_k \cdot R^3 \sin^2 \frac{\varphi}{4}. \quad (692)$$

Günstiger ist die Ausführung des Stoßes nach Abb. 2089, wo die beim Anziehen entstehende Längskraft in den Schrauben durch zwei Sprengleisten oder Arbeitsflächen, ohne ein Biegemoment zu erzeugen, aufgenommen wird, wenn die Fuge nicht vor dem Zusammenschrauben klappt.

Beim Laufen entstehen aber auch in diesem Falle zum Teil hohe Nebenbeanspruchungen im Kranz:

1. falls die Schrauben nicht die volle Kraft  $P = F_k \cdot \sigma_z$  aufnehmen,
2. weil die Schrauben am Hebelarm  $x$ , Abb. 2089, gegenüber dem Kranz angreifen,
3. durch die Massenwirkung der Flansche und Schrauben,
4. wenn die Verbindung gegenüber den Biegemomenten an der Stoßstelle nicht genügend widerstandsfähig ist.

Zu 1) Die Schrauben müssen so stark angezogen und vorgespannt sein, daß in ihnen bei der vollen Laufgeschwindigkeit mindestens die Kraft  $P = F_k \cdot \sigma_z$  herrscht. Genügt die Vorspannung nicht oder sind die Schrauben zu schwach bemessen, so übertragen sie nur einen Teil der Fliehkräfte; der Rest wirkt biegender nach Art des Moments  $M_{bK}$ , Formel (692). Dieses Moment erreicht die volle angegebene Größe und gefährdet die Scheibe bei raschem Lauf in hohem Maße, wenn sich die Schrauben lösen, z. B. infolge von Erschütterungen oder stoßhaftem Betrieb.

Zu 2) Der Hebelarm  $x$  bedingt eine Beanspruchung des Flansches auf Biegung, deren Wirkung sich aber, ähnlich wie bei Rohren, auch in die anschließenden Teile des Kranzes hinein fortpflanzt. Sie ist um so geringer, je kleiner die Formänderungen, je kräftiger und steifer also die Flansche ausgebildet sind.  $x$  muß konstruktiv so klein wie möglich gehalten werden.

Zu 3) Falls die Stoßstelle biegefest durchgebildet ist, darf man das Kranzstück zwischen den beiden benachbarten Armen als einen an den Enden eingespannten Träger von der Länge  $R \cdot \varphi$ , Abb. 2090 und die Massenwirkung  $Z' = \frac{\omega^2}{g} G' \cdot R'$  als eine Einzelkraft auffassen. Sitzt der Stoß, wie meist üblich, mitten zwischen zwei Armen, so entstehen in den Punkten  $A$  und  $B$  negative Biegemomente, an der Stoßstelle selbst aber ein positives in Höhe von:

$$M_{bG'} = \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot \frac{R \cdot \varphi}{8} = 0,125 \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi. \quad (693)$$

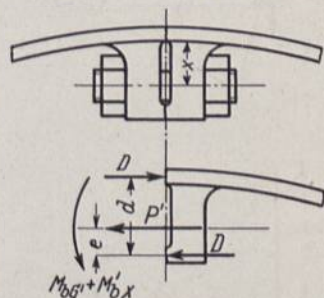


Abb. 2089. Stoß des Kranzes mit Sprengleisten oder Arbeitsflächen.

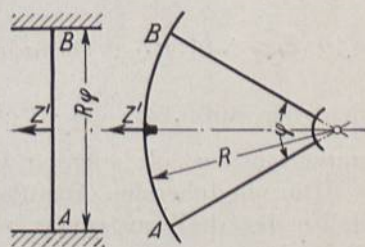


Abb. 2090. Massenwirkung des Verbindungsflansches.



Zu 4) Zu dem zuletzt genannten Biegemoment tritt an der Stoßstelle noch das durch die Armkraft  $X_a$  bedingte nach Formel (688)  $M'_{bX} = + \frac{X_A \cdot R \cdot \varphi}{24}$ . Die Stoßstelle gegenüber der Summe dieser beiden Momente biegefest zu machen, ist schwierig. Gleichgewicht kann nach Abb. 2089 nur durch ein Kräftepaar mit dem Moment:

$$D \cdot d = M_{bG'} + M'_{bX}$$

geschaffen werden. Um aber die äußeren Sprengflächen mit  $D$  kg gegeneinander zu pressen und nicht klaffen zu lassen, muß in den Schrauben eine zusätzliche Kraft  $P' = \frac{D \cdot d}{e}$

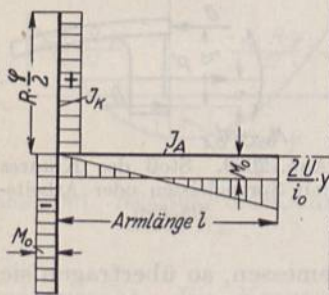
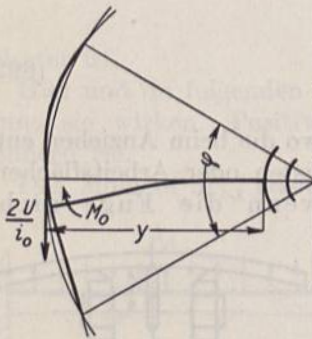


Abb. 2091. Zur Ermittlung des Biegemomentes  $M_0$ .

wirken. Die Schrauben sind also viel höher, als man gemeinhin annimmt, belastet.  $P'$  wird um so kleiner, je größer  $e$  ist: ein großes  $e$  vermehrt aber das Gewicht der Flansche und ihre unter c) ermittelte Massenwirkung. In der Regel werden die Biegemomente nur zum Teil von den Schrauben aufgenommen werden, der Rest erhöht die Beanspruchung der Kranzenden auf Biegung, wie unter a) erläutert. Der Versuch, die Verteilung der Momente auf die Schrauben und die Kranzstücke zu bestimmen, erscheint wegen der unsicheren Annahmen, die dabei gemacht werden müssen, aussichtslos. Man berechnet zweckmäßigerweise die Scheiben in zwei Grenzfällen:  $\alpha$ ) unter der zu günstigen Annahme, daß die Stoßstelle die Momente voll und ganz aufnehmen kann,  $\beta$ ) unter der ungünstigen, daß sich die Schrauben gelöst haben. Vgl. Zahlenbeispiel 5 und 6.

Ein Weg, die Beanspruchung zu erniedrigen, ist, die Stoßstelle nicht mitten zwischen den Armen, sondern näher einem der Arme unter etwa  $\frac{\varphi}{4,73}$  Grad, vgl. Abb. 2200, anzuordnen.

Dort ist nämlich das durch die Armkraft bedingte Moment rechnermäßig Null; außerdem sinkt aber auch das durch die Massenwirkung des Flansches und der Verbindungsschrauben erzeugte auf  $0,0555 \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi$  gegenüber

$0,125 \frac{\omega^2}{g} G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi$ . Dafür steigt allerdings das Biegemoment im Kranz am nächstliegenden Arm auf  $0,131 \frac{\omega^2}{g} G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi$ . An Schwungrädern ist dieser Weg schon öfter benutzt worden, ob auch an Riemen- und Seilscheiben, ist dem Verfasser nicht bekannt.

Die vorstehenden Ausführungen, ebenso wie das Zahlenbeispiel 5, Seite 1212, zeigen, daß selbst die konstruktiv vollkommenere Form des Stoßes nach Abb. 2089 zu hohen Nebenbeanspruchungen der Schrauben und des Kranzes führt. Stark gefährdet sind Scheiben mit solchen Verbindungen, wenn die Schrauben sich lösen. Alle diese Umstände weisen dringend darauf hin, Kranzstöße zwischen den Armen zu vermeiden.

Bei der näheren Untersuchung biegefest mit dem Kranz verbundener Arme, insbesondere also der Arme an gegossenen Scheiben, ist zu beachten, daß dem Moment  $M_{vU} = \frac{U \cdot y}{i/2}$  nach Abb. 2082 ein Moment vom Kranz her entgegenwirkt, weil die Arme dort je nach der Steifigkeit des Kranzes als mehr oder weniger eingespannt angesehen werden müssen.

Der Kranz wird wellen-, der Arm aber S-förmig verbogen, Abb. 2091. Das an der Ansatzstelle der Arme wirkende Moment  $M_0$  findet man aus der Bedingung, daß dort die Neigungswinkel der elastischen Linien des Kranzes und des Armes gleich groß



sein müssen, nach der Beziehung (31) an Hand von Abb. 2091 unten. Dort ist zur Vereinfachung angenommen, daß der gebogene Kranz gerade gestreckt werden darf. Legt man der Formänderung des Armes das Trägheitsmoment  $J_A$  des mittleren Armquerschnitts zugrunde, vernachlässigt also die Verjüngung der Arme, so muß:

$$\frac{2\alpha_k}{J_k} \cdot M_0 \cdot R \cdot \frac{\varphi}{2} = \frac{\alpha_A}{J_A} \left( \frac{U \cdot y \cdot l}{i_0} - M_0 \cdot l \right)$$

sein, woraus mit  $\alpha_k = \alpha_A$  und  $i_0 = \frac{2\pi}{\varphi}$ :

$$M_0 = \frac{\varphi \cdot U \cdot y \cdot l \cdot J_k}{2\pi(R \cdot \varphi \cdot J_A + l \cdot J_k)} \tag{694}$$

folgt.

Zu  $\beta$  (Seite 1202). Durch die Eigenfliehkraft des Armes wird die Ansatzstelle an der Nabe am höchsten beansprucht. Mit den in Abb. 2092 eingetragenen Bezeichnungen ist die Fliehkraft eines im Abstände  $R$  gelegenen Elements vom Rauminhalt  $f \cdot dR$  durch

$f \cdot dR \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R$  und die gesamte Fliehkraft des Armes

durch  $\frac{\gamma}{g} \omega^2 \int_{R_n}^{R_i} f \cdot R \cdot dR$  dargestellt. Trägt man nun die

Produkte  $f \cdot R$  in den zugehörigen Abständen  $R$  auf, so ist das Integral durch den Inhalt der entstehenden Fläche gegeben, der nach der Simpsonschen Regel durch  $\frac{l}{6}(y_n + 4y_m + y_e)$  ausgedrückt werden kann, wenn  $y_n$  und  $y_e$  die Endordinaten,  $y_m$  diejenige in der Mitte der Fläche ist. Unter Einführung ihrer wirklichen Werte wird:

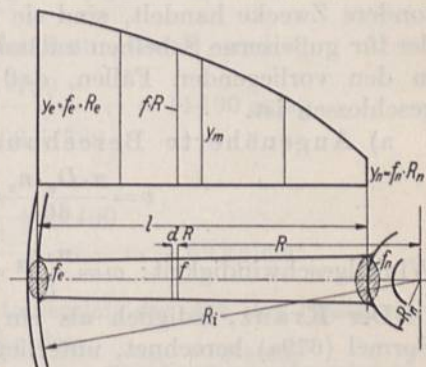


Abb. 2092. Zur Ermittlung der Eigenfliehkraft der Arme.

$$Z_A = \frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot l}{6g} \left[ f_n \cdot R_n + 4f_m \cdot \left( R_n + \frac{l}{2} \right) + f_e \cdot R_i \right]$$

und mit  $f_m \approx \frac{f_n + f_e}{2}$ :

$$Z_A = \frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot l}{6g} [f_n(2R_n + R_i) + f_e(R_n + 2R_i)]. \tag{695}$$

Zu  $\gamma$ ) Die Kraft  $X_A$  erzeugt in den Armen Zugspannungen in Höhe von  $\sigma_z = \frac{X_A}{f_n}$  an der Nabe,  $\sigma_z = \frac{X_A}{f_e}$  an der Ansatzstelle am Kranz, wenn die Scheibe nur einen Armstern hat.

Dem unter  $\delta$ ) angeführten Achsdruck sind vor allem die im Bereich des vom Riemen umspannten Bogens der Scheibe liegenden Arme ausgesetzt. Sofern man ungünstigerweise das zum Winkel  $\varphi$  gehörige Kranzstück, Abb. 2088, für sich betrachtet, also vernachlässigt, daß der Kranz einen Teil der Belastung auch auf die Nebenarme und sogar auf diejenigen in der vom Riemen freien Hälfte überträgt, wird die Druckkraft, welcher die Arme unter dem Riemen ausgesetzt sind.

$$P_A = A \cdot \sin \frac{\varphi}{2}; \tag{696}$$

denn der Flächendruck  $p$  zwischen Riemen und Scheibe, dem  $A$  das Gleichgewicht hält, berechnet sich bei gleichmäßiger Verteilung auf der Scheibenoberfläche, halber Umschlingung und einer Riemenbreite  $b$  aus  $p = \frac{A}{D \cdot b}$ . Auf einen der Arme entfällt dann eine Belastung von  $P_A = \frac{D}{2} \cdot 2 \sin \frac{\varphi}{2} \cdot b \cdot p = A \cdot \sin \frac{\varphi}{2}$ . Praktisch dürften die Arme dieser



Belastung tatsächlich in dem Augenblick ausgesetzt sein, wo sie durch die Ebene der Wellen, auf denen die Scheiben sitzen, hindurchlaufen.  $P_A$  beansprucht die Arme auf Druck bzw. Knickung. (Die Verteilung des Achsdrucks auf sämtliche Arme einer Riemenscheibe ist wegen der mehrfachen statischen Unbestimmtheit der Scheibe schwierig zu ermitteln, bietet auch zufolge der dabei zu machenden unsicheren Annahmen wenig Aussicht auf zuverlässige Werte [XXVI, 26, S. 120]. Die Nebenbeanspruchung auf Biegung, der die Arme außerhalb der Wellenebene ausgesetzt sind, dürfte gering sein).

Dient schließlich die Riemenscheibe gleichzeitig als Schwungrad, so tritt zu den vorstehend berechneten Spannungen noch die Beanspruchung durch die vom Kranz abwechselnd aufzuspeichernde und wieder abzugebende Energie, vgl. Abschnitt 28.

**Berechnungsbeispiel 4.** Nachrechnung der Festigkeitsverhältnisse der gußeisernen Riemenscheibe, Abb. 2073, bei  $n_2 = 200$  Umdrehungen in der Minute. Übertragene Leistung  $N = 1000$  PS. Unwichtige Einzelrechnungen sind weggelassen. Da es sich in den Berechnungsbeispielen 4, 5 und 6 um Einzelausführungen von Scheiben für besondere Zwecke handelt, sind sie für die Betriebsgeschwindigkeit, die übrigens nahe der für gußeiserne Scheiben zulässigen Grenze liegt, nachgerechnet. Zu beachten bleibt in den vorliegenden Fällen, daß das Durchgehen einer Dampfmaschine nicht ausgeschlossen ist.

a) Angenäherte Berechnung. Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 256,5 \cdot 200}{60} = 2690 \text{ cm/sek.}$$

$$\text{Winkelgeschwindigkeit: } \omega = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 200}{30} = 20,94 \frac{1}{\text{sek.}}$$

Der Kranz, lediglich als ein mit der Geschwindigkeit  $v$  umlaufender Ring nach Formel (679a) berechnet, unterliegt der Zugspannung:

$$\sigma_z = 7,39 \cdot 10^{-6} v^2 = 7,39 \cdot 10^{-6} \cdot 2690^2 = 53,6 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Arme werden durch die Umfangskraft:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 1000}{26,9} = 2790 \text{ kg}$$

am Hebelarm  $y = 96$  cm nach Formel (680) an der Nabe mit:

$$\sigma_{bU} = \frac{2 U \cdot y}{i \cdot W} = \frac{8 U \cdot y}{i \cdot \pi \cdot a^2 \cdot b} = \frac{8 \cdot 2790 \cdot 96}{16 \pi \cdot 8,9^2 \cdot 4,4} = 122 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht.

Zur Berechnung der Nutzspannung in den zwei Schrumpfringen, die die gesprengte Nabe zusammenhalten, wurde das Gewicht der gesamten Scheibe  $G = 6230$  kg berechnet. In Formel (681) eingesetzt, wird die Beanspruchung der Ringe auf Zug höchstens:

$$\sigma_z = \frac{Z}{4f} = 0,000324 \xi \cdot \frac{G \cdot v^2}{4f \cdot R} = 0,000324 \cdot 0,755 \cdot \frac{6230 \cdot 2690^2}{4 \cdot 7,6 \cdot 9,5 \cdot 128,3} = 298 \text{ kg/cm}^2.$$

b) Genauere Nachrechnung. Ermittlung der Kraft  $X_A$ . Radiale Erweiterung des Kranzes:

$$\rho_k = \alpha_k \cdot \sigma_z \cdot R_s = \frac{53,6 \cdot 126,4}{1000000} = 0,00678 \text{ cm.}$$

Die Verlängerung  $\lambda_A$  eines Armes durch die Eigenfliehkraft wurde an Abb. 2085 bestimmt.

$R_n = 28$  cm und  $\frac{2 f_e \cdot R_i}{f_e + f_n} = \frac{2 \pi \cdot 6,65 \cdot 3,5 \cdot 124,5}{\pi (6,65 \cdot 3,5 + 8,9 \cdot 4,4)} = 92,8$  cm liefern die Endordinaten der

Fläche  $F''$ . Flächeninhalt bei einem Abszissenmaßstab 1:25, einem Ordinatenmaßstab 1:50, also einem Flächenmaßstab 1:1250  $F'' = 1250 \cdot 4,65 = 5830 \text{ cm}^2$ . Schwerpunktabstand  $\xi = 56,9$  cm.

$$\lambda_A = \frac{\alpha_A \cdot \gamma}{g} \omega^2 \cdot F'' \cdot \xi = \frac{7,25 \cdot 20,94^2}{1000000 \cdot 981 \cdot 1000} \cdot 5830 \cdot 56,9 = 0,001075 \text{ cm,}$$

$$\rho_k - \lambda_A = 0,00678 - 0,001075 = 0,005705 \text{ cm.}$$



Zur Aufzeichnung der Formänderungsdreiecke Abb. 2092a dienen:

$$X' = \frac{(\rho_k - \lambda_A) \cdot f_m}{\alpha_A \cdot l} = \frac{0,005705 \cdot 96 \cdot 1\,000\,000}{96,5} = 5680 \text{ kg}$$

und

$$X'' = \frac{(\rho_k - \lambda_A) \cdot J_k}{\alpha_k \cdot R_s^3 \cdot C} = \frac{0,005705 \cdot 172,5 \cdot 3,8^3 \cdot 1\,000\,000}{126,4^3 \cdot 0,0006925 \cdot 12} = 3220 \text{ kg}.$$

Sie führen zu  $X_A = 2050 \text{ kg}$  in einem Armpaare.

Trägheitsmoment des Kranzquerschnitts:  $J_k \approx \frac{B \cdot s_k^3}{12} = \frac{172,5 \cdot 3,8^3}{12} = 789 \text{ cm}^4,$

Widerstandsmoment:  $W_k = \frac{2 \cdot J_k}{s_k} = \frac{2 \cdot 789}{3,8} = 415 \text{ cm}^3.$

Trägheitsmoment des mittleren Armquerschnittes:

$$J_A = \frac{\pi}{4} a_m^3 \cdot b_m = \frac{\pi}{4} \cdot 7,78^3 \cdot 3,95 = 1460 \text{ cm}^4.$$

Die Biegespannung im Kranz an der Ansatzstelle der Arme, die  $X_A$  und

$$M_0 = \frac{\varphi \cdot U \cdot y \cdot l \cdot J_k}{2\pi(R \cdot \varphi \cdot J_A + l \cdot J_k)} = \frac{2790 \cdot 96 \cdot 96,5 \cdot 789}{8 \left( 128,3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 1460 + 96,5 \cdot 789 \right)} = 11400 \text{ cmkg}$$

erzeugen, beträgt:

$$\sigma_b = \frac{0,0833 \cdot X_A \cdot R \cdot \varphi + M_0}{W_k} = \frac{0,0833 \cdot 2050 \cdot 128,3 \cdot \frac{\pi}{4} + 11400}{415} = \mp 69 \text{ kg/cm}^2.$$

Das obere Vorzeichen kennzeichnet hier und im folgenden die Art der Spannung an der Außen-, das untere diejenige an der Innenfläche des Kranzes.

$\sigma_b$  erhöht die durch die Fliehkraft bedingte Spannung von  $53,6 \text{ kg/cm}^2$  an der Kranzinnenfläche um  $129\%$  auf  $122,6 \text{ kg/cm}^2$ .

Der Flächendruck zwischen Riemen und Scheibe erzeugt nach Formel (690) mit  $A = 3U$ :

$$\sigma_b = \frac{A \cdot R \cdot \varphi^2}{48 W_k} = \frac{3 \cdot 2790 \cdot 128,3 \cdot \pi^2}{48 \cdot 415 \cdot 16} = \mp 33,2 \text{ kg/cm}^2$$

mitten zwischen den Armen und die doppelt so hohe Spannung von  $\pm 66,5 \text{ kg/cm}^2$  über den Armen.

Die Beanspruchung der Arme setzt sich bei  $f_n = \pi \cdot 8,9 \cdot 4,4$

$= 123$  und  $f_e = \pi \cdot 6,65 \cdot 3,5 = 73,1 \text{ cm}^2$  aus den folgenden einzelnen Spannungen zusammen.

α) Die Umfangskraft  $U$  erzeugt an der Nabe, wie oben ermittelt,  $\sigma_{bU} = 122 \text{ kg/cm}^2$  Biegespannung,

β) die Eigenfliehkraft nach (695):

$$\begin{aligned} Z_A &= \frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot l}{6g} [f_n(2R_n + R_i) + f_e(R_n + 2R_i)] \\ &= \frac{7,25 \cdot 20,94^2 \cdot 96,5}{1000 \cdot 6 \cdot 981} \cdot [123(2 \cdot 28 + 124,5) + 73,1(28 + 2 \cdot 124,5)] = 2210 \text{ kg} \end{aligned}$$

bedingt:

$$\sigma_{zZ} = \frac{Z_A}{f_n} = \frac{2210}{123} = 18 \text{ kg/cm}^2,$$

γ) die Längskraft  $X_A$  in einem Armpaar:

$$\sigma_{zX} = \frac{X_A}{2f_n} = \frac{2050}{2 \cdot 123} = 8,3 \text{ kg/cm}^2 \text{ Zugspannung.}$$

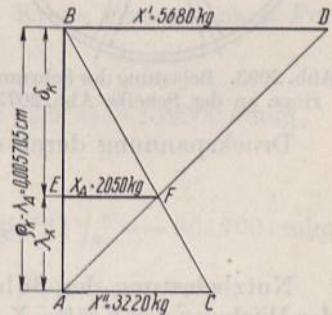


Abb. 2092a.



Die höchste Zugspannung im betrachteten Querschnitt ergibt sich zu:

$$\sigma = \sigma_{bU} + \sigma_{zz} + \sigma_{zx} = 122 + 18 + 8,3 = 148,3 \text{ kg/cm}^2.$$

δ) Die Belastung durch den Achsdruck  $A \cdot \sin \frac{\varphi}{2} = 3 \cdot 2790 \cdot \sin 22,5^\circ = 3200 \text{ kg}$  ruft

Druckspannungen in Höhe von  $\sigma_a = \frac{A \cdot \sin \frac{\varphi}{2}}{2 f_n} = \frac{3200}{2 \cdot 123} = 13 \text{ kg/cm}^2$  hervor. Auch die Beanspruchung der Arme auf Knickung ist gering. Am mittleren Querschnitt beträgt der Trägheitshalbmesser  $i = \frac{b}{2} = \frac{3,95}{2} = 1,98 \text{ cm}$ ; damit wird das Schlankheitsverhältnis  $\frac{l}{i} = \frac{96,5}{1,98} = 48,7$ . Mithin ist die Tetmajersche Formel maßgebend. Knickspannung nach (20):

$$K_k = K \left[ 1 - c_1 \frac{l}{i} + c_2 \left( \frac{l}{i} \right)^2 \right] = 7760 [1 - 0,01546 \cdot 48,7 + 0,00007 \cdot 48,7^2] = 3200 \text{ kg/cm}^2.$$

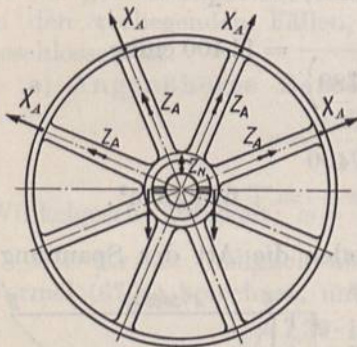


Abb. 2093. Belastung der Schruppfringe an der Scheibe Abb. 2073.

Sicherheit gegen Ausknicken:

$$\mathcal{S}_T = \frac{K_k}{\sigma_a} = \frac{3200}{13} = 246 \text{ fach.}$$

Beanspruchung der Arme im Endquerschnitt am Kranze. Zugspannung durch  $X_A$ :

$$\sigma_{zx} = \frac{X_A}{2 \cdot f_e} = \frac{2050}{2 \cdot 73,1} = 14 \text{ kg/cm}^2,$$

Biegespannung durch das Moment  $M_0$  nach (694):

$$\sigma_b = \frac{4 M_0}{2 \cdot \pi \cdot a_e^2 \cdot b_e} = \frac{4 \cdot 11400}{2 \cdot \pi \cdot 6,65^2 \cdot 3,5} = 47 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_z + \sigma_b = 14 + 47 = 61 \text{ kg/cm}^2.$$

Druckspannung durch den Achsdruck:

$$\sigma_a = \frac{A \cdot \sin \frac{\varphi}{2}}{2 f_e} = \frac{3200}{2 \cdot 73,1} = 21,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Nutzbelastung der Schruppfringe. Sie setzt sich nach Abb. 2093 zusammen aus der Wirkung der Kräfte  $X_A$ , der Eigenfliehkräfte der Arme  $Z_A$ , der Fliehkraft der Nabenhälfte  $Z_N$  und ihrer eigenen Fliehspannung beim Laufen. Wirkung der Kräfte  $X_A$ :

$$2 X_A (\cos 22\frac{1}{2}^\circ + \cos 67\frac{1}{2}^\circ) = 2 \cdot 2050 \cdot (0,924 + 0,383) = 5360 \text{ kg}$$

Wirkung der Kräfte  $Z_A$ :

$$2 Z_A (\cos 22\frac{1}{2}^\circ + \cos 67\frac{1}{2}^\circ) = 2 \cdot 2210 \cdot (0,924 + 0,383) = 5780 \text{ ,,}$$

$$\text{Fliehkraft der Nabenhälfte } Z_N = 4200 \text{ ,,}$$

$$\text{Summe: } 15340 \text{ kg}$$

$$\text{Nutzzugspannung in den Ringen: } \sigma_z = \frac{15340}{4 \cdot 7,6 \cdot 9,5} = 53,2 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Eigenfliehspannung: } \sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{g} = \frac{7,85 \cdot 611^2}{1000 \cdot 981} \approx 3 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Summe der Spannungen: } \sigma_z + \sigma_f = 53,2 + 3 = 56,2 \text{ kg/cm}^2.$$

**Berechnungsbeispiel 5.** Die Beanspruchung der Scheibe Abb. 2073 ist zu untersuchen, wenn sie zweiteilig unter Anordnung der Stöße mitten zwischen zwei Armpaaren ausgeführt würde.

Bei Berechnung der Kranzverbindung auf die im Kranz wirksame Kraft:

$$F_k \cdot \sigma_z = 700 \cdot 53,6 = 37520 \text{ kg}$$



entfallen auf eine der 16 längs der Fuge gleichmäßig verteilten Schrauben

$$P = \frac{37520}{16} = 2345 \text{ kg.}$$

Nach Zusammenstellung 71, Seite 234, genügen bei  $c = 0,045 \text{ 1}^1/4''$  Schrauben, die durch  $\sigma_z = 407 \text{ kg/cm}^2$  beansprucht sind. Sie haben  $t = 108 \text{ mm}$  gegenseitigen Abstand. Der Flansch muß bei  $k_b = 250 \text{ kg/cm}^2$  Spannung im Querschnitt I, Abb. 2094,

$$h = \sqrt{\frac{6 P \cdot x}{t \cdot k_b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 2345 \cdot 4}{10,8 \cdot 250}} = 4,57 \text{ cm}$$

stark sein. Gewählt: 45 mm. Durch die große Ausrundung wird die Beanspruchung erheblich günstiger.

An dieser Scheibe seien die auf Seite 1206 näher besprochenen Nebenbeanspruchungen, soweit es möglich ist, zahlenmäßig verfolgt. Der Fall 1), daß die Schrauben nicht die volle Kraft  $P = F_k \cdot \sigma_z$  aufnehmen, werde unter der ungünstigen Annahme,

daß sich alle Schrauben gelöst haben, durch gerechnet. Das Gewicht  $G'$  beider Flansche samt Verbindungsschrauben beträgt  $\approx 100 \text{ kg}$ , der Schwerpunktabstand

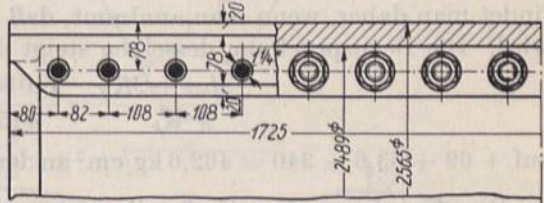
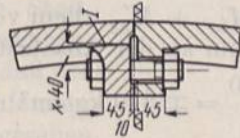


Abb. 2094. Zwischen den Armen angeordnete Kranzverbindung der Scheibe Abb. 2073 (Unzulässig).

von der Drehachse  $R'$  120,5 cm. Damit wird das Biegemoment, das die Fliehkraft der Werkstoffanhäufung  $\frac{Z_A}{2}$  an den Ansatzstellen der Arme im Kranz erzeugt, nach Formel (691):

$$M_{bG'} = -\frac{\omega^2}{2g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \sin \frac{\varphi}{2} = -\frac{20,94^2}{2 \cdot 981} \cdot 100 \cdot 120,5 \cdot 128,3 \cdot \sin 22,5^\circ = -132200 \text{ cmkg,}$$

dasjenige durch die Eigenfliehkraft der Kranzenden (692):

$$M_{bK} = -\frac{2\gamma \cdot \omega^2}{g} \cdot F_k \cdot R^3 \cdot \sin^2 \frac{\varphi}{4} = -\frac{2 \cdot 7,25 \cdot 20,94^2}{1000 \cdot 981} \cdot 700 \cdot 128,3^3 \cdot \sin^2 11^1/4^\circ = -364700 \text{ cmkg.}$$

Beide wirken im gleichem Sinne und führen zu zusätzlichen Biegespannungen:

$$\sigma_b = \mp \frac{M_{bG'} + M_{bK}}{W_k} = \mp \frac{132200 + 364700}{415} \approx 1200 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Höhe dieser Spannungen kennzeichnet die große Gefahr, der die Scheibe beim Lösen der Verbindungsschrauben ausgesetzt ist.

Die unter 2. angeführte Wirkung der Kraft  $P$  in den Schrauben am Hebelarm  $x$  läßt sich nicht verfolgen, ohne nähere, ziemlich willkürliche und unsichere Annahmen über die Formänderungen der Flansche zu machen.

3. Das durch die Fliehkraft  $Z_a$  der Flansche und Schrauben an der Ansatzstelle der Arme bedingte Biegemoment nach Formel (693):

$$M_{bG'} = -0,125 \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi = -0,125 \frac{20,94^2}{981} \cdot 100 \cdot 120,5 \cdot 128,3 \cdot \frac{\pi}{4} = -67900 \text{ cmkg}$$

erzeugt Biegespannungen von:

$$\sigma_{bG'} = \mp \frac{M_{bG'}}{W_k} = \mp \frac{67900}{415} = \mp 164 \text{ kg/cm}^2.$$

Zugspannungen bilden sich an der Innenfläche des Kranzes aus. Zu der durch  $X_a$  und  $M_0$  bedingten Biegespannung  $\sigma_b = \mp 69 \text{ kg/cm}^2$  und der Fliehschpannung  $\sigma_z = + 53,6 \text{ kg/cm}^2$  addiert, erhält man den unteren Grenzwert der Beanspruchung



des Kranzes an der Ansatzstelle der Arme  $\sigma_z = + 286,6 \text{ kg/cm}^2$ , d. i. das 5,35 fache der Fliehspannung  $\sigma_z$  in dem als frei umlaufender Ring betrachteten Kranz.

4. Bei biegefesten Ausbildung der Stoßstelle ist die Summe der Momente:

$$M_{bG'} + M'_{bX} = + 132200 + 8600 = + 140800 \text{ cmkg}$$

aufzunehmen. Soll derselben durch das Moment  $D \cdot d$  nach Abb. 2089 das Gleichgewicht gehalten werden, so wird bei  $d = 9,8 \text{ cm}$   $D = 14380 \text{ kg}$  und die zusätzliche Belastung der Schrauben:

$$P' = \frac{D \cdot d}{e} = \frac{14380 \cdot 9,8}{3} = 47000 \text{ kg.}$$

Auf eine Schraube entfallen 2940 kg Belastung, welche die Beanspruchung auf  $917 \text{ kg/cm}^2$  bringen.

Wie auf Seite 1208 erläutert, werden die Biegemomente z. T. durch die erhöhte Anspannung der Schrauben aufgenommen, z. T. vermehren sie die Beanspruchung des Kranzes auf Biegung. Einen oberen Grenzwert für die Beanspruchung des Kranzes findet man daher, wenn man annimmt, daß  $M_{bG'} + M'_{bX}$  allein vom Kranz aufgenommen wird. Die Beanspruchung desselben steigt dann an der Ansatzstelle der Arme um:

$$\frac{M_{bG'} + M'_{bX}}{W_k} = \frac{140800}{415} = \mp 340 \text{ kg/cm}^2$$

auf  $+ 69 + 53,6 + 340 = 462,6 \text{ kg/cm}^2$  an der Kranzinnenfläche; d. i. das 8,65 fache von  $\sigma_z$ .

Die Anordnung der Stoßstelle unter etwa  $\frac{\varphi}{4,73}$  Grad ermäßigt das dort wirkende Moment auf:

$$-0,0555 \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi = -0,0555 \cdot \frac{20,94^2}{981} \cdot 100 \cdot 120,5 \cdot 128,3 \cdot \frac{\pi}{4} = -30320 \text{ cmkg,}$$

$D$  auf 3093,  $P'$  auf 10110 kg und die Beanspruchung der Schrauben auf  $516 \text{ kg/cm}^2$ . An der Ansatzstelle der Arme erhöht sich freilich die größte Zugspannung an der Kranzinnenfläche um:

$$\mp 0,131 \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi \cdot \frac{1}{W_k} = 0,131 \cdot \frac{20,94^2}{981} \cdot 100 \cdot 120,5 \cdot 128,3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{1}{415} = 172 \text{ kg/cm}^2$$

auf  $+ 69 + 53,6 + 172 = + 294,6 \text{ kg/cm}^2$ .

Sehr ungünstig ist die Beanspruchung des längeren Kranzendes in dem Falle, daß sich die Verbindungsschrauben lösen, weil einerseits die Massenanhäufung an einem größeren Hebelarme wirkt, andererseits aber auch die Eigenfliehkraft des längeren Kranzendes beträchtlich größer wird.

Das Zahlenbeispiel zeigt deutlich, in welchem Maße die Beanspruchungen einer Scheibe mit durchlaufendem Kranz durch das Anbringen eines Stoßes zwischen zwei Armen gesteigert werden. Die Teilfuge einer so rasch laufenden Scheibe muß unbedingt in einer Armebene angeordnet werden und die Verbindung unter Verstärkung der in dieser Ebene liegenden Arme durchgebildet werden, weil diese auch die Fliehkraft, welche die Flanche und Schrauben entwickeln, übernehmen müssen.

Abb. 2095 zeigt eine solche Verbindung, an der neben den Armen je ein Paar besonders starke Schrauben sitzen, um die Nebenbeanspruchung des Kranzes auf Biegung einzuschränken. Die übrigen Schrauben konnten schwächer genommen und daher in geringerem Abstände von der Kranzinnenfläche angebracht werden.

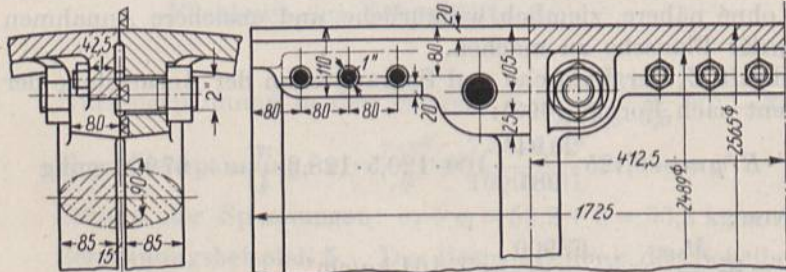


Abb. 2095. Kranzverbindung der Scheibe Abb. 2073.

Die Flanche und Schrauben entwickeln, übernehmen müssen. Abb. 2095 zeigt eine solche Verbindung, an der neben den Armen je ein Paar besonders starke Schrauben sitzen, um die Nebenbeanspruchung des Kranzes auf Biegung einzuschränken.



**Berechnungsbeispiel 6.** Nachrechnung der mit  $n_1 = 60$  Umdrehungen in der Minute laufenden geteilten Scheibe, Abb. 2072. Die Beanspruchungen der Arme, die durch die Schwungradwirkung der Scheibe entstehen, sollen unberücksichtigt bleiben.

Kranzquerschnitt  $F_k = 830 \text{ cm}^2$ . Trägheitsmoment  $J_k = 18800 \text{ cm}^4$ . Abstand der Scheibenoberfläche von der Schwerlinie  $e_1 = 3,9 \text{ cm}$ , des Innenrandes der Versteifungsrippe  $e_2 = 18,3 \text{ cm}$ . Armquerschnitt an der Nabe (unter Vernachlässigung der Verstärkung durch die großen Abrundungen)  $f_n = \pi \cdot a_n \cdot b_n = \pi \cdot 16,5 \cdot 8,25 = 428 \text{ cm}^2$ , am Kranz  $f_o = 270 \text{ cm}^2$ . Die Eigenfliehkraft eines Armes beträgt 6020 kg.

Die Beanspruchungen der Scheibe sind in zwei Grenzfällen berechnet. Unter A) sind die Kräfte  $X_A$  in den Armen nach dem auf Seite 1204 erläuterten Verfahren ermittelt unter der Voraussetzung, daß die Stoßstellen durch die Kranzschrauben so verspannt sind, daß der Kranz als ein durchlaufender, biegefesten Träger angesehen werden darf. In Wirklichkeit wird der Kranz an den Stoßstellen mehr oder weniger nachgiebig sein, wodurch die Belastung der Arme wächst, wie man leicht einsieht, wenn man sich die tangentialen Kranzschrauben ausgeschaltet oder gelöst denkt. Dann muß die volle Fliehkraft, die die Kranzstücke entwickeln, von den Armen aufgenommen werden.

Damit ergibt sich der zweite, unter B) behandelte Grenzfall. Zwischen beiden liegt die wirkliche Beanspruchung der Scheibe.

A) 1. Grenzfall. Kranz durchlaufend. Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 853,5 \cdot 60}{60} = 2680 \text{ cm/sek.}$$

Zugspannung im Kranz nach (679a):

$$\sigma_z = 7,39 \cdot 10^{-6} \cdot v^2 = 7,39 \cdot 10^{-6} \cdot 2680^2 = 53,1 \text{ kg/cm}^2.$$

Radiale Erweiterung des Kranzes:  $q_k = 0,02256 \text{ cm}$ , Verlängerung der Arme durch die Eigenfliehkraft:  $\lambda_A = 0,00318 \text{ cm}$ .

$X' = 20960$ ,  $X'' = 13370 \text{ kg}$ ; daraus  $X_A = 8150 \text{ kg}$ .

Zwecks Ermittlung der Spannungen in den Kranzstücken kann man sich die Fliehkraft  $Z$  eines Kranzabschnittes, Abb. 2096a:

$$\begin{aligned} Z &= M \cdot \omega^2 \cdot R_s = F_k \cdot R_k \cdot \varphi \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_k \cdot \frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{\frac{\varphi}{2}} \approx 2 F_k \cdot \frac{\gamma \cdot v^2}{g} \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \\ &= \frac{2830 \cdot 7,25 \cdot 2680^2 \cdot \sin 18^\circ}{981 \cdot 1000} = 27230 \text{ kg} \end{aligned}$$

in zwei Teile  $Z_1 + Z_2$  so zerlegt denken, daß der Kraft  $Z_1$  durch Längskräfte von je  $\frac{X_A}{2}$  in den Armen, der Kraft  $Z_2$  aber durch Längsspannungen im Kranze, die sich

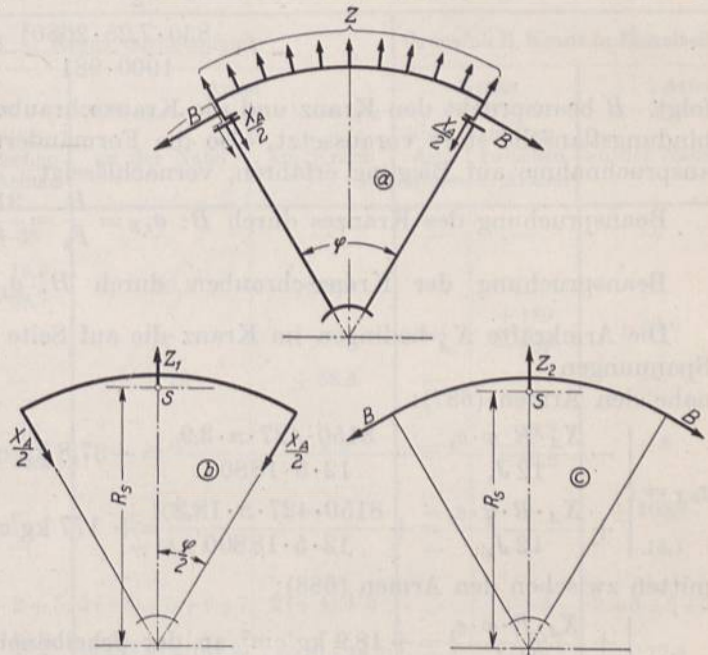


Abb. 2096a—c.



zu Mittelkräften  $B$  zusammenfassen lassen, das Gleichgewicht gehalten wird.  $Z_1$  ergibt sich aus Abb. 2096b zu  $Z_1 = \frac{2 X_A}{2} \cdot \cos \frac{\varphi}{2} = X_A \cdot \cos \frac{\varphi}{2}$  und mithin  $Z_2 = Z - Z_1 = Z - X_A \cdot \cos \frac{\varphi}{2}$ , während aus Abb. 2096c:

$$2 B \cdot \sin \frac{\varphi}{2} = Z_2 \quad \text{oder} \quad B = \frac{Z - Z_1}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} = F_k \cdot \frac{\gamma \cdot v^2}{g} - \frac{X_A}{2} \cdot \text{ctg} \frac{\varphi}{2}$$

$$= \frac{830 \cdot 7,25 \cdot 2680^2}{1000 \cdot 981} - \frac{8150}{2} \text{ctg } 18^\circ = 31\,520 \text{ kg}$$

folgt.  $B$  beansprucht den Kranz und die Kranzschrauben auf Zug, wenn man die Verbindungsflansche starr voraussetzt, also die Formänderungen, die sie infolge ihrer Inanspruchnahme auf Biegung erfahren, vernachlässigt.

Beanspruchung des Kranzes durch  $B$ :  $\sigma_{zB} = \frac{B}{F_k} = \frac{31\,520}{830} = 38 \text{ kg/cm}^2$ .

Beanspruchung der Kranzschrauben durch  $B$ :  $\sigma_z = \frac{B}{z \cdot F_1} = \frac{31\,520}{8 \cdot 18,87} = 209 \text{ kg/cm}^2$ .

Die Armkräfte  $X_A$  bedingen im Kranz die auf Seite 1206 ermittelten Momente und Spannungen nahe den Armen (687):

$$\sigma_{bx} = \begin{cases} - \frac{X_A \cdot R \cdot \varphi \cdot e_1}{12 J_k} = - \frac{8150 \cdot 427 \cdot \pi \cdot 3,9}{12 \cdot 5 \cdot 18800} = - 37,8 \text{ kg/cm}^2 \text{ an der Scheibenoberfläche,} \\ + \frac{X_A \cdot R \cdot \varphi \cdot e_2}{12 J_k} = + \frac{8150 \cdot 427 \cdot \pi \cdot 18,3}{12 \cdot 5 \cdot 18800} = + 177 \text{ kg/cm}^2 \text{ am Innenrand der Versteifungsrippe,} \end{cases}$$

mitten zwischen den Armen (688):

$$\sigma'_{bx} = \begin{cases} + \frac{X_A \cdot R \cdot \varphi \cdot e_1}{24 J_k} = + 18,9 \text{ kg/cm}^2 \text{ an der Scheibenoberfläche,} \\ - \frac{X_A \cdot R \cdot \varphi \cdot e_2}{24 J_k} = - 88,7 \text{ kg/cm}^2 \text{ am Innenrand der Versteifungsrippe.} \end{cases}$$

Die vier Anschlußschrauben von  $1\frac{1}{2}$ " Durchmesser sind durch  $X_A$  und die Fliehkraft der Kranzflansche  $Z' = 6600 \text{ kg}$  beansprucht mit:

$$\sigma_z = \frac{X_A + Z'}{4 \cdot F_1} = \frac{8150 + 6600}{4 \cdot 8,39} = 440 \text{ kg/cm}^2$$

B) 2. Grenzfall. Die Kranzschrauben haben sich gelöst; die Arme haben die volle Fliehkraft  $Z$  der Kranzstücke aufzunehmen.

Die letzteren werden dann, als an den Enden frei aufliegende, durch die gleichmäßig verteilte Fliehkraft  $Z$  belastete Balken betrachtet, mitten zwischen den Armen am stärksten beansprucht mit:

$$\sigma''_{bx} = \begin{cases} + \frac{Z \cdot R \cdot \varphi \cdot e_1}{8 J_k} = + \frac{27\,230 \cdot 427 \cdot \pi \cdot 3,9}{8 \cdot 5 \cdot 18800} = + 189 \text{ kg/cm}^2 \text{ an der Scheibenoberfläche,} \\ - \frac{Z \cdot R \cdot \varphi \cdot e_2}{8 J_k} = - \frac{27\,230 \cdot 427 \cdot \pi \cdot 18,3}{8 \cdot 5 \cdot 18800} = - 889 \text{ kg/cm}^2 \text{ am Innenrand der Versteifungsrippe.} \end{cases}$$

Die Biegespannung fällt nach den Enden zu auf Null.

Eine Übersicht über die Beanspruchung der Teile der Scheibe in den beiden Grenzfällen bietet die folgende Zusammenstellung. In derselben sind auch die Wirkung des Momentes  $M_0$ , des Flächendruckes unter dem Riemen, der Umfangskraft  $U$ , der Eigenfliehkraft der Arme und des Achsdrucks, deren Ermittlung keine Schwierigkeiten und Besonderheiten bietet, näher angegeben und in den letzten Zeilen die ungünstigste



Beanspruchung, welcher die einzelnen Teile unterliegen, ermittelt. Wieweit sich das Moment  $M_0$  bei dem kleinen Hebelarm, an dem die Armschrauben wirken, ausbilden kann, ist fraglich. Deshalb sind die größten Beanspruchungen doppelt, nämlich unter Ausschluß der durch  $M_0$  bedingten Spannungen und — eingeklammert — unter Berücksichtigung derselben angegeben.

Die über den Bruchstrichen stehenden Zahlen beziehen sich auf die Außenfläche des Kranzes, die darunter stehenden auf die Innenkante der Mittelrippen.

Beanspruchung der Riemenscheibe Abb. 2072 in  $\text{kg/cm}^2$ .

Lfde. Nr.	Kraft	Grenzfall A, Kranz durchlaufend				Grenzfall B, Kranz in Einzelteile zerlegt			
		Kranz		Arme		Kranz		Arme	
		über den Armen	mitten zwischen d. Armen	an der Nabe	am Kranz	über den Armen	mitten zwischen d. Armen	an der Nabe	am Kranz
1	$B$	+ 38	+ 38	—	—	—	—	—	—
2	$X_A$ (Grenzfall A)	- 37,8 + 177	+ 18,9 - 88,7	+ 19,1	+ 29,8	—	—	—	—
3	$Z$ (Grenzfall B)	—	—	—	—	—	+ 189 - 889	+ 63,6	+ 101
4	$M_0$	$\pm 48,4$ $\mp 87,5$	—	$\pm 29$	$\pm 58,4$	—	—	—	—
5	Flächendruck unter d. Riemen bzw. Achsdruck	+ 32 - 150,4	- 16 + 75,2	- 6	- 9,5	—	- 18,3 + 85,8	- 6	- 9,5
6	$U$	—	—	$\pm 105,7$	—	—	—	$\pm 105,7$	—
7	Eigenfliehkraft der Arme	—	—	+ 14,1	—	—	—	+ 14,1	—
8	Größte Beanspruchung	unter dem Riemen	1 + 2 (+ 4) + 5	1 + 2 + 5	2 (+ 3) + 5 + 6 + 7	2 (+ 4) + 5	3 + 5	3 + 5 + 6 + 7	3 + 5
		auf riemenfreier Seite	+ 32,2 (+ 80,6) + 64,6 (+ 152,1)	+ 40,9 + 24,5	+ 132,9 (+ 161,9)	+ 20,3 (+ 78,7)	—	+ 170,7 - 803,2	+ 177,4
			1 + 2 (+ 3)	1 + 2	2 (+ 4) + 7	2 (+ 4)	3	3 + 7	3
			+ 0,2 (+ 48,6) + 215 (+ 302,5)	+ 56,9 - 50,7	+ 33,2 (+ 62,2)	+ 29,8 (+ 88,2)	—	+ 189 - 889	+ 77,7 + 101

Bei richtigem Zusammenbau werden die Beanspruchungen nahe den im Grenzfall A berechneten liegen. Die größte Zugspannung des Kranzes von  $215,4 \text{ kg/cm}^2$ , die durch das Moment  $M_0$  sogar auf  $302,9 \text{ kg/cm}^2$  gesteigert werden kann, ist jedoch wesentlich höher als diejenige der Scheibe des Berechnungsbeispiels 4 ( $122,6 \text{ kg/cm}^2$ ), die mit der gleichen Geschwindigkeit läuft. Sie ist nur zulässig, weil sich bei der einfachen Form der einzelnen Stücke Gußspannungen ausschalten lassen. Weiterhin muß aber auch spannungsfreier Zusammenbau und dazu eine sehr genaue und sorgfältige Bearbeitung, so daß alle Fugen gut passen und schließen, verlangt werden.

Die Beanspruchung der Kranzverbindungsschrauben durch  $B$  ist:

$$\sigma_z = \frac{B}{z \cdot F_1} = \frac{31520}{8 \cdot 18,87} = 209 \text{ kg/cm}^2.$$

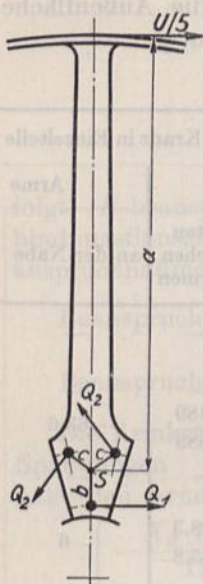
Die vier Armschlußschrauben von  $1\frac{1}{2}$ " Durchmesser sind durch  $X_A$  und die Fliehkraft der Kranzverbindung  $Z' = 6600 \text{ kg}$  beansprucht mit:

$$\sigma_z = \frac{X_A + Z'}{4 \cdot F_1} = \frac{8150 + 6600}{4 \cdot 8,39} = 440 \text{ kg/cm}^2.$$

Bei der Verbindung der Arme mit der Nabe haben die sorgfältig eingepaßten Schrauben die Fliehkraft der Arme aufzunehmen und das Moment der Umfangskraft auf die Nabe zu



übertragen. Auf einen Arm entfällt  $\frac{U}{5}$ , wenn man annimmt, daß sich an der Übertragung die Hälfte der Arme beteiligen. In bezug auf den gemeinsamen Schwerpunkt der drei Schraubenquerschnitte  $S$ , Abb. 2097, wirkt es am Hebelarm  $a$  und erzeugt die Querkraften  $Q_1$  und  $Q_2$  in den Schrauben. Für diese gilt zunächst die Gleichgewichtsbedingung:



$$\frac{U}{5} \cdot a = Q_1 \cdot b + 2Q_2 \cdot c.$$

Unter der Voraussetzung, daß alle Bolzen gleichmäßig anliegen und daß der Arm den auftretenden Kräften gegenüber sehr widerstandsfähig ist, darf man  $Q_1$  und  $Q_2$  verhältnismäßig den Hebelarmen setzen, an denen sie gegenüber  $S$  wirken und erhält damit:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{b}{c} \quad \text{und} \quad Q_1 = \frac{U}{5} \cdot \frac{a \cdot b}{b^2 + 2c^2}; \quad Q_2 = \frac{U}{5} \cdot \frac{a \cdot c}{b^2 + 2c^2}.$$

Die näher an  $S$  liegenden Schrauben sind niedriger belastet; es genügt daher

$$Q_1 = \frac{2790}{5} \cdot \frac{384 \cdot 15,1}{15,1^2 + 2 \cdot 16,8^2} = 4080 \text{ kg}$$

zu ermitteln, dem eine Scherspannung von:

$$\sigma_{s_1} = \frac{4Q_1}{2\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 4080}{\pi \cdot 7^2} = 53,1 \text{ kg/cm}^2$$

entspricht. Endlich ergeben  $X_A$  und die Fliehkräfte noch eine zweite radial gerichtete Scherspannung von  $\sigma_{s_2} = \frac{8150 + 6600 + 6020}{6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 7^2} = 90 \text{ kg/cm}^2$ ,

wenn man annimmt, daß sich die Kraft auf alle drei Schrauben gleichmäßig verteilt. Die Zusammensetzung der beiden Teilspannungen liefert:

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_{s_1}^2 + \sigma_{s_2}^2} = \sqrt{53,1^2 + 90^2} = 104,5 \text{ kg/cm}^2.$$

## J. Ausrückbare Riementriebe und Wendetriebe.

In Verbindung mit Fest- und Losscheiben ist der Riemen das wichtigste Mittel, Antriebe von kleiner und mittlerer Leistung ein- und auszuschalten. Gewöhnlich ist auf der treibenden Welle eine breite Scheibe  $A$ , Abb. 2098, befestigt, die den Riemen ständig mitnimmt, aber die zweite Welle nur antreibt, wenn der Riemen auf der mit dieser dauernd verbundenen Festscheibe  $F$  liegt. Er läuft dagegen leer, wenn er auf die daneben angeordnete, mit Laufsitz auf der Welle aufgepaßte Leerscheibe  $L$  geschoben wird; die dabei ausgeschaltete zweite Welle kommt zum Stillstande. Die seitliche Verschiebung des Riemens erfolgt am besten möglichst nahe seiner Auflaufstelle auf die getriebene Scheibe und ist nur während der Bewegung möglich, setzt also voraus, daß der Riemen läuft. Will man die dadurch bedingte Leerlaufarbeit vermeiden und den Riemen schonen, so muß die auf der treibenden Welle oder einem besonderen feststehenden Zapfen angeordnete Losscheibe, Abb. 2099, zum Ein- und Ausschalten mit der Festscheibe gekuppelt und in Bewegung gesetzt werden, ehe der Riemen verschoben werden kann. Dadurch wird nicht allein die Konstruktion verwickelter; beim Einschalten unter Belastung müssen auch die Scheiben so stark aneinander gedrückt werden, daß die entstehende Reibung den Arbeitswiderstand an der getriebenen Welle überwindet. Bei großen Kräften wird das oft schwierig; entweder ist dann die Möglichkeit vorzusehen, die Maschine oder den Wellenstrang im Leerlauf einrücken zu können oder die Verwendung einer Kupplung geboten. Bei der Berechnung wird man die Leerlaufleistung mit 10 bis 20% der vollen ansetzen.



In Abb. 2099 ist dieselbe Aufgabe wie in Abb. 2098 behandelt. Die etwas kleinere Losscheibe ruht bei ausgerücktem Riemen auf einer mit dem Lager  $L$  zusammengeegossenen Büchse, wodurch nicht allein die Zapfenreibung der Leerscheibe vermieden, sondern der Riemen auch entspannt ist. Zum Einrücken wird die Losscheibe mit dem Hebel  $H$  durch die Schraube  $S$  gegen die Festscheibe  $F$  gepreßt und durch die Reibung am Rande  $R$  mitgenommen. Dann kann der Riemen durch das Kettenrad  $K_1$  und die Schraube  $S_1$  auf die Festscheibe geschoben werden, wobei der Übergang und die nötige Anspannung durch die kegelige Fläche vermittelt wird. Ist der Riemen verschoben, so wird die Losscheibe wieder zurückgeschraubt und zum Stillstande gebracht. Die Anpreßvorrichtung ist des Kraftschlusses wegen unmittelbar am Lagerbock angebaut. Dabei ist das Auge für den Bolzen  $B$  des Hebels  $H$  besonders eingesetzt zur Vermeidung der schwierigen schiefen Bearbeitung.

Die breite Festscheibe  $A$ , Abb. 2098, wird zylindrisch abgedreht, die beiden schmalen Scheiben  $F$  und  $L$  können schwach ballig sein.

Der Leerscheibe gibt man bis zu 5% geringeren Durchmesser, muß dann aber an der Festscheibe auf der Seite, von der der Riemen her aufgeschoben wird, einen an Abb. 2099 besprochenen kegigen Ansatz vorsehen.

Die Scheiben werden im übrigen unter möglicher Benutzung normaler Modelle gestaltet. An Leerscheiben ist eine sorgfältige Durchbildung der Schmierung

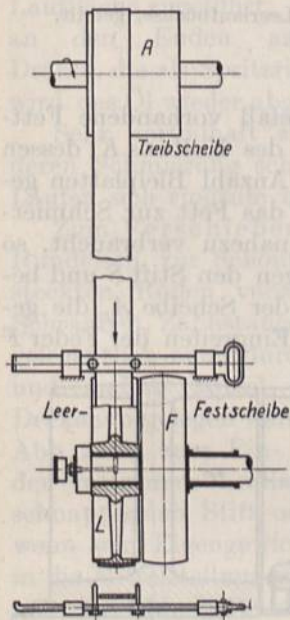


Abb. 2098. Ausrückbarer Riementrieb mit Fest- und Losscheibe auf der getriebenen Welle.

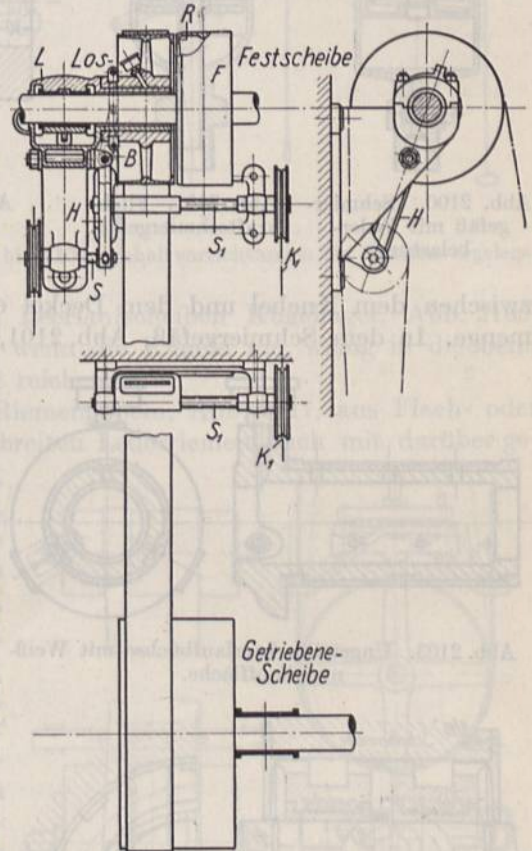


Abb. 2099. Ausrückbarer Riementrieb mit Fest- und Losscheibe auf der treibenden Welle.

und der Nabenauflfläche nach den für die Lager geltenden Regeln nötig, wenn sie ständig unter der Anpressung durch den Riemen laufen muß, eine Aufgabe, die dadurch schwierig ist, daß die Fliehkraft das Schmiermittel nach außen schleudert und die Schmierung beeinträchtigt. Vor abspritzendem Öl sind Riemen gut zu schützen.

Gußeiserne Naben unmittelbar auf den Wellen laufen zu lassen, ist nur bei geringen Flächendrücken  $p = 5 \dots 10 \text{ kg/cm}^2$  zulässig. Aber selbst dabei läuft sich die Nabe oft rasch aus. Vorteilhafter ist es, Rotguß- oder Bronzebüchsen von 10 bis 15 mm Stärke in einteilige Scheiben einzupressen oder in zweiteiligen durch Schrauben oder Nieten zu befestigen. Die Schmierung erfolgt im einfachsten Falle durch eine auf das Wellenende, Abb. 2098 oder auf die Nabe aufgesetzte Staufferbüchse, eine Ausführung, die bei geringen Geschwindigkeiten und Drücken oder in dem Falle genügt, daß die Scheibe auf einem feststehenden Leerlaufbolzen angeordnet ist und nur während des Ein- und Ausschaltens in Bewegung gesetzt wird. Wenn sie dagegen auf der Welle dauernd läuft, ist eine Federdruckbüchse oder ein Fliehkraftschmiergefäß vorzuziehen. Bei der ersteren,



Abb. 2100, wird das Fett der Fliehkraft entgegen durch einen Kolben mit Federbelastung an die Lagerstelle gedrückt. Knebel *W* dient beim Füllen des Gefäßes zum Zusammenpressen der Feder. Nach dem Aufsetzen des Deckels schraubt man ihn wieder zurück und setzt dadurch das Fett unter Druck. Gleichzeitig gibt der Raum

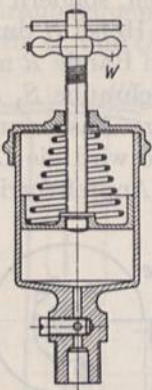


Abb. 2100. Schmiergefäß mit Federbelastung.

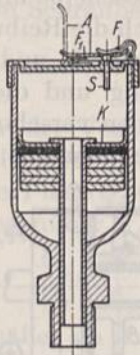


Abb. 2101. Fliehkraftschmiergefäß.

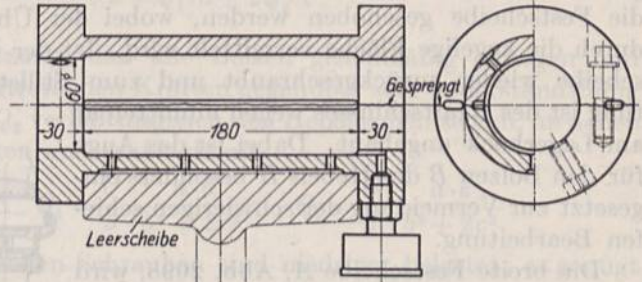


Abb. 2102. Lünнемannsche Leerlaufbüchse, geteilt. M. 1:5.

zwischen dem Knebel und dem Deckel ein Maß für die im Gefäß vorhandene Fettmenge. In dem Schmiergefäß, Abb. 2101, drückt die Fliehkraft des Kolbens *K*, dessen Wirkung durch eine Anzahl Bleiplatten geregelt werden kann, das Fett zur Schmierstelle. Ist dasselbe nahezu verbraucht, so stößt der Kolben gegen den Stift *S* und bewirkt die Auslösung der Scheibe *A*, die gewöhnlich durch das Eingreifen der Feder *F*

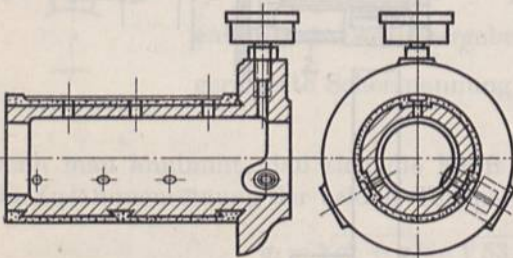


Abb. 2103. Unterteilte Leerlaufbüchse mit Weißmetallauffläche.

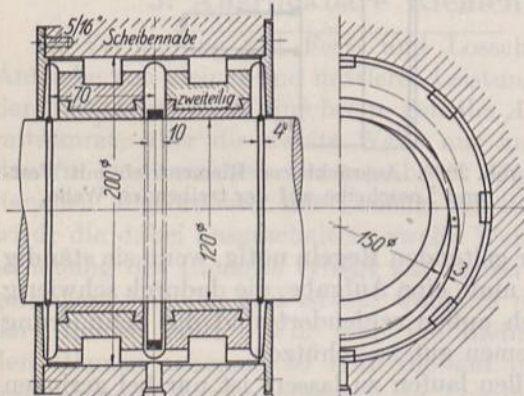


Abb. 2104. Leerlaufbüchse mit Ringschmierung. Prager Maschinenbau-A. G. M. 1:5.

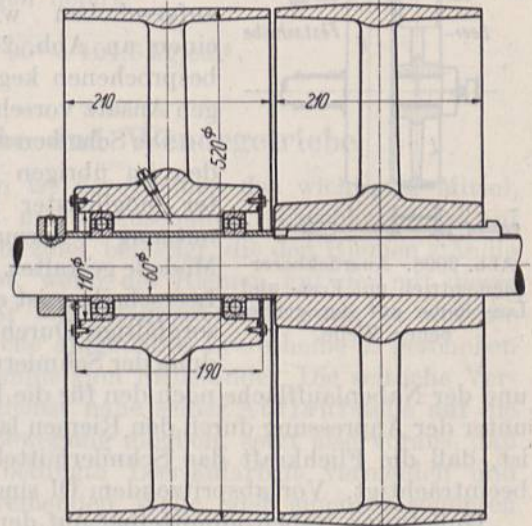


Abb. 2105. Fest- und Leerlaufscheibe mit Kugellagern. M. 1:8.

in eine Kerbe niedergehalten, beim Auslösen aber durch die Feder *F*<sub>1</sub> hochgerichtet wird.

Vollkommener sind die Lünнемann'schen Leerlaufbüchsen, Abb. 2102 und 2103, die, auf den Wellen befestigt, die Lauffläche der Scheibennabe bilden. Sie sind ein- oder zweiteilig, lehen aus Gußeisen, Rotguß oder Gußeisen mit Weißmetallaufflächen und bilden dadurch, daß sie innen hohl ausgedreht sind, einen Vorratsbehälter für das



Schmiermittel, das die Fliehkraft durch Bohrungen den Schmiernuten der Lauffläche zuführt und das von einem außen aufgesetzten Schmiergefäß her wieder ergänzt wird. Im Falle, daß die Scheibe warm zu laufen beginnt, schmilzt das Fett und schmiert dann die Lauffläche besonders reichlich. Zur Sicherung der seitlichen Lage der Leerscheiben sind die Büchsen mit Bund an einem oder an beiden Enden versehen.

Ein anderer Weg ist, die Leerlaufbüchse als Ringschmierlager auszubilden, wie Abb. 2104 nach einer Ausführung der Prager Maschinenbau-A. G. zeigt. Freilich ergeben sich dabei große Naben. Das im unteren Teile der ruhenden Leerscheibe sich sammelnde Öl wird von dem Schmierring, der durch die Welle mitgenommen wird, der Lauffläche zugeführt. Durch zwei an den Enden aufgeklebte Drähte, die als Spritzringe wirken, wird das Öl wieder abgeschleudert.

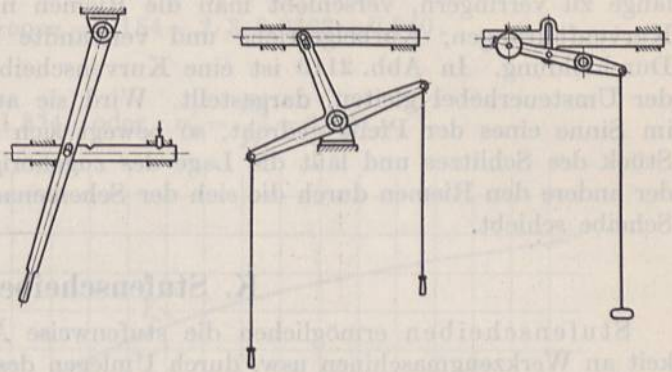


Abb. 2106 bis 2108. Schaltvorrichtungen für Deckenvorgelege.

Sehr vorteilhaft sind zur Stützung von Leerlaufscheiben Kugellager, Abb. 2105, deren Schmierung schon dann gesichert ist, wenn die Kugeln nur wenig in die beim Laufen sich ringsum bildende Schmierschicht reichen.

Zum Verschieben der Riemen dienen Riemengabeln, Abb. 2117, aus Flach- oder Rundeisen, zur Schonung von Textil- oder breiten Lederriemen auch mit darüber gesteckten Rollen versehen, die durch Hebel, Schrauben, Zahnstangen oder Kurbelgetriebe, gelegentlich auch durch hydraulische Kolben und andere Mittel betätigt werden. An Deckenvorgelegen kann ein einarmiger Hebel, Abb. 2106, zum Ein- und Ausrücken dienen, der in seinen Endlagen durch einen einschnappenden Stift oder dgl. gehalten wird, wenn sein Eigengewicht den Riemen wieder in die Mittelstellung zurückzuschieben trachtet. In Abb. 2107 ist ein Winkelhebel, von dem zwei Drähte mit Handgriffen herabhängen, benutzt. Durch Anziehen des einen oder anderen Griffes wird der Riemen nach rechts oder links verschoben. In Abb. 2108 sind die beiden Endlagen des Riemens durch ein Gewicht gesichert; durch ruckweises Ziehen an dem Schaltgriff wird das Gewicht bis über die senkrechte Mittellage gebracht und fällt dann von selbst in die andere Endlage. Bei dem raschen Umwerfen leiden freilich die Riemen, so daß derartige Vorrichtungen nur an leichten Trieben verwendet werden sollten. Die gegen Drehung und in ihren Endstellungen zu sichernden Schaltstangen werden entweder in besonderen Böcken, Abb. 2116 oder auch in Augen, Abb. 2117, geführt. Riemen von mehr als 150 mm Breite verlangen Zahnstangen- oder Schraubgetriebe, z. B. nach Abb. 2099. Solche von 400 mm Breite und mehr lassen sich gar nicht oder nur sehr schwer verschieben. Dann muß das Ein- und Ausschalten durch Kupplungen vermittelt werden. Richtige einheitliche Durchbildung unter Benutzung weniger normaler Teile kann auch die Herstellung der Umschaltvorrichtungen und Vorgelege ganz wesentlich vereinfachen und verbilligen.

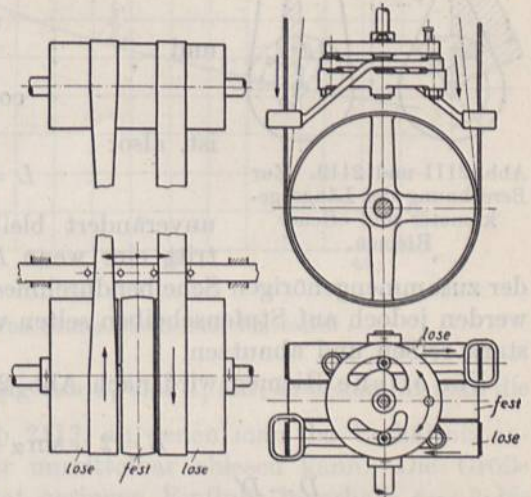


Abb. 2109.  
Wendegetriebe.

Abb. 2110. Wendegetriebe  
mit Kurvenscheibe. (Nach  
Fr. Ruppert.)

Bei dem raschen Umwerfen leiden freilich die Riemen, so daß derartige Vorrichtungen nur an leichten Trieben verwendet werden sollten. Die gegen Drehung und in ihren Endstellungen zu sichernden Schaltstangen werden entweder in besonderen Böcken, Abb. 2116 oder auch in Augen, Abb. 2117, geführt. Riemen von mehr als 150 mm Breite verlangen Zahnstangen- oder Schraubgetriebe, z. B. nach Abb. 2099. Solche von 400 mm Breite und mehr lassen sich gar nicht oder nur sehr schwer verschieben. Dann muß das Ein- und Ausschalten durch Kupplungen vermittelt werden. Richtige einheitliche Durchbildung unter Benutzung weniger normaler Teile kann auch die Herstellung der Umschaltvorrichtungen und Vorgelege ganz wesentlich vereinfachen und verbilligen.



Wendegetriebe mit einem offenen und einem gekreuzten Riemen, Abb. 2109, ermöglichen den Wechsel der Drehrichtung. Da aber beim gleichzeitigen Verschieben der Riemen mit einfachen Riemengabeln der eine erst vollständig von der Festscheibe heruntergeschoben sein muß, ehe der andere darauf gebracht werden kann, sind zwei doppelt so breite Leerscheiben nötig. Um die dadurch bedingte große Bauhöhe zu verringern, verschiebt man die Riemen nacheinander und benutzt dazu Kurvenführungen, Kurbelgetriebe und verwandte Vorrichtungen sehr verschiedener Durchbildung. In Abb. 2110 ist eine Kurvenscheibe, in deren Schlitzen die Zapfen der Umsteuerhebel gleiten, dargestellt. Wird sie aus der gezeichneten Mittelstellung im Sinne eines der Pfeile gedreht, so bewegt sich der eine Zapfen im kreisförmigen Stück des Schlitzes und läßt die Lage des zugehörigen Hebels unverändert, während der andere den Riemen durch die sich der Scheibenachse nähernde Kurve auf die feste Scheibe schiebt.

## K. Stufenscheiben.

Stufenscheiben ermöglichen die stufenweise Änderung der Arbeitsgeschwindigkeit an Werkzeugmaschinen usw. durch Umlegen des Riemens von einer Stufe auf die andere. Dabei pflegen die Scheibendurchmesser so gewählt zu werden, daß die Riemenlänge  $L$  unverändert bleibt und die Übersetzungen einer geometrischen Reihe:

$$u_1; u_2 = \zeta u_1; u_3 = \zeta^2 u_1; u_4 = \zeta^3 u_1 \dots$$

folgen. Die erste Bedingung ist auf einfache Weise beim gekreuzten Riemen zu erfüllen, an dem nach Abb. 2111:

$$L = 2 \left( e \sin \alpha + \frac{D + D'}{2} \cdot \alpha \right)$$

und

$$\cos(180^\circ - \alpha) = -\cos \alpha = \frac{D + D'}{2e}$$

ist, also:

$$L = 2e(\sin \alpha + \alpha(-\cos \alpha)) \quad (697)$$

Abb. 2111 und 2112. Zur Berechnung der Länge gekreuzter und offener Riemen.

unverändert bleibt, wenn  $\alpha$  denselben Wert beibehält. Das tritt ein, wenn  $D + D' = -2e \cos \alpha$ , wenn also die Summe der zusammengehörigen Scheibendurchmesser gleich gehalten wird. Geschränkte Riemen werden jedoch auf Stufenscheiben selten verwandt, weil sie sich an der Kreuzungsstelle stark reiben und abnutzen.

Für offene Riemen wird nach Abb. 2112 die Länge:

$$L = 2 \left[ e \sin \alpha + \frac{D'\alpha}{2} + \frac{D(\pi - \alpha)}{2} \right] \quad (698)$$

und mit  $\cos \alpha = \frac{D - D'}{2e}$

$$L = 2e(\sin \alpha - \alpha \cos \alpha) + D \cdot \pi. \quad (699)$$

Die Gleichung ist transzendent, führt aber zu den Linien der Abb. 2113, wenn man für  $\alpha$  und  $e$  verschiedene Werte einsetzt. Gleichung (698) gibt für  $\alpha = 90^\circ$   $D' = D$ , also gleich große Durchmesser für beide Scheiben, der Übersetzung 1:1 entsprechend. Wird der betreffende Durchmesser als mittlerer des Stufenscheibenpaares betrachtet und mit  $D_m$  bezeichnet, so folgt die Riemenlänge aus Gleichung (699):

$$L = 2e + \pi D_m. \quad (700)$$

Nimmt man nun  $e$  als Vielfaches von  $D_m$  an, so bekommt man bei anderen Werten von  $\alpha$  Verhältniszahlen je zweier zusammengehöriger Durchmesser. Z. B. wird für  $e = 3 D_m$

$$L = 2 \cdot 3 D_m + \pi D_m = 9,1416 D_m$$



und für  $\alpha = 87^\circ$  oder 1,518 im Bogenmaß unter Benutzung der Gleichung (699):

$$\frac{D_1}{D_m} = \frac{L}{\pi D_m} - \frac{2e}{\pi D_m} (\sin \alpha - \alpha \cos \alpha) = \frac{9,142}{\pi} - \frac{2 \cdot 3}{\pi} (\sin 87^\circ - 1,518 \cos 87^\circ) = 1,154,$$

sowie:

$$\frac{D'_1}{D_m} = \frac{D_1}{D_m} - \frac{2e}{D_m} \cos \alpha = 1,154 - 2 \cdot 3 \cdot 0,0523 = 0,840.$$

Dem entspricht:

$$u_1 = \frac{D_1}{D'_1} = 1,374 \quad \text{oder} \quad u'_1 = \frac{D'_1}{D_1} = 0,728.$$

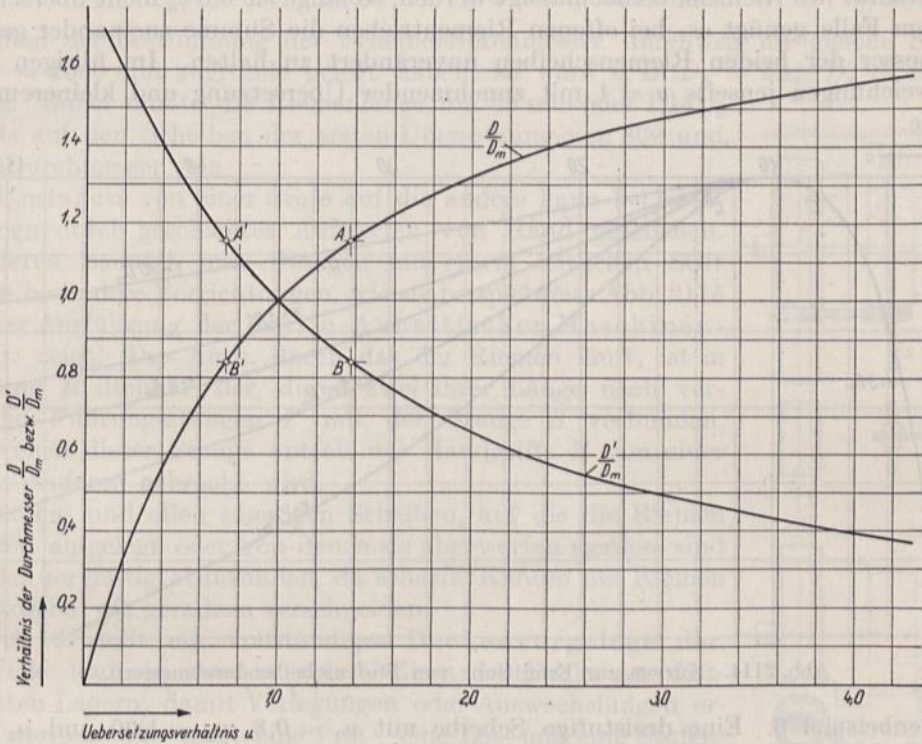


Abb. 2113. Kurven zur Ermittlung von Stufenscheibendurchmessern.

Trägt man die Werte für  $\frac{D_1}{D_m}$  und  $\frac{D'_1}{D_m}$  abhängig von  $u_1$  und  $u'_1$  auf, so bekommt man die Punkte  $AB$  und  $A'B'$  der Linienzüge der Abb. 2113, an denen man das Verhältnis zueinander gehöriger Stufenscheibendurchmesser unmittelbar ablesen kann. Die Größe des Achsabstandes  $e$  im Verhältnis zu  $D_m$  hat geringen Einfluß; innerhalb  $e = 3$  bis  $10 D_m$  fallen die Kurven praktisch zusammen.

Genauere Werte liefern die Linien Abb. 2114. Würde man nämlich, wie beim gekreuzten Riemen, von der Summe der Durchmesser  $2 D_m$  für die Übersetzung 1 : 1 ausgehen und diese Summe unverändert lassen, so ergäben sich zu große Scheiben und dadurch Überbeanspruchungen des Riemens. Abb. 2114 zeigt nun, um wieviel Hundertteile die Durchmessersumme bei verschiedenen Achsabständen und Übersetzungen kleiner sein muß als  $2 D_m$ . Aus den Punkten  $A$  und  $B$ , Abb. 2113, findet man beispielweise den absoluten Wert des Unterschiedes:

$$2 - \left( \frac{D_1}{D_m} + \frac{D'_1}{D_m} \right) = 2 - (1,154 + 0,840) = 0,006.$$

In Hundertteilen ausgedrückt wird er  $0,3\%$  und gibt die Punkte  $C$  und  $C'$  der Abb. 2114, wo die Übersetzungen  $u$  als Abszissen, die Unterschiede als Ordinaten nach unten auf-



getragen sind. An Hand der Zahlen links läßt sich dadurch ohne weiteres ablesen, wieviel Hundertteile von  $2 D_m$  die Durchmessersumme bei beliebigen Übersetzungen betragen muß. An die Kurven sind die Achsabstände  $e$ , als Vielfaches von  $D_m$  ausgedrückt, angeschrieben. Nach Punkt  $C$  soll bei  $u = 1,374$  und  $e = 3 D_m$

$$D_1 + D'_1 = 0,997 \cdot 2 D_m$$

sein. Für  $u < 1$  ist nur die Linie für  $e = 3 D_m$  eingezeichnet, um die Art ihres Verlaufes anzudeuten. Die Werte der Abweichungen findet man ja an den Kurven jenseits  $u = 1$ , wenn man den Kehrwert  $1 : u$  benutzt, für den die Abweichung den gleichen Wert hat.

Die Unterschiede sind in der Nähe des Verhältnisses  $1 : 1$  klein und dürfen auf Grund der Elastizität des Riemens vernachlässigt werden, so lange sie  $0,5\%$  nicht überschreiten. In diesem Falle genügt es, bei offenen Riementrieben die Summe zueinander gehöriger Durchmesser der beiden Riemscheiben unverändert zu halten. Im übrigen steigen die Abweichungen jenseits  $u = 1$  mit zunehmender Übersetzung und kleinerem Achsabstande.

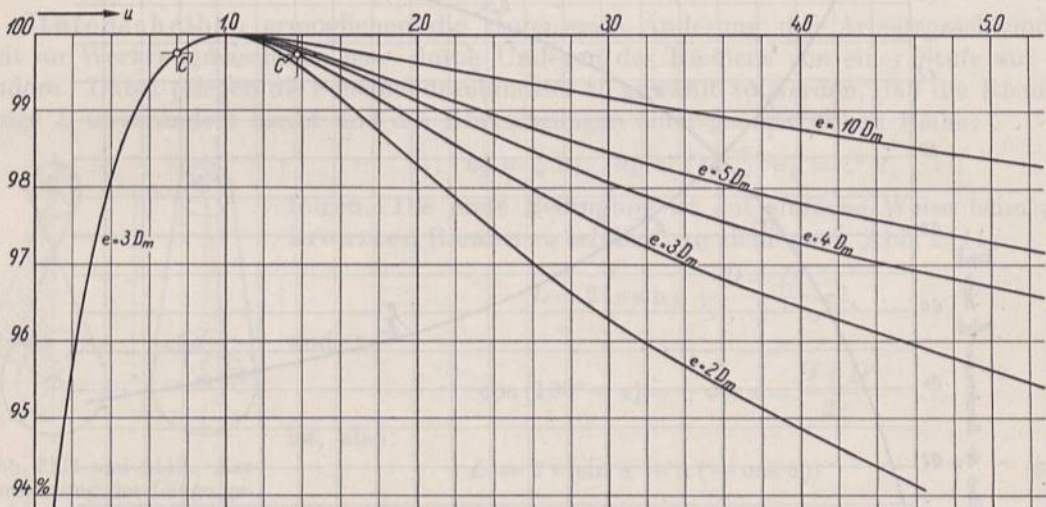


Abb. 2114. Kurven zur Ermittlung von Stufenscheibendurchmessern.

**Zahlenbeispiel 6.** Eine dreistufige Scheibe mit  $u_1 = 0,8$ ,  $u_2 = 1,00$  und  $u_3 = 1,25$  soll in der mittleren Stufe gleich große Scheibendurchmesser  $D_m = 500$  mm bei einem Achsabstand von  $1500$  mm erhalten.

Da nach Abb. 2114 die Abweichung nur  $0,14\%$  beträgt, kann man bei der Berechnung die Summe der Durchmesser unverändert lassen und erhält aus:

$$\begin{aligned} D_1 + D'_1 &= 1000; & \frac{D_1}{D'_1} &= 0,8, \\ 1,8 D_1 &= 1000; & D_1 &= 555,6 \text{ mm} = D'_3, \\ & & D'_1 &= 444,4 \text{ mm} = D_3. \end{aligned}$$

Die genauen Werte wären  $554,8$  und  $443,8$  mm.

**Zahlenbeispiel 7.** Ausgehend von einer Übersetzung  $u_1 = 1 : 4$  und einem Durchmesser der größeren Scheibe von  $800$  mm soll eine vierstufige Scheibe mit einem Stufenfaktor  $\zeta = 1,5$  bei  $e = 1600$  mm berechnet werden.

Aus  $D_1 = 800$  folgt  $D'_1 = \frac{1}{4} D_1 = 200$  mm. Der Achsabstand  $e$  beträgt das  $3,2$ fache des mittleren Durchmessers:  $D_m = 500$  mm. Übersetzungen:

$$\begin{aligned} u_1 &= 0,25; & u_2 &= \zeta \cdot u_1 = 1,5 \cdot 0,25 = 0,375; \\ u_3 &= \zeta^2 u_1 = 1,5^2 \cdot 0,25 = 0,563; \\ u_4 &= \zeta^3 u_1 = 1,5^3 \cdot 0,25 = 0,844. \end{aligned}$$



Nach den Kehrwerten:

4,0            2,67            1,78            1,18

müssen sich die Durchmessersummen, an den Linien für  $e = 3$  und  $4 D_m$  geschätzt, verhalten wie:

0,967 : 0,9805 : 0,9925 : 0,9994

oder wie

1000 : 1014 : 1027 : 1033.

Daraus folgen auf Grund der Übersetzungen die Einzeldurchmesser:

	800	738	657	560 mm
und	200	276	370	473 mm.

Würde man der Bestimmung der Scheibendurchmesser durchweg die gleiche Summe  $D'_1 + D_1 = 1000$  mm zugrunde gelegt haben, so wäre z. B.  $D_4 = 542$ ,  $D'_4 = 458$  mm geworden. Dabei müßte die Riemenlänge um 55 mm oder 1,14% kürzer als auf den Scheiben der ersten Übersetzung von 800 und 200 mm Durchmesser sein.

Das Umlegen von einer Stufe auf die andere kann bei leichten Riemen durch geschicktes Aufwerfen von Hand geschehen. Bei größeren benutzt man Stangen mit einem seitlichen Stift oder auch besondere Vorrichtungen, wie sie beispielweise Abb. 2115 nach einer Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G. zeigt. Das Auge, durch das der Riemen läuft, ist in einem Ring  $R$  drehbar, der, durch zwei ihrer Länge nach verschiebbliche Führungsstangen  $F$  mit der Stange  $S$  verbunden, durch Drehen dieser Stange mittels des Handgriffs  $H$  von einer Stufe zur anderen gebracht wird.

An Stufen- und allen sonstigen Scheiben, auf die die Riemen des öfteren aufgelegt oder von denen sie abgeworfen werden, sind die Ränder sorgfältig abzurunden, da scharfe Kanten die Riemen sehr schädigen, oft geradezu zerschneiden.

Abb. 2116 stellt ein vollständiges Deckenvorgelege dar. Seine Welle läuft in zwei an den U-Eisen der Decke nur festgeklemmten Lagern, damit Verlegungen oder Auswechslungen erleichtert werden. Sie trägt eine Fest-, eine Los- und eine Stufenscheibe und ist gegen seitliche Verschiebung durch die Nabe der Stufenscheibe und einen Stellring an den Endflächen des linken Lagers gesichert. Zum Ein- und Ausrücken des Antriebes dient der Handhebel  $H$  auf der senkrechten Welle  $W$ , die unten an der angetriebenen Maschine oder an der Wand oder am Boden, oben in einem an das rechte Hängelager angeschraubten Bocke gelagert ist. Am oberen Ende der Welle  $W$  sitzt Hebel  $H_1$ , der durch den Lenker  $V$  die Schaltstange  $S$  und die Riemenhaken  $G$  hin- und herschiebt, wenn  $W$  gedreht wird. Der Weg von  $S$  ist durch zwei Stellringe  $R$  begrenzt.

Die Durchbildung ist sorgfältig, die Ausführung aber teuer. Außerdem hat die Bauart den Nachteil, daß die Lagerung der Welle  $W$  am unteren Ende oft Schwierigkeiten macht und Sonderteile verlangt. Ordnet man sie auf der angetriebenen Maschine selbst an, so wird die Lage des Vorgeleges zur Maschine genau bestimmt und muß sorgfältig eingehalten werden. Einer Normung der Einzelteile ist diese Bauweise nicht günstig. Jede Veränderung des Abstandes der Schaltstange von der Mitte der Welle verlangt besondere Modelle für die Lagerböcke und die Hebel.

Viel vorteilhafter ist in diesen Beziehungen die Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Abb. 2117. An den beiden Lagerböcken ist lediglich je ein Auge angegossen, in welches Gasrohr als Träger der ebenfalls aus einem Rohre bestehenden

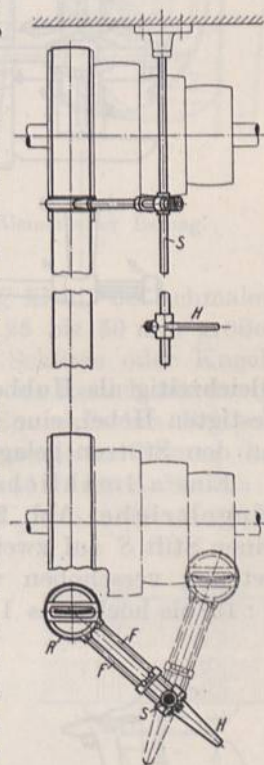


Abb. 2115. Riemenumleger. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.G.



Ausrückstange eingeschraubt werden. Nur die Längen der Träger und der Ausrückstange werden je nach der verlangten Ausladung und Lagerentfernung bemessen; im übrigen setzt sich aber das Ganze nur aus normalen Kloben und Riemengabeln zusammen. Besonders hervorgehoben sei die einfache und wirksame Hinderung der Drehung der Ausrückvorrichtung durch die kurze, in dem Auge auf dem linken Träger gleitende parallele Stange. Die Kloben, welche sie mit der Ausrückstange verbinden, dienen

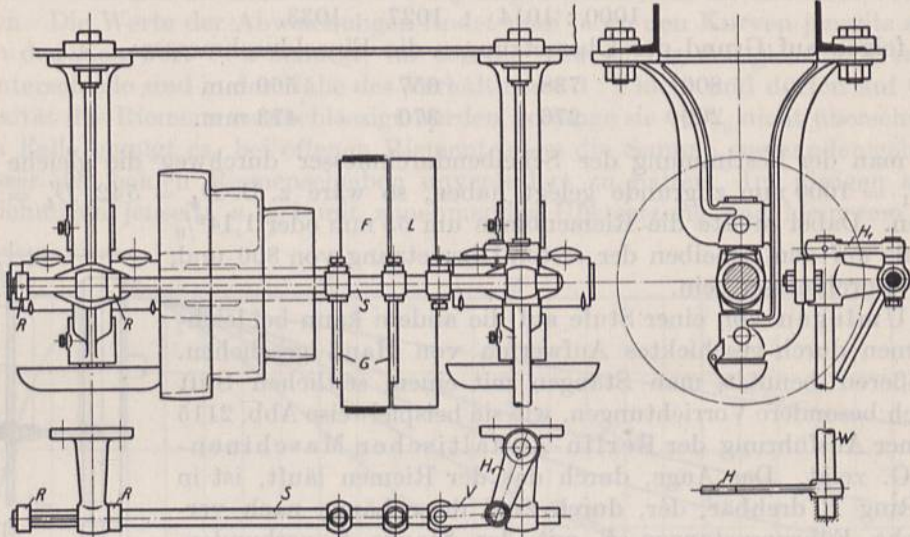


Abb. 2116. Deckenvorgelege.

gleichzeitig als Hubbegrenzung. Das Umschalten kann durch einen an der Decke befestigten Hebel, eine über zwei Rollen an den Stützen geleitete Kette oder auch einen an den Stützen gelagerten Winkelhebel usw. bewirkt werden.

Eine allmähliche Änderung der Geschwindigkeit der getriebenen Welle ist durch Kegeltriebe, Abb. 2118, möglich, bei denen der Riemen in einer Führung oder durch einen Stift *S* auf zwei Kegeln nach der gewünschten Übersetzung verschoben wird. Die Kegel erhalten Neigungen 1 : 15 bis höchstens 1 : 10. Bei großen Verschiedenheiten in

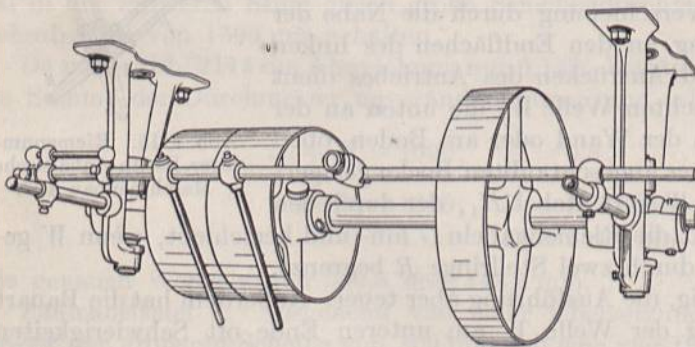


Abb. 2117. Deckenvorgelege. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.G., Dessau.

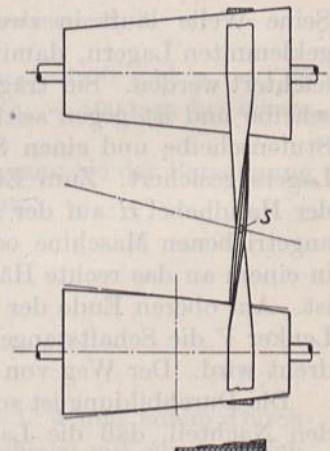


Abb. 2118. Kegeltrieb.

den Übersetzungen und offenem Riemen ist zu beachten, daß mindestens die eine Scheibe entsprechend den bei den Stufenscheiben gemachten Ausführungen durch eine Kurve begrenzt sein muß, wenn die Riemenlänge unverändert bleiben und gleichmäßiger Betrieb bei ein und derselben Spannung möglich sein soll. Vorteilhaft ist, dem Riemen einen trapezförmigen Querschnitt zu geben und ihn verschränkt aufzulegen.



### L. Riementriebe für sich kreuzende Wellen.

Für die auf Seite 1193 besprochenen Riementriebe zwischen sich kreuzenden Wellen sind vielfach Leitrollen nötig, die nach den für Leerscheiben geltenden Gesichtspunkten durchgebildet und zudem noch einstellbar gemacht werden, damit sie den räumlichen Verhältnissen und der Riemenlage angepaßt oder auch zum Nachspannen benutzt werden

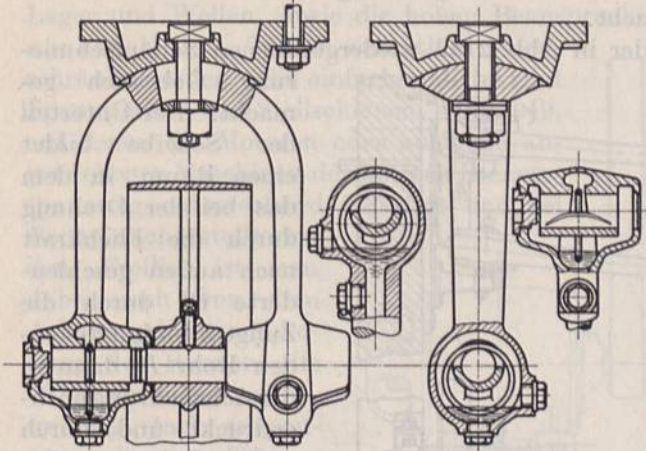


Abb. 2119. Riemenleiter Bamag. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.G., Dessau.

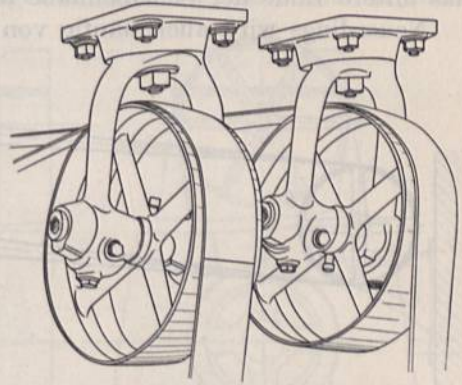


Abb. 2120. Riemenleiter Bamag.

können. Ihre Durchmesser  $D$  wählt man meist verhältnismäßig klein, bei schmalen Riemen  $D = 3 \dots 4b$ , bei breiten  $D = 2b$ , ihre Breite  $B$  um 25 bis 50 mm größer als die des Riemens. Die Verstellbarkeit wird durch Gelenke, Schlitzte oder Kugelflächen, auf denen die Achsen festgeklemmt werden, erreicht; sie ist freilich oft durch die Schmierung, die unbedingt gesichert sein muß, begrenzt. Ein einfaches Beispiel gibt der Riemenleiter Bamag der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G., Abb. 2119 und 2120,

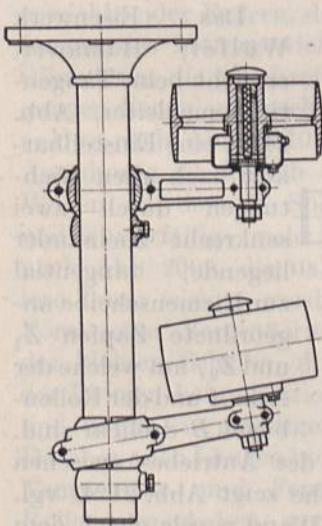


Abb. 2121. Riemenleiter. G. Polysius, Dessau.

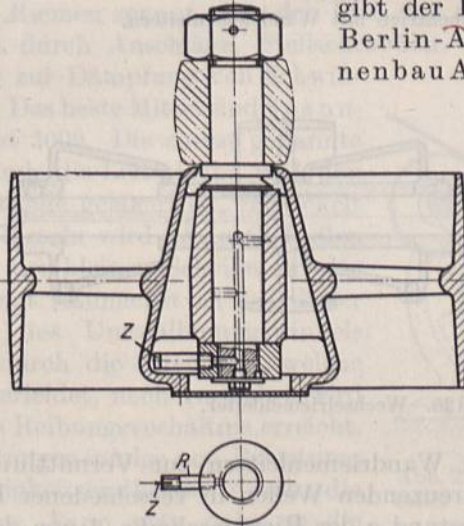


Abb. 2122. Riemenleiterscheibe mit Schöpferschmierung.

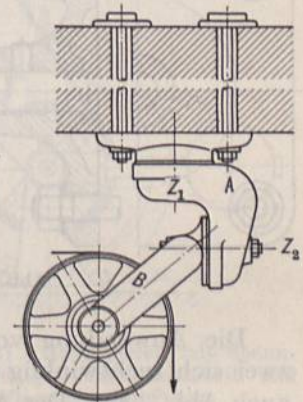


Abb. 2123. Tangentialriemenleiter. Eisenwerk Wülfel, Wülfel bei Hannover.

mit einem U-förmigen, an der Decke auf einer Kugelfläche einstellbaren Bügel als Träger für die dazwischenliegende Riemenscheibe. Die Schmierung der Lager wird durch Ringe bewerkstelligt, die in zwei in den Zapfen eingedrehten Nuten laufen, damit sie beim mäßigen Schrägstellen der Welle nicht zum Anliegen an den Lagerrändern und zum Stillstande kommen. Der Bügel kann bis zu  $10^\circ$  gegenüber der Lotrechten nach



allen Richtungen geneigt werden. Soll der Riemenleiter aufrechtstehend am Boden angeordnet werden, so bildet man die Ringschmierlager nach der zwischengeschalteten Skizze aus.

G. Polysius, Dessau, benutzt nach Abb. 2121 geteilte Kugelstücke, die durch Stellringe der Höhe nach gehalten werden, um darauf die Leitrollenarme in der gewünschten Stellung festzuklemmen. Die Schmierung besorgt ein Ölbad, in welches das untere Ende der Scheibennabe taucht.

Neuerdings wird auch häufig von der in Abb. 2122 wiedergegebenen Schöpferschmierung Gebrauch gemacht.

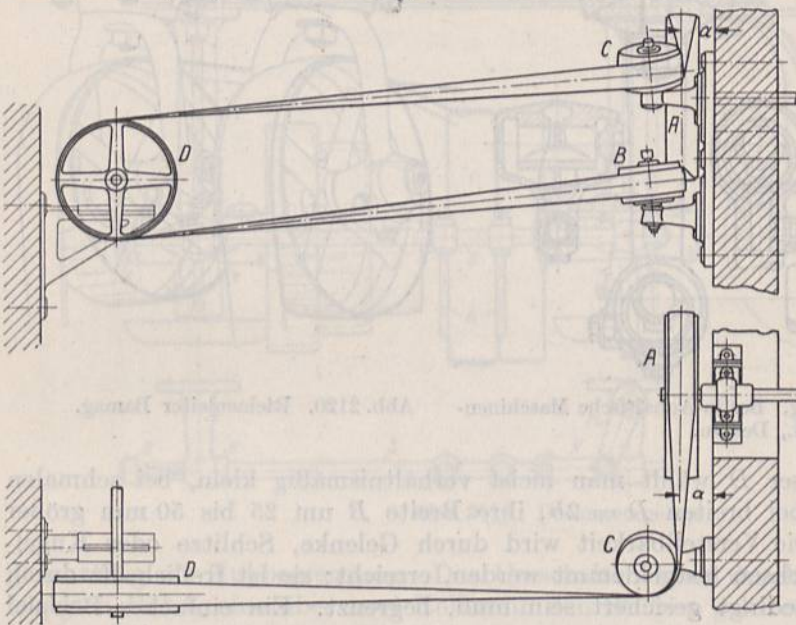


Abb. 2124. Riementrieb mit Wandriemenleitern.

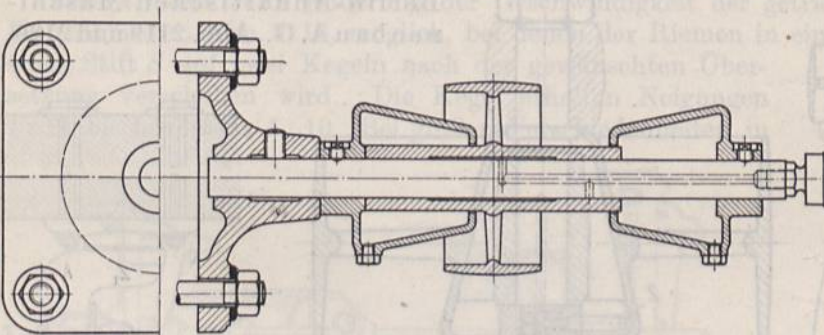


Abb. 2125. Wechselriemenleiter.

Die Anwendung von Wandriemenleitern zur Vermittlung des Antriebes zwischen zwei sich rechtwinklig kreuzenden Wellen in verschiedener Höhe zeigt Abb. 2124, vgl. auch Abb. 2069. Der Abstand  $a$  der Riemenscheibe  $A$  von der Wand wurde gleich dem der Rollenoberfläche am Riemenleiter genommen und die untere Rolle  $B$  in Höhe des Unterrandes der Scheibe  $A$  angeordnet. Die Stellung der oberen ist dann durch den größten Abstand, den die Leitrollen auf der Wandplatte haben können, bedingt. Gegenüber Scheibe  $D$  war die Lage dadurch gegeben, daß auch die Mittelebene von  $D$  die Rollenoberflächen berühren sollte, um den Antrieb in beiden Laufrichtungen zu ermöglichen.

Auf Wechselriemenleitern, Abb. 2125, verschiebt sich die Leitrolle selbsttätig und wandert mit dem Riemen, wenn dieser zwischen einer Los- und einer Fest-

ringerschmierlager Gebrauch gemacht. Der Unterteil der Scheibe bildet einen Raum, in dem das bei der Drehung durch die Fliehkraft nach außen geschleuderte Öl durch die Zunge  $Z$  im feststehenden Rohr  $R$ , dann in der Achsbohrung hochgedrückt und durch radiale Bohrungen der Lauffläche zugeführt wird. Ein wichtiger Vorteil ist, daß die Scheiben sowohl hängend und schräg wie auch wagrecht verwendet werden können.

Das Eisenwerk Wülfel, Hannover, erreicht beim Tangentialriemenleiter, Abb. 2123, eine Einstellbarkeit nach allen Richtungen durch zwei senkrecht zueinander liegende, tangential zur Riemenscheibe angeordnete Zapfen  $Z_1$  und  $Z_2$ , um welche der Arm  $A$  und der Rollenbügel  $B$  drehbar sind.



scheibe seitlich verschoben wird. Für die Schmierung ist eine Staufferbüchse vorgesehen, abgeschleudertes Fett wird von den die Nabe umschließenden Fängern aufgenommen.

### M. Nachstellbare Riementriebe und Spannrollentriebe.

Die große Vorspannung des Riemens und ihre Nachteile, die starke Belastung der Lager und Wellen, sowie die hohen Beanspruchungen im Riemen selbst können durch nachstellbare Triebe wesentlich eingeschränkt werden. Ein einfaches Mittel sind Spannplatten und Stellschienen, Abb. 2019, auf denen die Motoren oder auch die angetriebenen Maschinen der nötigen Riemen-

spannung entsprechend befestigt und bei Bedarf nachgestellt werden. Freilich ist man dabei noch von dem Arbeiter, der zur Schonung des Riemens die Stellschrauben nicht unnötig stark anspannen soll, von Temperatur- und Feuchtigkeitseinflüssen abhängig. Ähnlich liegen die Verhältnisse, wenn zu

dem Zwecke verstellbare Leitrollen benutzt werden. Vollkommener sind Einrichtungen, die die Spannung selbsttätig regeln. Hierhin gehören Wippen nach Art der Abb. 2126, bei denen das Eigengewicht des Elektromotors, gegebenenfalls verstärkt durch Zusatzgewichte oder Federn, den Riemen spannt. Für den Fall, daß dieser abfällt, ist das Auffangen des Motorgewichts durch Anschläge, Stellschrauben, Gummipuffer oder auch Ölbremesen, die gleichzeitig zur Dämpfung von Schwingungen dienen, vorzusehen. Das beste Mittel sind Spannrollen nach Abb. 2010 und 2009. Die zuerst genannte Anordnung ist freilich durch die Leitscheibe und den Wagen, auf dem die Spannrolle gelagert ist, verwickelt und schwerfällig; mehr und mehr wird sie durch Rollen nach Abb. 2009, die nahe der kleinen Scheibe auf das lose Trum wirken, verdrängt. Zunächst ist bei dieser Form eine Vergrößerung des Umschlingungswinkels der kleinen Scheibe, die durch die Streckung, welche der Riemen beim Betrieb erleidet, noch vermehrt wird und damit ein günstigeres Reibungsverhältnis erreicht. Da aber auch Längenänderungen infolge von Belastung, Temperatur- und Feuchtigkeitseinflüssen durch die Rolle ausgeglichen werden, kann man nahe an die untere Spannungsgrenze im losen Trum herangehen, erhält niedrige Höchstbeanspruchungen und darf daher die Belastungszahl oft wesentlich erhöhen. Wenn auch die Widerstände der Spannrolle zu denen der Hauptscheibe hinzutreten, so wird der Verlust mindestens teilweise durch niedrigere Lagerdrucke und geringere Reibung an den Hauptwellen wettgemacht. Weitere Vorteile sind, daß auch senkrechte Triebe, beträchtliche Übersetzungen und geringe Achsentfernungen zulässig und dadurch große Raumersparnisse möglich sind, ferner, daß man den Riemen beim Stillstande vollständig entlasten kann, wenn die Spannrolle ausschaltbar ist. Un-

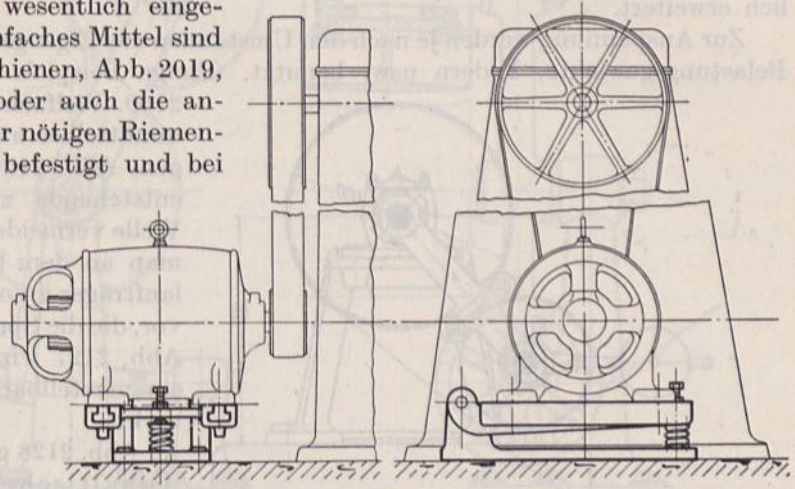


Abb. 2126. Wippe.

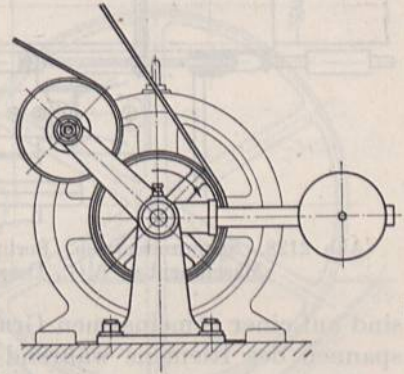


Abb. 2127. Riementrieb mit Spannrolle. Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Penig.



günstig ist das Abbiegen des Riemens nach verschiedenen Richtungen, was geschmeidige und sorgfältig hergestellte, namentlich durchweg gleich dicke, geleimte Riemen voraussetzt. Es empfiehlt sich, die Rolle nahe der kleinen Scheibe, am besten um deren Achse schwingend anzuordnen, weil dadurch die Umspannungsverhältnisse am günstigsten werden; es ist aber durchaus nicht ausgeschlossen, den Rollenhebelzapfen anderweitig oder exzentrisch zu lagern. Die Spannrollentriebe haben das Anwendungsgebiet der Riemen insbesondere bei kurzen Achsabständen ganz wesentlich erweitert.

Zur Anspannung werden je nach den Umständen das Eigengewicht der Rolle, besondere Belastungsgewichte, Federn usw. benutzt. Einige Beispiele geben die Abb. 2127 bis 2130.

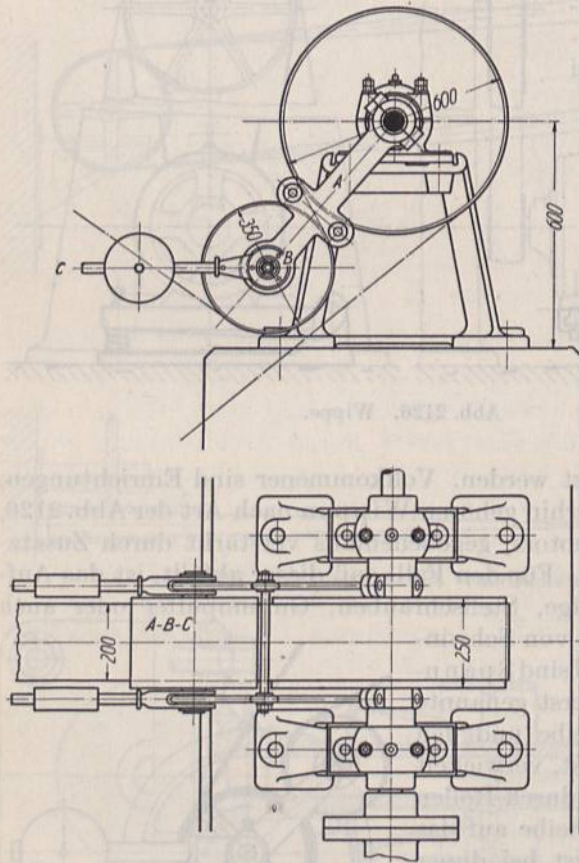


Abb. 2128. Spannrollentrieb. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.G., Dessau.

Vielfach läßt man den Rollenträger unmittelbar um die Antriebswelle schwingen, Abb. 2128. Will man die dadurch entstehende zusätzliche Belastung der Welle vermeiden, so befestigt oder gießt man an dem benachbarten Lager Leerlaufträger an oder sieht besondere Böcke vor, die die Spannvorrichtung halten. In Abb. 2127 wird die Anspannung durch ein verstellbares Belastungsgewicht bewirkt.

Abb. 2128 gibt einen von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G. ausgeführten Antrieb für 100 PS Leistung bei einer Übersetzung 1 : 5,6 ins Schnelle wieder. Die Rolle ist in zwei um die Scheibenwelle schwingenden, gegenseitig versteiften Hebeln gelagert, deren wagrechte Enden die Belastungsgewichte tragen.

Gelegentlich hängt man die letzteren an über Rollen geführte Seile und kann dann den Anpreßdruck durch Auflegen von Platten nach Bedarf ändern (vgl. Abb. 2141).

Durch eine Schraube regelbare Federbelastung nach einer Ausführung der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei zeigt Abb. 2129. Das Hebellager und die Nachstellvorrichtung

sind auf einer gemeinsamen Grundplatte angeordnet; die Schraube kann auch zum Entspannen des Riemens während des Stillstandes durch Lüften der Rolle benutzt werden.

Koch und Co., Remscheid-Vieringhausen, ordnet beim Adko-Spannrollentrieb, D. R. P. 394307, die Spannrolle nach Abb. 2130 nicht zwischen, sondern außerhalb der beiden Riemenscheiben an, beschränkt auf diese Weise den Abstand der Hauptscheiben auf wenig mehr als die Dicke des Riemens und kann bedeutende Längungen des letzteren ausgleichen. Wegen des sehr kurzen ziehenden Trums sollen derartige Triebe auch ruhiger laufen, weil etwaige Kraftschwankungen den Riemen weniger leicht in Schwingung versetzen.

Die Rollen müssen sorgfältig nach den für Leer- und Leitscheiben gegebenen Regeln, insbesondere in bezug auf die Schmierung durchgebildet werden. Bewährt haben sich auch Kugellager, Abb. 2129, nicht allein geringen Reibungswiderstandes wegen, sondern auch, weil sie durch ein Ölbad leicht und sicher geschmiert werden



können. Der Rollendurchmesser soll möglichst dem der kleinen Scheibe entsprechen, bei beschränkten Raumverhältnissen bleibt man aber auch darunter und benutzt selbst 0,6 mal so große Durchmesser.

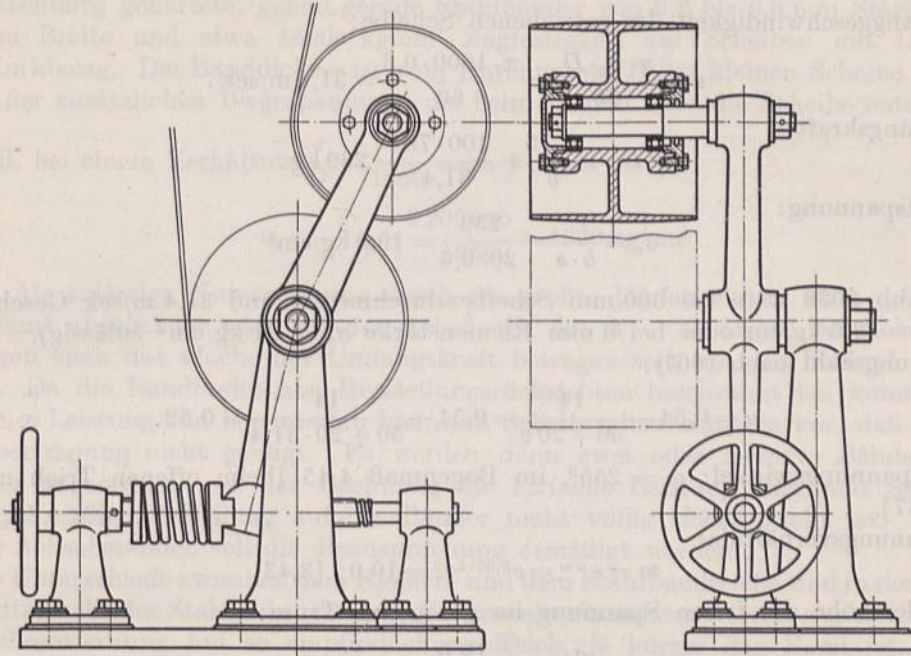


Abb. 2129. Senkrecht angeordneter Spannrollentrieb. Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Penig.

Bezüglich der Übersetzungen pflegt man weiter als bei gewöhnlichen Riementrieben zu gehen; sehr häufig finden sich solche von 1:5 bis 1:8; doch ist auch schon 1:10 und 1:15, selbst 1:20 ausgeführt worden. Im Falle stark schwankender Belastung kann sich der Einbau einer Ölbremse empfehlen, durch welche der Lauf oft erheblich ruhiger und gleichmäßiger wird.

Bei der Berechnung des Riemen dürfen die Zahlen der Abb. 2058, die für günstige Verhältnisse offener Triebe gelten, benutzt, manchmal sogar überschritten werden. Die Kräfte an den Scheiben, der Spannrolle und den Hebeln lassen sich an Hand eines Kraftecks, Abb. 2037, ermitteln.

Vergleichsweise seien neben die an einem Spannrollentriebe, Abb. 2128, ermittelten Zahlen diejenigen für einen offenen Trieb mit denselben Hauptscheibendurchmessern in Klammern angegeben. Beiden Fällen sind gleiche Nutzsparnungen zugrunde gelegt. Dabei wird der offene Trieb freilich noch

zu günstig beurteilt, weil die Nutzsparnung bei der sehr geringen Achsentfernung unzulässig hoch, die errechneten Grenzwerte aber zu niedrig sind.

**Zahlenbeispiel 8.** Vom Schwungrad eines Dieselmotors von  $D_1 = 3400$  mm Durchmesser werden  $N = 100$  PS an eine Scheibe von  $D_2 = 600$  mm Durchmesser in 3080 mm Abstand abgegeben. Das Schwungrad macht  $n_1 = 180$ , die getriebene Welle  $n_2 = 1000$  Umdrehungen in der Minute. Riemenbreite  $b = 200$  mm. Stärke  $s = 6$  mm.

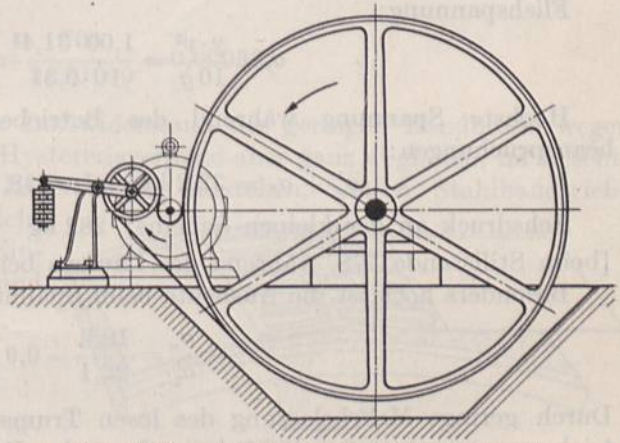


Abb. 2130. Adko-Spannrollentrieb. Koch & Co., Remscheid-Vieringhausen.



Übersetzung:

$$u = \frac{D_1}{D_2} = \frac{3400}{600} = \frac{5,66}{1}.$$

Umfangsgeschwindigkeit der getriebenen Scheibe:

$$v = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot D_2}{60} = \frac{\pi \cdot 1000 \cdot 0,6}{60} = 31,4 \text{ m/sek.}$$

Umfangskraft:

$$U = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{100 \cdot 75}{31,4} = 239 \text{ kg.}$$

Nutzspannung:

$$\sigma_n = \frac{U}{b \cdot s} = \frac{239}{20 \cdot 0,6} = 19,9 \text{ kg/cm}^2$$

(nach Abb. 2058 wäre bei 600 mm Scheibendurchmesser und 31,4 m/sek Geschwindigkeit  $k_n = 12,6 \text{ kg/cm}$  oder bei 6 mm Riemenstärke  $\sigma_n = 21 \text{ kg/cm}^2$  zulässig).

Reibungszahl nach (667):

$$\mu = 0,54 - \frac{14}{50 + 20v} = 0,54 - \frac{14}{50 + 20 \cdot 31,4} = 0,52.$$

Umspannungswinkel:  $\omega = 255^\circ$ , im Bogenmaß 4,45 [beim offenen Trieb nur  $136^\circ$  oder 2,37].

Spannungsverhältnis:

$$m = e^{\mu \omega} = e^{0,52 \cdot 4,45} = 10,0; [3,43]$$

Mindesthöhe der freien Spannung im gezogenen Trum:

$$\sigma'_2 = \frac{\sigma_n}{m - 1} = \frac{19,9}{10 - 1} = 2,2 \text{ kg/cm}^2;$$

[8,3 kg/cm<sup>2</sup> an Abb. 2039 und 2044 ermittelt; nötige Mindestvorspannung bei ruhendem Triebe:  $\sigma_v = 27,1 \text{ kg/cm}^2$ ].

Freie Spannung im ziehenden Trum:

$$\sigma'_1 = \sigma_n + \sigma_2 = 22,1 \text{ kg/cm}^2; [28,2 \text{ kg/cm}^2].$$

Fliehspannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{1,00 \cdot 31,4^2}{10 \cdot 9,81} = 10,1 \text{ kg/cm}^2.$$

Höchste Spannung während des Betriebes ohne Berücksichtigung der Biegebeanspruchungen:

$$\sigma'_1 + \sigma_f = 32,2 \text{ kg/cm}^2; [38,3 \text{ kg/cm}^2].$$

Achsdruck an der kleinen Scheibe: 282 kg

[beim Stillstande 578, während des Laufens bei voller Belastung 404 kg].

Besonders hoch ist die Ausbeute beim Spannrollentrieb:

$$\frac{\sigma_n}{\sigma'_1} = \frac{19,9}{22,1} = 0,9; [0,7].$$

Durch geringe Mehrbelastung des losen Trums steigt die Sicherheit im Spannrollentrieb ganz wesentlich. Bei 4 kg/cm<sup>2</sup> an der Rolle sinkt das Spannungsverhältnis auf rund 6, während die freie Spannung im ziehenden Trum nur unwesentlich, nämlich auf 23,9 kg/cm<sup>2</sup> steigt. Anders beim offenen Trieb. Er könnte nur durch erheblich höhere Vorspannung betriebsicherer gemacht werden. Bei  $\sigma_v = 32,1 \text{ kg/cm}^2$  wird  $m = 2,51$ .]

Als praktisches Beispiel für die Vorteile des Spannrollentriebes sei erwähnt, daß nach Angabe von Prof. Hundhausen (Z. V. d. I. 1907, S. 637) der Riemen eines offenen Antriebes einer 100-PS-Dynamo von 600 mm Breite und 6 mm Dicke durch einen gleich starken, aber nur 250 mm breiten mit Spannrolle ersetzt werden konnte.



## II. Stahlbandtriebe.

An Stelle von Riemen benutzt die Eloesser Kraftband-Gesellschaft in Berlin-Charlottenburg gehärtete, genau gerade Stahlbänder von 0,2 bis 0,9 mm Stärke, 12 bis 200 mm Breite und etwa 15000 kg/cm<sup>2</sup> Zugfestigkeit auf Scheiben mit Leinwand- oder Korkbelag. Die Banddicke  $s$  ist vom Durchmesser  $D$  der kleinen Scheibe abhängig wegen der zusätzlichen Biegespannung, die beim Laufen über die Scheibe entsteht und

die z. B. bei einem Verhältnis  $\frac{s}{D} = \frac{1}{1650}$  nach Formel (641):

$$\sigma_b = \frac{s}{\alpha \cdot D} = \frac{2\,200\,000}{1650} = 1330 \text{ kg/cm}^2$$

wird. Als zulässige Nutzsprung durch die größte Umfangskraft wird  $\sigma_n = 600$  bis 750 kg/cm<sup>2</sup> angegeben, während der Achsdruck das 3...3,5fache, bei hohen Übersetzungen auch das 4fache der Umfangskraft betragen soll, um den Schlupf gering zu halten. Da die Bandbreite aus Herstellungsrücksichten beschränkt ist, kommt es bei gegebener Leistung und bestimmten kleinsten Scheibendurchmessern vor, daß ein Band zur Übertragung nicht genügt. Es werden dann zwei oder mehrere Bänder nebeneinander angeordnet und der Rechnung die 1,2fache Leistung zugrunde gelegt, weil die gleichmäßige Verteilung auf die Bänder nicht völlig sichergestellt ist. Auch bei kurzen Achsabständen soll die Beanspruchung ermäßigt werden.

Die Unterschiede zwischen dem Riemen- und dem Stahlbandtriebe sind in der geringen Elastizitätszahl des Stahles begründet. Es entsteht ein nahezu starrer, gegen Änderungen der Achsentfernung um so empfindlicherer Trieb, je kürzer das Band ist. Aus der Erfahrung heraus gibt Silberberg [XXVI, 30] für die geringste zulässige Achsentfernung an, daß die gesamte Bandlänge in Metern nicht weniger als  $\frac{3}{4}$  der Sekundengeschwindigkeit betragen soll. Temperaturänderungen erhöhen und erniedrigen die Spannungen erheblich, nämlich um 24 kg/cm<sup>2</sup> für 1°, wenn die Formänderungen der Wellen und Scheiben und wohl auch die Kork- und Leinwandschicht nicht mildernd wirken. Ein Vorteil ist dagegen der geringe Gleitverlust, der bei einer Nutzsprung von  $\sigma_n = 700$  kg/cm<sup>2</sup> nach Formel (663):

$$\psi = \alpha \cdot \sigma_n = \frac{700}{2\,200\,000} = 0,00032$$

oder nur 0,032% wird. Da auch der Luftwiderstand der geringen Bandbreite wegen wesentlich kleiner als bei Riemen ist, Hysteresisverluste aber ganz wegfallen, im wesentlichen also Verluste nur durch die Lagerreibung entstehen, weisen Stahlbandtriebe günstige Wirkungsgrade auf. Die Fliehspannung nimmt wegen des größeren Einheitsgewichtes zwar höhere Werte an und beträgt z. B. bei 30 m/sek

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{7,8 \cdot 30^2}{10 \cdot 9,81} = 71,6 \text{ kg/cm}^2,$$

hat aber wegen der bedeutenden Vor- und Nutzsprung nicht so großen Einfluß wie beim Riementriebe. Auf den Achsdruck kommt sie fast in voller Größe entlastend zur Wirkung.

Zum Verbinden an den Stoßstellen dienen Schlösser nach Abb. 2131. Die verzinneten Bandenden sind mit je zwei Stahlplatten verlötet und verschraubt, wobei die gekrümmten Flächen der äußeren das Band von der Einspannstelle allmählich in die Gerade überführen und dadurch Biegespannungen von den Enden fernhalten sollen. Durch Ausparungen ist das Schloß so leicht wie möglich gemacht. Neuerdings hat Eloesser das immerhin schwere Schloß durch eine Überlappungsniertung ersetzt. Bei schmalen

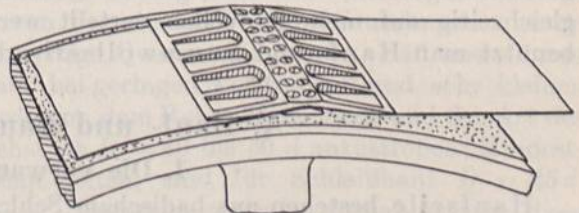


Abb. 2131. Stahlbandschloß.



Bändern kann man die Verbindung neben der Scheibe herstellen und dann das Ganze über eine schlank kegelige Fläche von etwa halber Bandbreite aufchieben. Bei größeren Breiten macht man von Spannvorrichtungen Gebrauch, ähnlich den bei der Herstellung von Riemenverbindungen üblichen, Abb. 2020. Die Bandlänge wird nach einem besonderen, in der Z. V. d. I. 1911, S. 1771, näher beschriebenen Verfahren ermittelt. In gewissem Maße läßt sich die Spannung durch die Belagstärke regeln.

Die Scheiben müssen in Rücksicht auf die großen Achsdrücke und den Umstand, daß die durch Stahlbänder übertragenen Kräfte viel bedeutender als in Riemen gleicher Breite sind, steifer und kräftiger durchgebildet und sehr sorgfältig gelagert werden. Die Lauffläche ist genau zylindrisch abzdrehen, weil sonst das Band in der Nähe des Schlosses leidet, da sich der Schlag beim Auflaufen auf balligen Flächen nicht über die ganze Bandbreite verteilt, sondern örtlich zerstörend wirkt und zu Brüchen führt.

Bei Versuchen fand Kammerer an einem Stahlband von 0,3 mm Stärke und 30 mm Breite auf Scheiben von je 1250 mm Durchmesser bei der üblichen Nutzspannung die Reibungsziffer  $\mu = 0,27$ . Bei hohen Spannungen stieg sie bis auf 0,75 und war unabhängig von der Umfangsgeschwindigkeit. Der Schlupf betrug bei dem Verhältnis 1:1 zwischen Nutz- und Vorspannung nicht mehr als 0,1%, nahm aber bei Steigerung der Nutzspannung über die Vorspannung hinaus plötzlich zu.

Stahlbänder kommen hauptsächlich für größere Kraftübertragungen in Frage und können vielfach Seil- und Riemetriebtriebe vorteilhaft ersetzen. Infolge der hohen zulässigen Beanspruchungen erhalten die Bänder kleine Abmessungen, verlangen aber der sehr geringen Dehnungsfähigkeit wegen größte Sorgfalt in bezug auf Bearbeitung und Aufstellung der Scheiben sowie sichere Aufnahme der hohen Achsdrücke. Die Scheiben müssen zur Schonung der hoch beanspruchten Bänder genau rund laufen, ihre Achsen genau parallel zueinander liegen. Wegen der Gefahr eines Bruches, der unvermittelt und plötzlich eintritt, sind an begangenen Stellen, die vom Bande getroffen werden können, Schutzvorrichtungen anzubringen; das Bereithalten eines zweiten Bandes ist zu empfehlen. Die Urteile über den Betrieb der Stahlbänder lauten verschieden; während einige Anlagen seit langem ohne jede Störung arbeiten, haben andere wiederholt Brüche gehabt.

### III. Seiltriebe.

Seiltriebe finden Anwendung beim Übertragen beträchtlicher Leistungen, die ungewöhnlich breite Riemen erfordern würden, sind vorteilhaft bei mäßigen Umfangsgeschwindigkeiten, bei sehr großen Achsabständen und in Fällen, wo die Energie gleichzeitig auf mehrere Wellen verteilt werden soll. Bei Entfernungen bis zu 25 m benutzt man Hanf- und Baumwollseile, bei noch größeren Drahtseile.

#### A. Hanf- und Baumwollseiltriebe.

##### 1. Die verwandten Seile.

Hanfseile bestehen aus badischem Schleißhanf oder dem weniger guten russischen Reinhanf oder dem steiferen, aber gegen Witterungseinflüsse widerstandsfähigeren Manilahanf. Seltener benutzt man die bezüglich der mechanischen Eigenschaften ungünstigere Jute. Weich und biegsam, deshalb für kleinere Scheiben geeignet sind Baumwollseile. Die Fäden der Rohstoffe werden schraubenförmig zu Litzen und diese meist zu dreien zu einem Rundseil zusammengedreht, das im Querschnitt, Abb. 2145, drei elliptische Flächen zeigt, weil die Litzen schräg getroffen werden. Gegenüber dem umschriebenen Kreis kann man bei festgedrehten Seilen auf etwa 0,67, bei lose gedrehten auf 0,58 wirklichen Seilquerschnitt rechnen, wie aus dem durchschnittlichen Verhältnis des Einheitsgewichts der Seile in Zusammenstellung 161 zu dem der lufttrockenen Hanffaser



hervorgeht, das 1,5 kg/dm<sup>3</sup> beträgt. Die der Übertragungsfähigkeit und Lebensdauer schädliche Neigung der Rundseile, sich unter der Belastung und im Betriebe aufzudrehen, vermeidet man durch Flechten der Seile. So werden in den Quadratseilen Patent Bek der A.G. für Seilindustrie, vorm. F. Wolff, Mannheim-Neckarau, vier Litzen mit Rechts-, die übrigen vier mit Linksdrall so verflochten, daß das Aufdrehen ganz ausgeschlossen ist. Solche geflochtene Seile zeichnen sich durch große Biogsamkeit aus und schmiegen sich infolge des quadratischen oder trapezförmigen Querschnitts, den sie nach Abb. 2149 und 2150 erhalten können, den Seilscheibenrillen besser an als runde. Auch Drei-, Sechs- und Achtkantseile werden hergestellt. Zum Schutz gegen Witterungseinflüsse müssen die Seile von Zeit zu Zeit mit Hanfseilfett (Nr. 28 in [XV, 19]) geschmiert werden. Bei Verwendung im Freien tränkt man sie auch mit Teer, wobei sie jedoch nicht unerheblich an Festigkeit einbüßen. Feuchtigkeit zieht die Seile stark zusammen und erhöht die Spannungen und Achsdrücke beträchtlich. Über Maße und Gewichte gibt Zusammenstellung 161 Aufschluß.

Zusammenstellung 161. Runde Treibseile.

Seildurchmesser . . . . . mm		20	25	30	35	40	45	50	55	60	Einheitsgewicht	
Felten und Guilleaume, Köln am Rhein.	Badischer Schleißhanf { Gewicht kg/m	0,32	0,51	0,71	1,00	1,30	1,60	1,90	2,24		1,00 kg/dm <sup>3</sup>	
	{ Scheiben $\Phi \geq$ mm	500	625	750	875	1000	1125	1250	1375			
	Hellster Manilahanf { Gewicht kg/m	0,28	0,45	0,63	0,83	1,10	1,35	1,75	2,04	0,87		..
	{ Scheiben $\Phi \geq$ mm	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1650			
A. G. für Seilindustrie vorm. F. Wolff, Mannheim-Neckarau.	Baumwolle { . . . Gewicht kg/m	0,28	0,47	0,67	0,93	1,20	1,50	1,85	2,10		0,92 ..	
	{ Scheiben $\Phi \geq$ mm	400	500	600	700	800	900	1000	1100			
	Badischer Schleißhanf, fest gedreht . . . . . Gewicht kg/m			0,8	1,2	1,4	1,7	2,1	2,5	2,9		1,07
	Badischer Schleißhanf, lose gedreht . . . . . Gewicht kg/m			0,7	0,96	1,22	1,48	1,75	2,1	2,4	0,93	..
	Baumwolle, fest gedreht, imprägniert . . . . . Gewicht kg/m			0,9	1,32	1,56	1,80	2,28	2,64	2,88	1,12	..
	Baumwolle, lose gedreht, imprägniert . . . . . Gewicht kg/m			0,7	1,08	1,32	1,56	2,04	2,28	2,52	0,98	..

Quadratseile.

A. G. für Seilindustrie vorm. F. Wolff, Mannheim-Neckarau.	{ Seilstärke . . . . . mm	25	30	35	40	45	50	55		0,89 ..
	{ Gewicht kg/m	0,55	0,90	1,10	1,45	1,75	2,15	2,70		
	{ Scheiben- . . . $\Phi \geq$ mm	375	450	700	800	900	1100	1400		

Am gebräuchlichsten sind Rundseile von  $d = 45$  und  $50$  mm Durchmesser sowie bezüglich der Übertragungsfähigkeit gleichwertige Quadratseile von  $s = 40$  und  $45$  mm Seitenlänge. Schwächere benutzt man nur bei geringen Leistungen und sehr kleinen Scheibendurchmessern  $D$ , welche letztere noch von dem Rohstoff der Seile und der Art des Schlages oder Flechtens abhängen. Möglichst ist  $D = 40$  bis  $50 d$  anzustreben; Mindestwerte, die auch für Leit- und Spannrollen gelten, sind für Schleißhanf  $D = 25 d$ , Manilahanf  $D = 30 d$ , Baumwolle  $D = 20 d$ . Unterschreitet man ausnahmsweise diese Zahlen, so muß man die Belastung herabsetzen oder mit verminderter Lebensdauer rechnen. Für Quadratseile sind die kleinsten Scheibendurchmesser in Zusammenstellung 161 enthalten.

Der Schluß und die Verbindung von Seilen wird ausschließlich durch Spleißen hergestellt. Dabei löst man die Enden der Stücke auf, die um  $3 \dots 5$  m länger abgeschnitten sind, als rechnermäßig bei stumpfem Stoß nötig ist, kürzt die Litzen stufenweise und flicht sie dann derart wieder ineinander, daß der Seildurchmesser nicht wesentlich größer wird. Das Spleißen ist schwierig und erfordert geschickte und geübte Leute.



## 2. Kraft- und Spannungsverhältnisse in Hanf- und Baumwollseiltrieben.

Die Eigenart der Seiltriebe ist in folgendem begründet.

1. Die Reibung wird durch die Klemmwirkung der kegeligen Rillen, Abb. 2145 und 2147, in denen die Seile auf den Scheiben laufen, vermehrt. Schräge und selbst senkrechte Antriebe bieten deshalb praktisch nicht die großen Schwierigkeiten, die bei den Riementrieben besprochen wurden. Setzt man, ähnlich wie bei Rillenreibrädern:

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}, \quad (701)$$

so würde bei dem üblichen halben Rillenkante  $\alpha = 22\frac{1}{2}^{\circ}$  statt:

$\mu = 0,2$	$0,25$	$0,3$	$0,35$
$\mu' = 0,435$	$0,522$	$0,603$	$0,679$

in Betracht kommen. Kammerer [XXVI, 6] fand bei seinen Versuchen mit Manilahanfseilen auf der Maschine, Abb. 2041, wiederholt, ohne daß Rutschen eintrat,  $\mu' = 0,6$ , einem  $m = 6,5$ fachen Spannungsverhältnis entsprechend. Bonte [XXVI, 31] gibt  $\mu' = 0,79$  und  $m = 10,3$  bei allerdings außergewöhnlich hohen Nutzspannungen an. Die starke Zunahme der Reibungszahl bei großen Geschwindigkeiten, wie sie an Riemen nachgewiesen wurde, lassen die bisherigen Versuche nicht erkennen. Sie dürfte übrigens wegen der ganz andern Reibungsverhältnisse, die der faserige Aufbau der Seile im Gegensatz zu der zusammenhängenden, gefetteten Oberfläche der Riemen bedingt, nicht in dem gleichen Maße zu erwarten sein.

2. Infolge der niedrigeren Elastizitätszahl, die sich aus dem steileren Verlauf der Spannungsdehnungslinie Abb. 2133 im Vergleich mit 2039 ergibt, wird der Betrieb weniger elastisch, wenn auch der Durchhang infolge der größeren Achsabstände, bei denen Seile verwendet zu werden pflegen, mehr zur Wirkung kommt und mildernd wirkt.

3. Trotz höherer Festigkeit sowohl der Fasern, die z. B. bei Hanf zwischen 4000 und 5000 kg/cm<sup>2</sup> liegt, wie auch der fertigen Seile, die bei Zugversuchen 900 bis 1500 kg/cm<sup>2</sup>, also 3 bis 5fache Festigkeit des Leders zeigen, ist ihre Belastungsfähigkeit verhältnismäßig gering. Bei dem häufigen Hin- und Herbiegen und den fortwährenden Spannungswechseln läßt die Reibung zwischen den Fasern nach. Die Seile werden um so früher schlaff, müssen um so häufiger nachgespannt werden und büßen um so mehr an Lebensdauer ein, je höher sie belastet sind. Namentlich dürfte die Spleißung, wenn sie nicht richtig und aufs sorgfältigste ausgeführt ist, eine nachgiebige und schwache Stelle jedes Seiles sein.

Für das Schlaffwerden besteht noch eine zweite Ursache. In den keilförmigen Rillen werden die Seile allmählich seitlich zusammengequetscht, kommen dadurch in der Rille tiefer zu liegen und laufen auf kleineren Scheibendurchmessern. Das ist aber einer Verlängerung der Seile gleichwertig; ihre Spannung nimmt ab.

Das Wiederherstellen der Spannung nach zu starkem Längen ist bei einer größeren Zahl von Seilen viel umständlicher als das Kürzen eines Riemens.

4. Schließlich ist die gleichmäßige Verteilung der Last auf alle Seile eines Triebes niemals in dem Maße wie in einem Riemenquerschnitt zu erwarten. Praktisch sehr wichtig ist, daß die Rillen genau gleiche Form und Tiefe haben. Entsprechen z. B. zwei verschieden tiefen Rillen an einer Scheibe zwei gleich tiefe an der anderen, so muß das eine Seil dem anderen voreilen und wird dadurch stärker gespannt und belastet. Aber auch sonst zeigen die Seile ein und desselben Triebes meist bedeutende Durchhangunterschiede und haben dementsprechend verschiedene Spannungen. Um die Überlastung einzelner Seile zu vermeiden, darf man die durchschnittliche Beanspruchung nicht zu hoch wählen.

Bei der erstmaligen Belastung zeigt ein neues und frisch gespleißtes Seil nach der Linie *OA*, Abb. 2132, die auf Grund eines Versuches Bachs [XXVI, 2] an einem lose



geschlagenen Seil aus badischem Schleißhanf von 55 mm Durchmesser aufgezeichnet wurde, recht bedeutende Dehnungen, die mit zunehmender Spannung langsamer wachsen. Bei längerer Einwirkung der Last tritt elastische Nachwirkung ein; nach 120 Stunden hatte sich das Seil noch entsprechend der Länge  $AB$  gestreckt. Entlastet man dasselbe, so gehen, wie Punkt  $C$  andeutet, die Formänderungen nur zum geringsten Teil zurück. Die auch hier eintretende elastische Nachwirkung ließ nach 34 Stunden Punkt  $D$  erreichen. An einem festgeschlagenen Seil von 39 mm Durchmesser wurde die andere in der Abbildung wiedergegebene Kurve ermittelt.

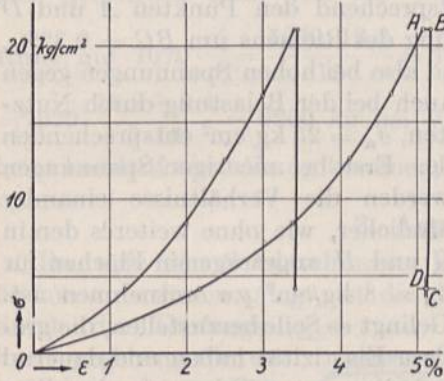


Abb. 2132. Spannungsdehnungslinien an neuen Hanfseilen. Nach Bach.

Die große erstmalige Formänderung und die elastische Nachwirkung nach  $OAB$  sind beim Auflegen neuer Seile zu beachten. Oft werden diese freilich, um das umständliche, baldige Nachspleiß zu vermeiden, unnötig stark unter Erzeugung sehr hoher Achsdrücke vorgespannt. Die elastischen Formänderungen nach der Linie  $BC$  sind für das Verhalten der Seile im Betriebe, in dem sie Spannungsschwankungen innerhalb der Belastungsgrenze unterworfen sind, maßgebend und entscheidend.

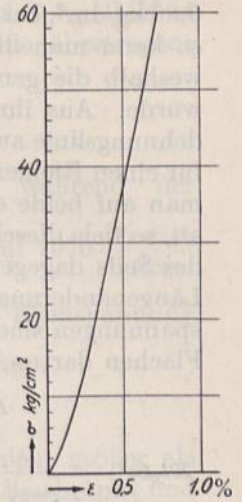


Abb. 2133. Spannungsdehnungslinie für im Betrieb befindliche Hanfseile.

Untersucht man die Verhältnisse näher, so findet man, daß niedrigeren Spannungstufen größere Dehnungen und Elastizitätszahlen  $\alpha$  entsprechen, daß also die Seile bei geringer Belastung elastischer sind als bei hoher. Bach fand  $\alpha$  zwischen  $1/4000$  und  $1/10000$   $\text{cm}^2/\text{kg}$ . Dementsprechend muß auch für die beim Betrieb wichtige Beziehung zwischen den

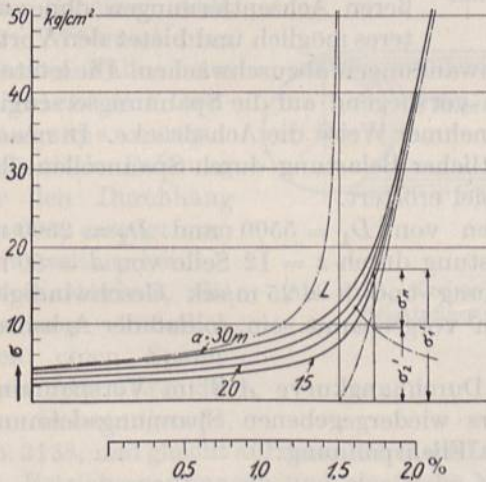


Abb. 2134. Kennlinien für Seiltriebe.

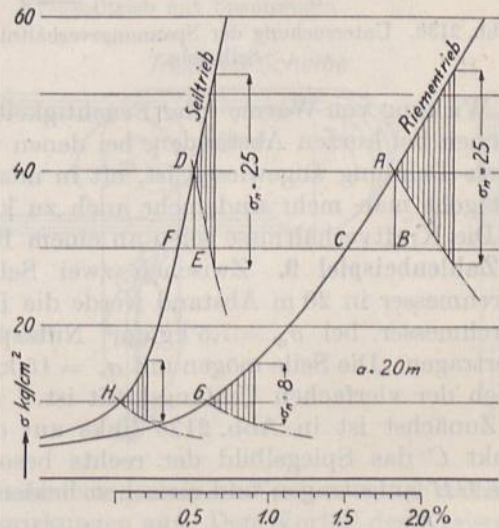


Abb. 2135. Vergleich von Seil- und Riementrieb an Hand der Kennlinien.

Spannungen und elastischen Dehnungen eine gekrümmte Linie angenommen werden, Abb. 2133, die aus den erwähnten Bachschen Versuchen genügend genau abgeleitet werden konnte. Im Vergleich mit Abb. 2132 ist zu beachten, daß der Dehnungsmaßstab doppelt so groß ist.

Die Berechnung pflegt auf den dem Seil umschriebenen Kreis, das entsprechende Quadrat usw. bezogen zu werden, so daß die tatsächlich auftretenden Spannungen im umge-



kehrten Verhältnis zur Völligkeit des Querschnittes größer sind. Das Einheitsgewicht der Hanf- und Baumwollseile, ebenfalls auf die Fläche der umschriebenen Grundform gerechnet, beträgt, je nachdem dieselben fest oder lose gedreht sind,  $\gamma = 1,05$  bis  $0,85 \text{ kg/dm}^3$ , bei getränkten Seilen bis zu  $1,12 \text{ kg/dm}^3$ . Setzt man im Mittel  $\gamma = 1,0 \text{ kg/dm}^3$ , so kann man die Durchhangkurven Abb. 2036 ohne weiteres auch für Seile benutzen, weshalb die genannte Darstellung durch die Linien für 25 und 30 m Freihang ergänzt wurde. Aus ihnen ergeben sich durch Zusammensetzen mit der steileren Spannungsdehnungslinie auch steilere Kennlinien, Abb. 2134. Vergleichshalber sind sie in Abb. 2135 für einen Riemen- und einen Seiltrieb mit 20 m Freihang nebeneinandergestellt. Wendete man auf beide eine Vorspannung von  $40 \text{ kg/cm}^2$  entsprechend den Punkten *A* und *D* an, so fiel dieselbe auf  $30 \text{ kg/cm}^2$  bei einer Verlängerung des Riemens um  $BC = 0,32\%$ , des Seils dagegen schon um  $EF = 0,105\%$ . Seile sind also bei hohen Spannungen gegen Längenänderungen viel empfindlicher als Riemen. Auch bei der Belastung durch Nutzspannungen sind Riemen, wie die senkrecht gestrichelten,  $\sigma_n = 25 \text{ kg/cm}^2$  entsprechenden Flächen dazwischen, viel elastischer und weicher als Seile. Erst bei niedrigen Spannungen

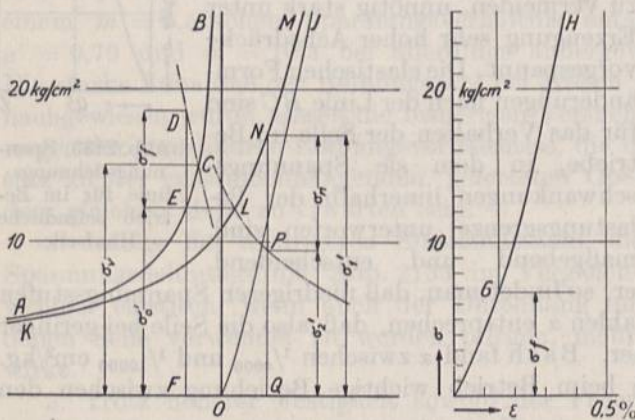


Abb. 2136. Untersuchung der Spannungsverhältnisse eines Seiltriebs.

werden die Verhältnisse einander ähnlicher, wie ohne weiteres den in *G* und *H* angetragenen Flächen für  $\sigma_n = 8 \text{ kg/cm}^2$  zu entnehmen ist. Gelingt es Seile herzustellen, die größere Elastizität haben und dauernd behalten, so wird man dieselben durch höhere Belastung besser ausnutzen können.

Die Vorspannung erzeugt man an Seiltrieben nach den drei ersten, auf Seite 1164 näher besprochenen Arten. Dazu das Eigengewicht heranzuziehen, ist bei den üblichen größeren Achsentfernungen ohne weiteres möglich und bietet den Vorteil,

die Wirkung von Wärme- und Feuchtigkeitsschwankungen abzuschwächen. Die letzteren erhöhen bei kurzen Abständen, bei denen man vorwiegend auf die Spannungserzeugung durch Dehnung angewiesen ist, oft in unangenehmer Weise die Achsdrücke. In neuerer Zeit geht man mehr und mehr auch zu künstlicher Belastung durch Spannrollen über.

Die Kraftverhältnisse seien an einem Beispiel erörtert.

**Zahlenbeispiel 9.** Zwischen zwei Scheiben von  $D_1 = 5500$  und  $D_2 = 2500$  mm Durchmesser in 20 m Abstand werde die Belastung durch  $z = 12$  Seile von  $d = 50$  mm Durchmesser bei  $\sigma_n = 7,5 \text{ kg/cm}^2$  Nutzspannung und  $v = 25 \text{ m/sek}$  Geschwindigkeit übertragen. Die Seile mögen mit  $\sigma_v = 15 \text{ kg/cm}^2$  vorgespannt sein, so daß der Achsdruck gleich der vierfachen Umfangskraft ist.

Zunächst ist in Abb. 2136 links auf der Durchhangkurve *AB* im Vorspannungspunkt *C* das Spiegelbild der rechts besonders wiedergegebenen Spannungsdehnungslinie *GH* aufgetragen und zwischen beiden die Fliehspannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{1,00 \cdot 25^2}{10 \cdot 9,81} = 6,37 \text{ kg/cm}^2$$

als senkrechte Strecke *DE* eingepaßt. Unter *E* ergibt sich dann die freie Leerlaufspannung in den beiden Seilstrümmern,  $\sigma'_0 = EF = 12,2 \text{ kg/cm}^2$ . Nach dem Stielschen Verfahren zeichnet man nun die um die Fliehspannung  $\sigma_f$  gekürzte Spannungsdehnungslinie, also die Strecke *GH* der Abbildung rechts von *O* aus als Kurve *OJ* auf und findet durch Antragen ihrer Abszissen an die Durchhangkurve die Kennlinie *KLM* für 25 m/sek Geschwindigkeit. Ihr in der Höhe  $\sigma'_0$  liegender Punkt *L* ist der Ausgangspunkt für die



Ermittlung der freien Spannungen in den beiden Trümmern. Zwischen der Kennlinie und ihrem Spiegelbild in  $L$  wird die Nutzspannung  $\sigma_n = NP$  eingepaßt und dadurch  $PQ = \sigma'_2 = 9,4$  und  $NQ = \sigma'_1 = 16,9$  kg/cm<sup>2</sup> gefunden. Zur angenäherten Bestimmung genügt wieder die Linie für 20 m Freihang der Abb. 2134, wenn man ihr Spiegelbild in der Höhe von  $\sigma'_0$  zum Eintragen von  $\sigma_n$  benutzt. Die durch  $z = 12$  Seile übertragene Leistung ist:

$$N_e = \frac{U \cdot v}{75} = \frac{z \cdot \pi d^2 \cdot \sigma_n \cdot v}{4 \cdot 75} = \frac{12 \cdot \pi 5^2 \cdot 7,5 \cdot 25}{4 \cdot 75} = 590 \text{ PS.}$$

Der Achsdruck sinkt von  $A_v = 2z \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma_v = 2 \cdot 12 \cdot \frac{\pi \cdot 5^2}{4} \cdot 15 \approx 7070$  kg während der Ruhe auf  $7070 \cdot \frac{\sigma'_0}{\sigma_v} = \frac{7070 \cdot 12,2}{15} = 5750$  kg während des Leerlaufs und auf  $7070 \cdot \frac{\sigma'_1 + \sigma'_2}{2\sigma_v} = 7070 \cdot \frac{16,9 + 9,4}{2 \cdot 15} = 6200$  kg bei Vollast. Würde der volle Betrag der Fliedspannung beim Leerlauf zum Abzug kommen, so betrüge der Achsdruck nur 4070 kg.

### 3. Anordnung der Seiltriebe.

Da man den Seildurchmesser gewöhnlich zu 45 bis 50, jedenfalls nicht größer als 55 mm zu nehmen pflegt, ist die durch ein Seil übertragbare Leistung beschränkt und durch die Umfangskraft gegeben, die es aufnehmen kann. Für größere Leistungen ordnet man entweder mehrere Seile in Parallelschaltung neben-

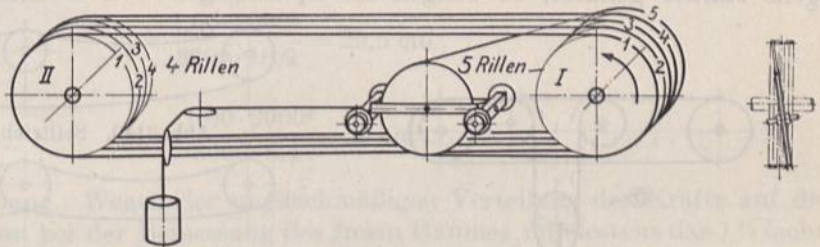


Abb. 2137. Kreisseiltrieb mit Spannwagen.

einander an oder schlingt ein und dasselbe mehrfach um die beiden Scheiben, Abb. 2137. Während man im ersten Falle, beim Seiltriebe mit Dehnungsspannung, die elastische Dehnung oder den Durchhang ausnutzt, erzeugt man

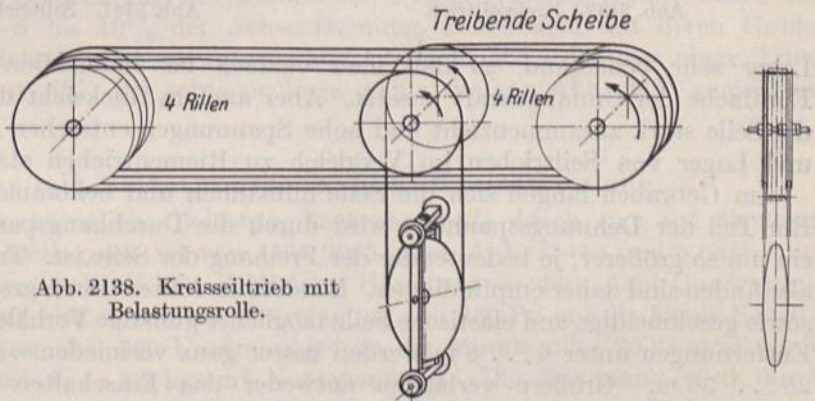


Abb. 2138. Kreisseiltrieb mit Belastungsrolle.

im zweiten, beim Kreisseiltrieb, die Spannung künstlich durch einen Spannwagen, Abb. 2137 oder eine Belastungsrolle,

Abb. 2138, und gleicht auf diese Weise die Längenänderungen durch Temperatur, Feuchtigkeit, Betriebsspannungen und elastische Nachwirkungen aus. Dem Vorteil des Kreisseiltriebes, daß nur eine einzige Spleißstelle vorhanden ist und daß das Seil unter einer bestimmten, regelbaren Spannung arbeitet, steht der Nachteil gegenüber, daß bei Beschädigungen der gesamte Betrieb still liegen muß. Auch ist die streckenweis ungleichmäßige Beanspruchung des Seils nicht ausgeschlossen, wenn die Rillen ungleiche Formen haben und die Trümer in ihnen, wie oben erörtert, verschieden tief laufen.

In beiden Fällen sollen die Wellen, auf denen die Scheiben sitzen, zur Schonung der Seile parallel zueinander liegen, wenn auch geringe Abweichungen bei der guten Führung in den Rillen nicht ausgeschlossen sind. So führt Bach ein Beispiel an, wo



45 mm starke Seile bei  $6^{\circ} 30'$  Neigung der Wellen zueinander 600 PS übertragen und befriedigend arbeiten. Bei großen Winkeln müssen naturgemäß Leitrollen nach den bei dem Riementrieb erörterten Grundsätzen eingeschaltet werden. Der Schonung der Seile dient, sie beim Laufen über die Rollen immer im gleichen Sinne abzubiegen; schon Tragrollen, Abb. 2140, wirken ungünstig und beeinträchtigen die Lebensdauer der Treibmittel. Die Anordnung der Spannrollen nach Abb. 2138 ist in der Beziehung besser als die nach Abb. 2139. Besonders muß das bei Trapezseilen beachtet werden; aber auch an runden bilden sich beim Laufen in den Rillen meist seitliche Anlageflächen, an denen die Seile ständig anliegen sollten.

#### a) Triebe mit Dehnungsspannung.

Die zur Erzeugung der Spannung vorzunehmende Kürzung der Seile muß sich, wie die Abb. 2132 und 2133 lehren, nach der Art und dem Zustand derselben richten, also danach, ob sie neu oder schon durch die Belastung gereckt sind. In Rücksicht auf die zu erwartenden bleibenden Dehnungen und auf Feuchtigkeitswechsel wird man neue stärker vorspannen müssen; man pflegt sie 3 bis 5% kürzer zu spleißen. Wendet man das erste Maß auf fest, das zweite auf lose geschlagene Seile an, so entstehen nach den Linien, Abb. 2132, Vorspannungen von 17 bzw. 20 kg/cm<sup>2</sup> und damit Achsdrücke, die 2,5 bis 3 mal so groß wie die übliche Umfangskraft sind. Werden aber fest geschlagene stärker gekürzt, so steigen die Spannungen und Belastungen der Wellen und

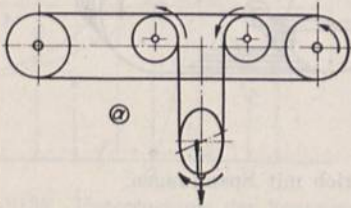


Abb. 2139. Kreisseiltrieb.



Abb. 2140. Seiltrieb mit Tragrolle.

Abb. 2141. Seiltrieb mit Zwischenrollen.

Lager sehr bedeutend, so daß man vielfach bei deren Berechnung das Vier- und Fünffache der Umfangskraft ansetzt. Aber auch in Rücksicht darauf, daß Feuchtigkeit die Seile stark zusammenzieht und hohe Spannungen entstehen läßt, müssen die Wellen und Lager von Seiltrieben im Vergleich zu Riementrieben stärker bemessen werden.

Im Gebrauch längen sich die Seile allmählich und bekommen größeren Durchhang. Ein Teil der Dehnungsspannung wird durch die Durchhangsspannung ersetzt und zwar ein um so größerer, je bedeutender der Freihang der Seile ist. Triebe mit geringen Achsabständen sind daher empfindlicher. Mindestens sollten durch große Scheibendurchmesser sowie geschmeidige und elastische Seile möglichst günstige Verhältnisse geschaffen werden. Entfernungen unter 6... 8 m werden besser ganz vermieden. Als obere Grenze gelten 25... 30 m. Größere verlangen entweder das Einschalten von Zwischenscheiben, Abb. 2141 oder von Tragrollen, Abb. 2140, welche letztere freilich die Seile erfahrungsgemäß meist stark schädigen. Beträchtliche Übersetzungen sind noch unvorteilhafter als beim Riementrieb. Gewöhnlich pflegt nicht über 1:2 hinausgegangen, äußerstenfalls aber bei großen Achsentfernungen 1:5 angewandt zu werden. Die Triebe ordnet man meist offen an. An gekreuzten wird zwar der Durchhang unschädlich gemacht, aber die Seile reiben sich bei Verwendung gewöhnlicher Rillenscheiben stark aneinander. Deshalb legt man auch je zwei ziehende oder stärker gespannte Trümer zusammen und läßt die losen auf deren Außenseiten laufen. Stößt eines der letzteren an, so wird es weggeschleudert und gerät in Schwingung, so daß die Berührung nur während kurzer Zeiträume statthat. Dieser Schwingungen halber muß man aber die Rillen zu je zweien in größeren Abständen voneinander anordnen, erhält dadurch bei



mehreren Seilen breite, schwere und teure Scheiben und benötigt zudem mehr Raum. Ungünstig ist ferner, daß die Seile unter Verringerung ihrer Lebensdauer nach verschiedenen Richtungen abgebogen werden.

Besondere Beachtung verdienen bei großen Achsentfernungen die sehr beträchtlichen und bei hohen Geschwindigkeiten stark zunehmenden Durchhänge, für die genügend freier Raum vorzusehen ist. Zu ihrer Berechnung muß in die für wagrechte Seile geltende Formel (648):

$$y_a = \frac{\gamma \cdot a^2}{8000\sigma}$$

für  $\sigma$  die freie Leerlaufspannung  $\sigma'_0$ , wenn das ziehende Trum unten liegt, anderenfalls die freie Spannung  $\sigma'_2$  im gezogenen Trum eingesetzt werden. An Stelle des Freihanges  $a$  darf die Achsentfernung benutzt werden. In dem auf Seite 1238 angeführten Beispiel hängen Seile mit einem Einheitsgewicht  $\gamma = 1,00 \text{ kg/dm}^3$  im Ruhezustande durchschnittlich:

$$y_0 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 15} = 33 \text{ cm},$$

beim Leerlauf:

$$y'_0 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 12,2} = 41 \text{ cm}$$

durch. Während des Betriebes bekommen die ziehenden Trümer im Mittel:

$$y'_1 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 16,9} = 29,5 \text{ cm},$$

die gezogenen:

$$y'_2 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 9,4} = 53 \text{ cm},$$

das sind 2,7% Durchhang. Wegen der ungleichmäßigen Verteilung der Kräfte auf die einzelnen Seile wird man bei der Bemessung des freien Raumes mindestens das 1 ½ fache rechnen.

Zur überschlägigen Bestimmung des Platzes unter dem schlaffen Trum diene, daß der Durchhang häufig 5 bis 10% der Achsentfernung, zunehmend mit deren Größe, beträgt. Bei kleinen Scheiben ist zu untersuchen, ob nicht etwa das lose obere Trum das untere gespannte streift. Bei schräger Lage gelten die zur Abb. 2035 gemachten Ausführungen.

#### b) Triebe mit Belastungsspannung, Kreisseiltriebe.

Ein Beispiel für die künstliche Belastung mehrerer Seile durch eine auf die losen Trümer wirkende Spannrolle nach Art von Abb. 2009 geben Abb. 2141 a und b nach einer Ausführung des Eisenwerks Wülfel in Wülfel bei Hannover wieder. Acht Quadratseile von  $45 \times 45 \text{ mm}$  Querschnitt dienen zur Übertragung von 250 PS auf die kleine Scheibe von 1250 mm Durchmesser bei 320 Umdrehungen in der Minute oder 20,94 m/sek Seilgeschwindigkeit und bei  $k_n = 5,5 \text{ kg/cm}^2$  Nutzspannung. Die Spannung wird durch eine am Boden gestützte und durch Zugseile mit Gewichten belastete Rolle erzeugt. Die Scheiben sind wegen der später beabsichtigten Erhöhung der Leistung mit 10 Rillen versehen.

Beim Kreisseiltrieb, Abb. 2137, läuft ein endloses Seil von der Rille I der Scheibe I zu der in der gleichen Ebene liegenden Rille I der Scheibe II, von da zur Rille 2 auf I und zur Rille 2 auf II usw., schließlich von 5 auf I über die schräg angeordnete Spannrolle zur Rille I der gleichen Scheibe zurück. Scheibe I hat also im ganzen fünf Rillen, mithin eine mehr als II und als sich Seiltrümer an der Kraftübertragung beteiligen. Die Spannrolle liegt der Raumersparnis wegen schräg zwischen den Scheiben in einem durch ein Gewicht belasteten Wagen. Der Achsabstand muß dabei so groß sein, daß der Wagen und die Führungsrollen des Seiles zum Belastungsgewicht bei genügendem



Weg Platz finden. Bei kleinem Achsabstand läßt sich aber der Spannwagen auch außerhalb der Scheiben anordnen.

Ein anderer Weg ist in Abb. 2138 angedeutet, wo das Seil durch zwei parallele Rollen einer hängenden Spannrolle zugeleitet wird. Die Hauptscheiben haben dabei nur je

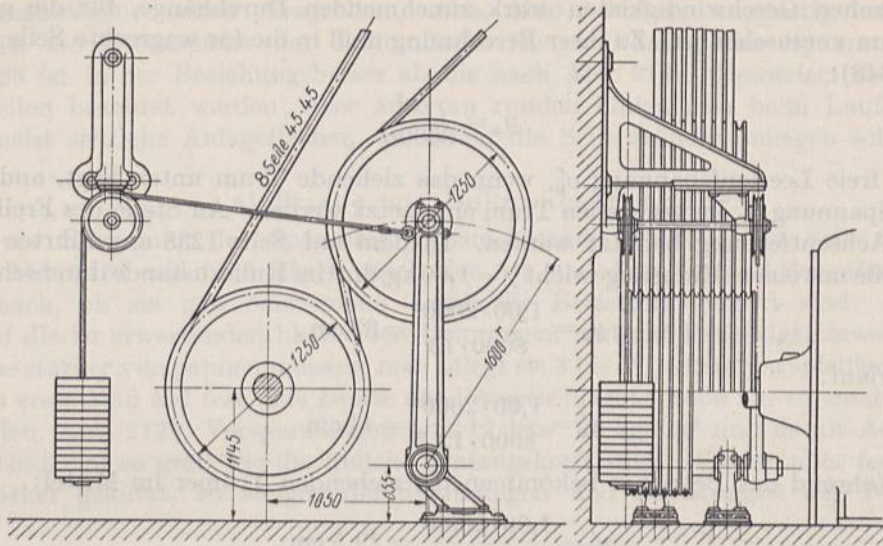


Abb. 2141 a.

Abb. 2141 a. Seiltrieb mit Spannrolle. Eisenwerk Wülfel, Wülfel bei Hannover.

vier Rillen; dafür sind aber zwei Leitrollen nötig, die zwar auf einer gemeinsamen Welle sitzen, sich aber unabhängig voneinander drehen können, um das Gleiten des Seiles bei Unterschieden der Laufgeschwindigkeit zu vermeiden. Die eine der in gleicher Richtung laufenden Rollen kann mit der Welle verkeilt, die andere zwischen zwei Stell-

ringen frei beweglich sein. Die Spannrolle ist in beiden Fällen ins gezogene Trum gelegt, was der geringeren Spannkraft wegen stets angestrebt werden sollte. Wichtig ist, den senkrecht sich bewegenden Spannwagen der Abb. 2138 gut zu führen, weil sonst die Rollen sehr unruhig laufen.

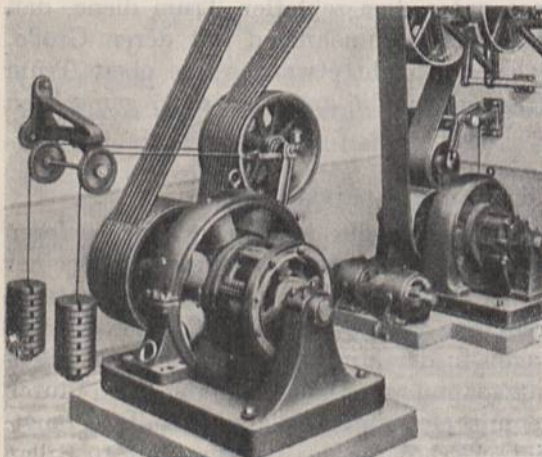


Abb. 2141 b.

Soll die Leistung eines Triebes auf mehrere Wellen verteilt werden, so ermittelt man zunächst die an die einzelnen Stränge abzugebenden Teilleistungen und wählt danach die Zahl der Umschlingungen durch das Seil bzw. der Rillen auf den Scheiben. An einer Stelle wird das Seil über die Spannrolle oder den -wagen geleitet. In den Achsabständen und in der gegenseitigen Anordnung der Scheiben ist man beim Spannrollentriebe wesentlich

freier als bei Benutzung der Dehnungsspannung. Auch zur Anwendung im Freien ist er geeigneter, weil Feuchtigkeitswechsel selbsttätig ausgeglichen werden. Den Durchhang berechnet man in der oben angegebenen Weise, braucht aber nicht so hohe Zuschläge zu machen, weil die Seile gleichmäßiger gespannt und der Durchhang in gewissen Grenzen durch die Belastung regelbar ist. Als Spannrollen- oder Spannwagenweg sieht man bei Antrieben innerhalb von Gebäuden 2,5, im Freien 3 bis 3,5% der gesamten Seillänge vor, einer allmählichen, doppelt so großen Seilverlängerung entsprechend.



## 4. Berechnung und Wirkungsgrad der Seiltriebe.

Sofern ein Seil ausreicht, ergibt sich bei rundem Querschnitt der Durchmesser  $d$  auf Grund der Umfangskraft  $U$  oder der Leistung  $N$  bei einer Nutzspannung von  $k_n \text{ kg/cm}^2$  aus:

$$\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{U}{k_n} = \frac{75 N}{v \cdot k_n} \quad (702)$$

oder bei quadratischem Querschnitt die Seitenlänge  $s$  aus:

$$s^2 = \frac{U}{k_n} = \frac{75 N}{v \cdot k_n}. \quad (703)$$

Rundseile von 55, 50 und 45 mm Durchmesser werden Quadratseilen von 50, 45 und 40 mm Seitenlänge gleich geachtet.

Übersteigt die Umfangskraft  $U$  oder die Leistung  $N$  die Tragfähigkeit eines Seiles, so ermittelt man nach Wahl des Scheiben- und Seildurchmessers die notwendige Zahl der nebeneinander anzuordnenden Seilstränge:

$$z = \frac{U}{\frac{\pi}{4} d^2 \cdot k_n} = \frac{75 N}{\frac{\pi}{4} d^2 \cdot v \cdot k_n}. \quad (704)$$

Die so errechnete Strangzahl wird meist um 1 oder 2 erhöht, damit der Betrieb beim Reißen eines Seiles ohne Überlastung der übrigen noch aufrechterhalten werden kann.

Auf die Höhe der zulässigen Belastung  $k_n$  haben zahlreiche Umstände Einfluß, von denen die wichtigsten die Güte der Seile, die Laufgeschwindigkeit, das Verhältnis des Seildurchmessers zum Scheibendurchmesser, die Lage des Triebes, die Größe des Umschlingungswinkels der kleinen Scheibe und die Art der Erzeugung der Spannung sind. Ihr Einfluß bedarf im einzelnen noch vielfach genauerer Klärung. Das gilt namentlich von der Laufgeschwindigkeit. Als günstigster Wert werden zur Zeit 15 bis 20 m/sek angesehen; ob und in welchem Maße aber  $k_n$  bei höherer Geschwindigkeit sinken muß, ist noch nicht entschieden. Einige dem Schrifttum entnommene Angaben verdeutlicht

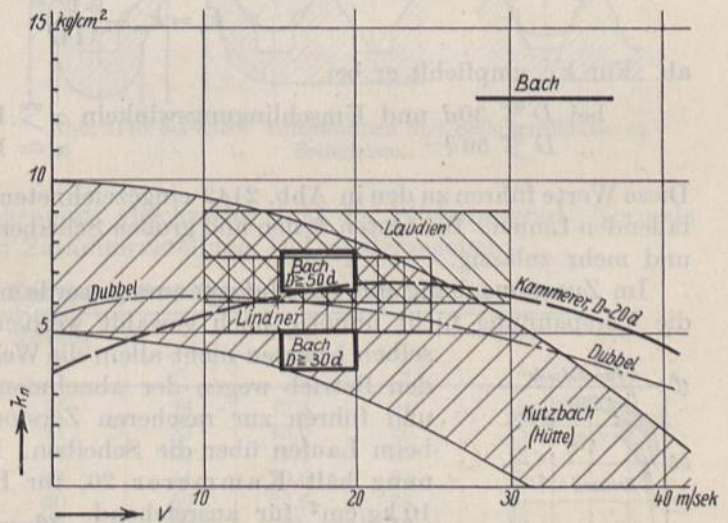


Abb. 2142. Nutzspannung in Rundseilen.

Abb. 2142, vgl. auch die unten folgenden Einzelangaben.

Die im Verhältnis zur Zugfestigkeit der Seile durchweg sehr niedrigen Werte für  $k_n$  finden, wie schon oben angedeutet, ihre Begründung in dem Bestreben, Längungen durch den Betrieb und das dadurch bedingte umständliche Nachspannen sowie das Zermahlen der Seile von innen heraus einzuschränken. Bezüglich der Mindestdurchmesser der Scheiben, an die man nur notgedrungen herangehen soll, sei auf die Zusammenstellung 161 S. 1235 verwiesen. Triebe, die unter Belastungsspannung arbeiten, sind solchen mit Dehnungsspannung überlegen, weil sie gestatten, die Spannung im losen Trum niedrig und in bestimmter Höhe zu halten und die schädliche Wirkung von Temperatur- und Feuchtigkeitsschwankungen auszuschalten, so daß Anlagen mit Belastungsspannung unter sonst gleichen Umständen mit den höheren der im folgenden angegebenen Werte berechnet werden können.



An Hanf- und Baumwollseilen läßt man je nach Güte  $k_n = 5 \dots 8 \text{ kg/cm}^2$  Nutzspannung zu. Unter günstigen Umständen, bei besten Seilen, großen Scheibendurchmessern, Übersetzungen 1 : 1 bis 1 : 2, wagrechter oder wenig geneigter Lage des Triebes und gleichmäßiger Belastung geht man auf  $10 \text{ kg/cm}^2$ , so daß auf je eines der meist gebrauchten Rundseile von  $50 \text{ mm } \varnothing$  oder Quadratseile von  $45 \text{ mm}$  Seitenlänge eine Umfangskraft von  $100 \dots 150$ , günstigenfalls  $200 \text{ kg}$  gerechnet werden kann.

Bach empfiehlt, die Nutzspannung von dem Scheibendurchmesser abhängig zu machen und an besten Hanfseilen

bei  $D \geq 30d$  und einem Umspannungswinkel  $\omega \geq 140^\circ$ ,  $k_n = 3,8 \dots 5,1 \text{ kg/cm}^2$ ,  
 „  $D \geq 50d$  „ „ „ „ „  $\omega \geq 170^\circ$ ,  $k_n = 6,4 \dots 7,6$  „ „

zu wählen. Bei Geschwindigkeiten von  $30 \text{ m/sek}$  und mehr hält er, große Scheiben und sonst günstige Umstände vorausgesetzt,  $k_n = 12,7 \text{ kg/cm}^2$  noch für zulässig.

Kammerer gibt auf Grund seiner Versuche an mehreren nebeneinander angeordneten  $50 \text{ mm}$  Rundseilen auf Scheiben von  $1000 \text{ mm}$  Durchmesser, also für das ziemlich ungünstige Verhältnis  $D = 20d$ , die Kurve der zulässigen Nutzspannungen, Abb. 2142, die bis zu etwa  $22 \text{ m/sek}$  steigt, dann aber wieder fällt. Auf größeren Scheiben sei eine Erhöhung der Werte zulässig. Zahlenmäßige Angaben fehlen jedoch.

Kutzbach (Hütte, 25. Aufl., Bd. II) geht von einer mittleren Beanspruchung der Seile  $k_m$  aus und leitet für die Abhängigkeit der Nutzspannung  $k_n$  von der Seilgeschwindigkeit  $v$  die Beziehung:

$$k_n = k_m - \left(\frac{v}{14}\right)^2$$

ab. Für  $k_m$  empfiehlt er bei

bei  $D \geq 30d$  und Umschlingungswinkeln  $\alpha \geq 140^\circ$   $k_m = 5 \text{ kg/cm}^2$ ,  
 „  $D \geq 50d$  „ „ „ „  $\alpha \approx 180^\circ$   $k_m = 7 \dots 10$  „ „

Diese Werte führen zu den in Abb. 2142 eingezeichneten, mit steigender Geschwindigkeit fallenden Linien. Bei besten Seilen und großen Scheibendurchmessern sei  $k_m = 15 \text{ kg/cm}^2$  und mehr zulässig.

Im Zusammenhang mit der Nutzspannung werde nochmals darauf hingewiesen, daß die Vorspannung nicht unnötig hoch gewählt werden soll. Übermäßige Beträge derselben belasten nicht allein die Wellen stärker, sondern machen auch den Betrieb wegen der abnehmenden Elastizität der Seile steifer und führen zur rascheren Zerstörung der Seile von innen heraus beim Laufen über die Scheiben. Für Betriebe mit Dehnungsspannung hält Kammerer 20, für Betriebe mit Belastungsspannung  $10 \text{ kg/cm}^2$  für ausreichend.

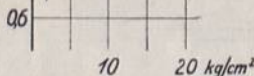


Abb. 2143. Von Kammerer an Seiltrieben ermittelte Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Nutzspannung.

Die Gebiete der bei den Versuchen von Kammerer [XXVI, 6] ermittelte Wirkungsgrade von Seiltrieben gibt Abb. 2143 wieder. Bemerkenswert sind die Unterschiede zwischen den drei Triebarten. Während

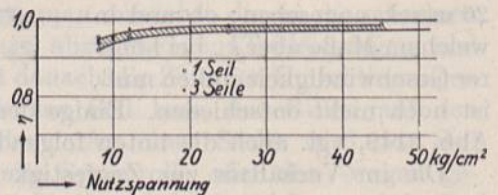


Abb. 2144. Wirkungsgrade von Seiltrieben nach Bonte.

die Kurven für ein einziges Seil einen flachen Verlauf bei hohen Wirkungsgraden innerhalb eines größeren Belastungsbereichs zeigen, steigen diejenigen für einen Trieb mit vier parallel geschalteten Seilen rasch auf Höchstwerte, fallen dann aber wieder jäh ab. Die Belastung dieser Seile war gering, konnte aber, da die Leistungsfähigkeit der Motoren erschöpft war, nicht weiter gesteigert werden. Vermutlich ist hierauf die Eigenart der Kurven zurückzuführen, die bei den Versuchen von Bonte [XXVI, 31] nicht bestätigt wurde. Nach Abb. 2144 verringern sich die Unterschiede im Wirkungsgrade bei Ver-



wendung eines einzigen und mehrerer Seile, wenn die Leistungsfähigkeit der Anlage unter allerdings teilweise ungewöhnlich hoher Inanspruchnahme der Seile ausgenutzt wird.

Ein Kreisseiltrieb mit drei kraftübertragenden Seilen lieferte nach Abb. 2143 wesentlich niedrigere Wirkungsgrade als die anderen Arten.

### 5. Konstruktive Durchbildung der Seilscheiben und Seiltriebe.

Die üblichen Rillenformen zeigen die Abb. 2145 bis 2150. Um das Festhalten der Seile durch eine gewisse Klemmwirkung zu verstärken, gibt man den Rillenwänden an Treibscheiben für Rundseile eine gegenseitige Neigung von  $45^\circ$ , Abb. 2145 und 2147.

Spitzwinkligere Rillen sind ungünstig, weil die Seile beim Auf- und Ablaufen zu sehr scheuern und zu verschieden stark angespannt werden, wenn eines tiefer in die Rillen eindringt als die anderen. Es tritt eine ähnliche Erscheinung auf, wie sie auf S. 1236 für den Fall verschieden tiefer Rillen besprochen wurde. Sind die Seilscheibendurchmesser verschieden groß, so macht der Betrag des tieferen Eindringens bei der großen Scheibe verhältnismäßig weniger aus als bei der kleinen. Dadurch wird die Übersetzung geändert, eins der Seile

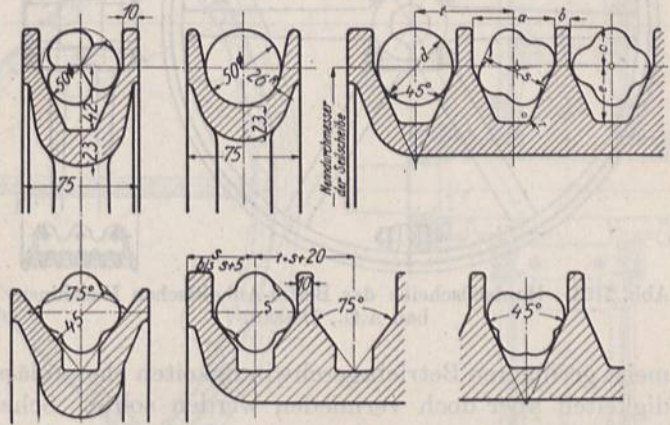


Abb. 2145 bis 2150. Rillenformen und Seilquerschnitte an Seiltrieben.

muß gleiten und wird stärker abgenutzt; gleichzeitig sinkt der Wirkungsgrad. Normale Rillenmaße nach DIN 121 sind in Zusammenstellung 162 wiedergegeben.

Zusammenstellung 162. Hanfseilscheibenrillen nach DIN 121, Abb. 2147.

Rundseil Durchmesser	Quadratseil Stärke	Teilung $t$	Rille			Steg $b$
			$a$	$c$	$e$	
25	23	36	28	12,5	21	8
30	27	41	33	15,0	25	8
35	32	47	39	17,5	30	8
40	36	54	44	20,0	34	10
45	40	60	50	22,5	38	10
50	45	65	55	25	42	10
55	50	73	61	27,5	46	12

Benutzt man die keilförmige Rille mit  $45^\circ$  Neigung für Quadratseile, so legen sich diese an einer der Wände an, wie in der Mitte der Abb. 2147 gezeigt ist, weil sich dabei der Schwerpunkt tiefer in der Rille einstellen kann, als in der rechts daneben gezeichneten symmetrischen Stellung. Durch die einseitige Lage kommt jedoch das Seil auch an der einen Trennungswand zum Anliegen und schleift daran beim Auf- und Ablaufen. Die Rillenformen, Abb. 2148 und 2149, mit  $75^\circ$  Neigung der Flächen, empfiehlt die A. G. für Seilindustrie vorm. F. Wolff, Mannheim, für Kreisseiltriebe. Quadratseile legen sich symmetrisch ein, so daß das Schleifen längs der Rillenwand vermieden ist. Dagegen eignet sich die gewöhnliche Form nach Abb. 2150 auch für Trapezseile, die sich den unter  $45^\circ$  stehenden Flächen gut anschmiegen.

Trag- und Leitrollen für Randseile erhalten ausgerundete Rillen, Abb. 2146, die dem im Grunde aufliegenden Seil eine größere Auflagefläche bieten.

Abb. 2164 gibt den Kranz einer 14 rilligen Scheibe wieder, dessen innere Begrenzung der Gewichtersparnis wegen dem Rillengrunde entsprechend wellenförmig gestaltet



ist. Zugunsten einfacherer Herstellung der Gußform wird aber häufig zylindrische Begrenzung, Abb. 2147, vorgezogen.

Um glatte und der Form und Tiefe nach genau gleiche Rillen zu bekommen, werden die Kränze vielfach nur vorge-dreht und dann fertig gefräst. Große Glätte ist aber wegen der Einschränkung des Verschleißes der Seile sehr wichtig.

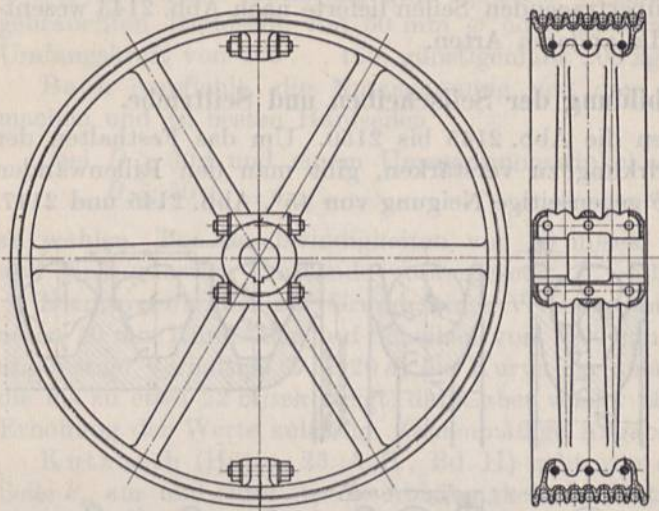


Abb. 2151. Hanfseilscheibe der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Dessau.

Für die Arme, die Nabe und die Teilung der Scheiben gilt das bei Riemenscheiben Gesagte; nur müssen die Arme wegen der höheren Belastung durch die Vorspannkraft oder durch Feuchtigkeitsschwankungen reichlicher bemessen werden. Viel häufiger als bei Riemenscheiben findet man eine Teilung der Scheiben zwischen den Armen, was zwar wegen der steiferen und gegen Biegung widerstandsfähigeren

Kranzquerschnitte und wegen der

meist geringeren Betriebsgeschwindigkeiten eher zulässig erscheint, bei höheren Geschwindigkeiten aber doch vermieden werden sollte. Scheiben von mehr als 400 bis 500 mm Breite bekommen zwei Armsterne; Räder mit sehr viel Rillen werden auch als zwei ge-

trennte Scheiben gegossen und dann miteinander verschraubt.

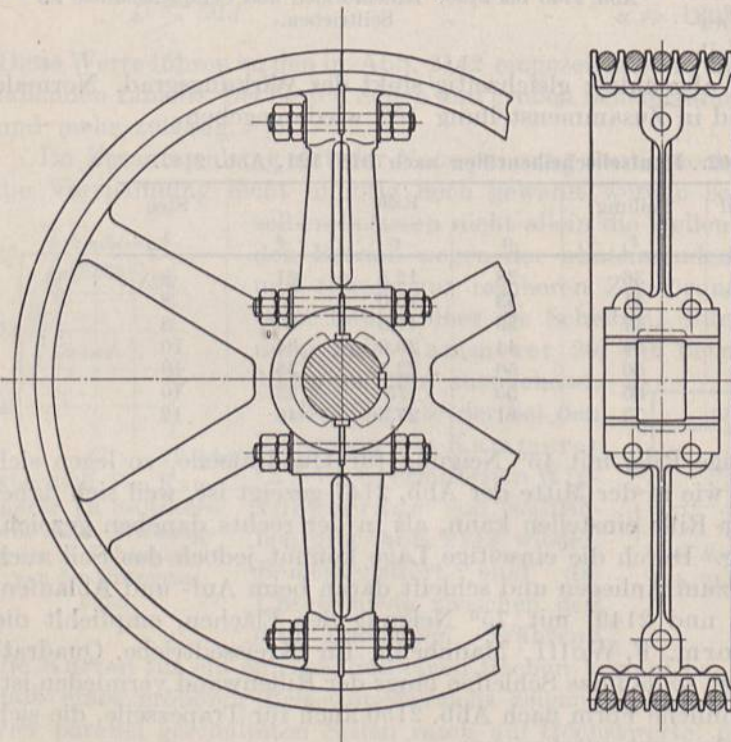


Abb. 2152. Längs eines Armpaares geteilte Seilscheibe. Eisenwerk Wülfel.

Eine siebenrillige, gesprengte Scheibe der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Dessau, zeigt Abb. 2151. Die Sprengfuge ist so ausgebildet, daß sie in der Seitenansicht geschlossen erscheint.

Bei der in einer Armebene geteilten Scheibe des Eisenwerkes Wülfel, Abb. 2152, haben die betreffenden Arme doppelt elliptischen Querschnitt und schmale Verbindungsstege.

Die Scheibe, die Kammerer bei Laufgeschwindigkeiten bis zu 40 m/sek, wie sie praktisch bei Drahtstraßen vorkommen, auf

der Maschine Abb. 2041 benutzte, gibt Abb. 2153 wieder. Die übrigens auch bei der Riemenscheibe, Abb. 2079, verwandte geteilte Stahlgußnabe ist mit den Kranzhälften durch ebene Blechwände verbunden, während die beiden Scheibenhälften außer durch



acht kräftige Schrauben noch durch zwei einteilige Stahlringe zusammengehalten werden, die auf Verstärkungsbleche an den Innenrändern der Scheiben aufgezogen sind. Abb. 2154

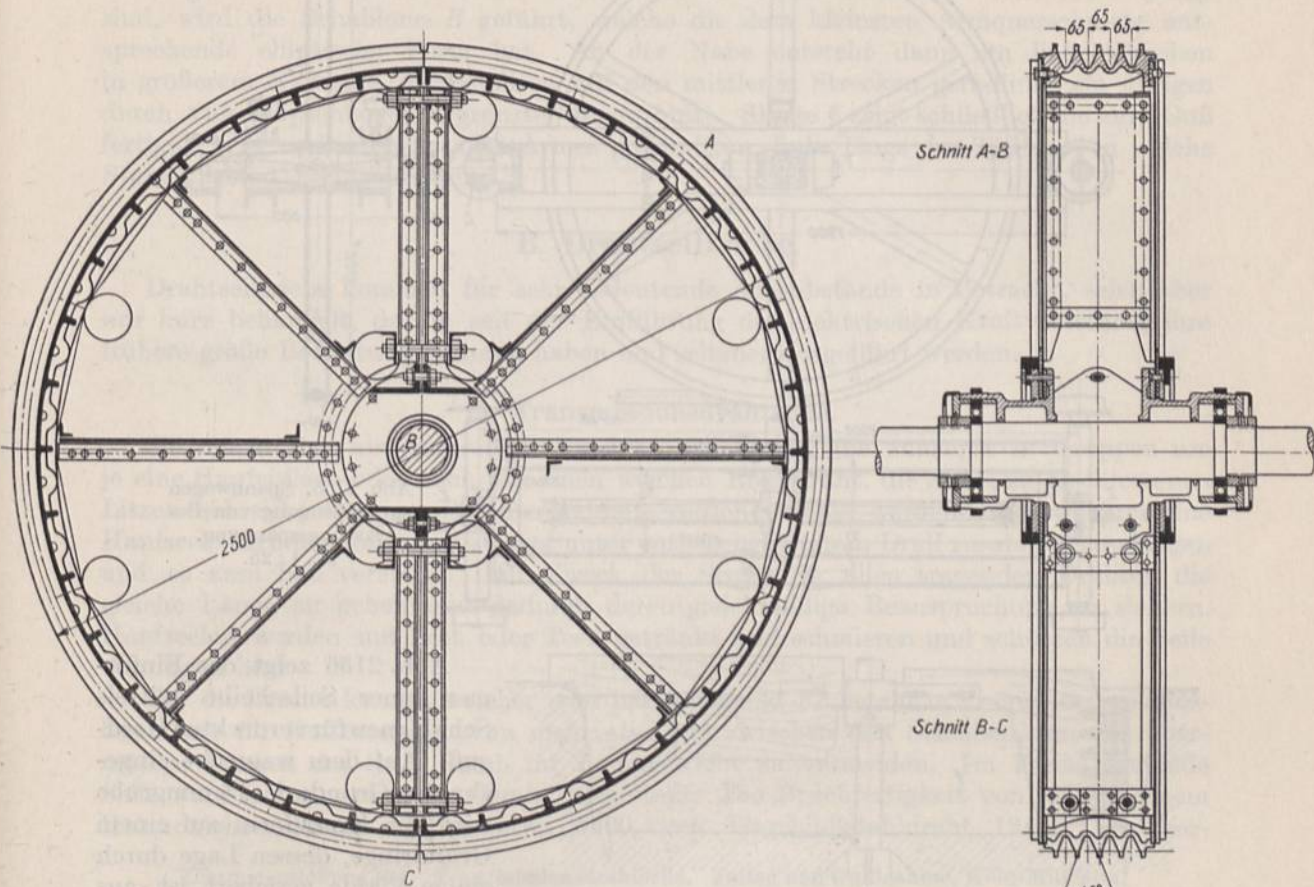


Abb. 2153. Seilscheibe für Laufgeschwindigkeiten bis zu 40 m/sek von Kammerer. M. 1: 25.

zeigt die Verbindung des Kranzes mit den Blechscheiben durch Schrauben, die von den Querkräften durch besondere, sorgfältig eingebaute, stählerne Scherringe entlastet sind.

Einen Spannwagen zur Erzeugung der Belastungsspannung veranschaulicht Abb. 2155. Die Seilrolle liegt in einem viereckigen Rahmen aus Walzeisen, der, um zwei Zapfen *Z* in der Rollenmittellinie drehbar, beim Zusammenbau des Triebes nach Bedarf schief eingestellt und durch Anziehen der Schrauben *S* festgeklemmt wird. Die Querträger für die Zapfen *Z* stützen gleichzeitig die vier Laufräder des Wagens, die in zwei U-Eisen oder bei wagrechter Anordnung auch auf Schienen laufen. Zur genauen Einstellung der Rollenachse dienen Stellschrauben *T*, die die Lagerschalen durch kugelförmige Stützflächen nach Art der Sellerslager halten.

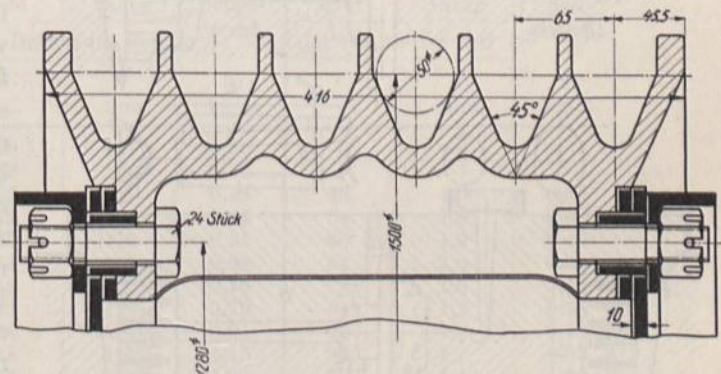


Abb. 2154. Verbindung des Kranzes mit den Seitenscheiben an der Seilscheibe Abb. 2153. Nach Kammerer. M. 1: 5.



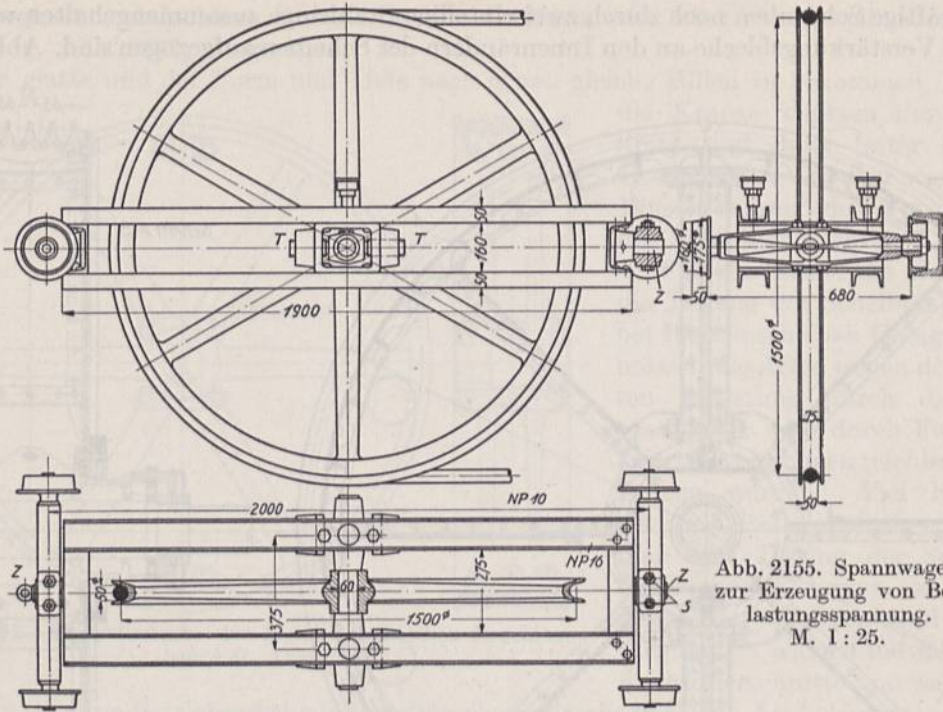


Abb. 2155. Spannwagen zur Erzeugung von Belastungsspannung. M. 1 : 25.

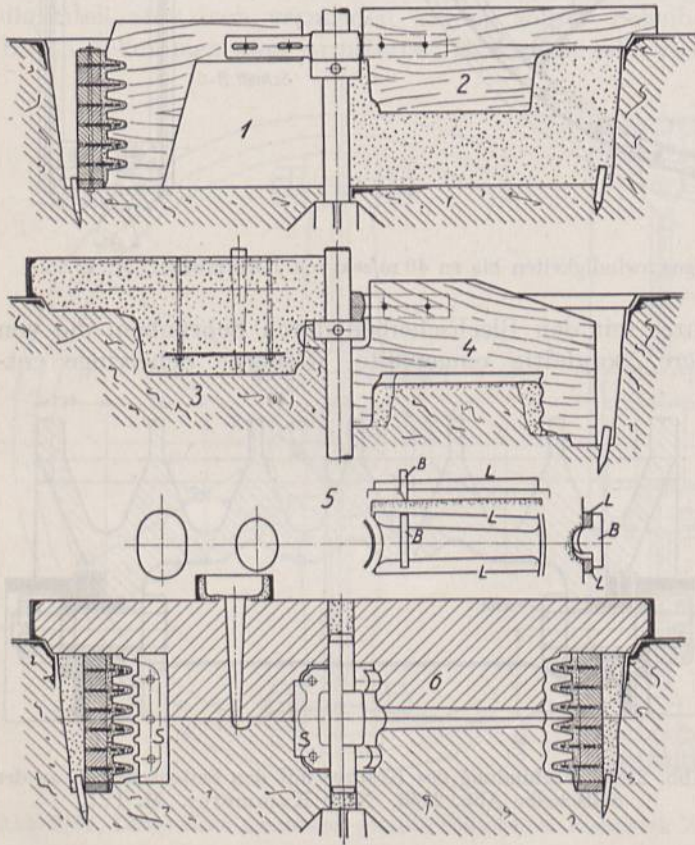


Abb. 2156. Einformen einer Seilscheibe mittels Schablonen.

Abb. 2156 zeigt das Einformen einer Seilscheibe mittels Schablonen für verdeckten Herdguß. Auf dem wagrecht eingebneten Grunde der Dammgrube wird die Kranzform auf einem Grundringe, dessen Lage durch einige Pfähle gesichert ist, aus Lehmsteinen mit eisernen Zwischenplatten aufgemauert, innen den Rillen entsprechend schabloniert (1) und zum Trocknen herausgehoben. In der Grube wird nun die verlorene Form für den Oberkasten hergestellt, entsprechend den Umrissen der oberen Nabenhälfte und der inneren Begrenzung des Kranzes, die allerdings wegen des Abhebens des Oberkastens zunächst schwach kegelig ausgebildet wird. Auf der Teilfuge der Form in der Radmittelebene reißt man die Armmittellinien vor (2). Nun wird der Oberkasten unter Einlegen von Hilfsmodellen der Nocken für die Verbindungsschrauben und der

Lappen des Kranzes eingestampft. Nach dem Abheben formt man die Rillen am Umfange mit einer Hilfsschablone und arbeitet die Arme längs der abgedrückten Mittellinien aus (3).



Im vierten Abschnitt wird der Unterteil der Form nach Auflockerung der Sandes endgültig hergestellt. Das Ziehen der Arme verdeutlicht Skizze 5. Auf zwei Linealen *L*, die wegen der von der Nabe zum Kranze abnehmenden Armstärke schwach verjüngt sind, wird die Schablone *B* geführt, welche die dem kleinsten Armquerschnitte entsprechende elliptische Form hat. An der Nabe entsteht dann ein links daneben in größerem Maßstabe dargestellter, auf den mittleren Strecken geradlinig, im übrigen durch vier Ellipsenbogen begrenzter Querschnitt. Skizze 6 zeigt schließlich die zum Guß fertige Form, rechts längs eines Armes geschnitten, links längs der Teilfuge, in welche Sprengplatten *S* eingelegt sind.

### B. Drahtseiltriebe.

Drahtseiltriebe kommen für sehr bedeutende Achsabstände in Betracht, seien aber nur kurz behandelt, da sie seit der Einführung der elektrischen Kraftverteilung ihre frühere große Bedeutung verloren haben und seltener ausgeführt werden.

#### 1. Transmissionsdrahtseile.

Sie setzen sich aus zahlreichen Drähten zusammen, die zunächst in Gruppen um je eine Hanfeinlage oder auch um einen weichen Eisendraht, die Seele, zu geschlossenen Litzen schraubenförmig zusammengedreht werden. Diese werden wiederum um eine Hanfseele herum spiralig, meist aber unter entgegengesetztem Drall zusammengeschlagen und so zum Seil vereinigt. Der Zweck der Seelen ist, allen tragenden Drähten die gleiche Länge zu geben und dadurch deren gleichmäßige Beanspruchung zu sichern. Hanfseelen werden mit Fett oder Teer getränkt und schmieren und schützen die Seile von innen her.

Für die Drähte kommt weicher oder hartgezogener Flußstahl in Frage; letzterer insbesondere für Entfernungen von mehr als 50 m zwischen den Scheiben, um das übermäßige Längen der Seile durch ihr Eigengewicht zu vermeiden. Im Freien laufende Seile werden aus verzinktem Draht hergestellt. Die Bruchfestigkeit von schwedischem Holzkohleneisendraht beträgt etwa 5000, von Tiegelgußstahldraht 12000, von ver-

Zusammenstellung 163. Transmissionsdrahtseile. Felten und Guilleaume, Köln-Mülheim.

Seildurchmesser	Nutzkraft	Für übliche Seilscheibendurchmesser			Für kleine Seilscheibendurchmesser		
		$D \leq 175 d$		Ungef. Seilgewicht	$D \leq 150 d$		Ungef. Seilgewicht
		Zahl	Dicke		Zahl	Dicke	
		der Drähte im Seil		$g_0$	der Drähte im Seil		$g_0$
$z$	$\delta$	$z$	$\delta$				
$d$	kg		mm	kg/m		mm	kg/m
9	50	36	1,0	0,26	—	—	—
10	60	42	1,0	0,31	—	—	—
11	70	36	1,2	0,38	48	1,0	0,36
12	85	42	1,2	0,45	54	1,0	0,40
13	100	36	1,4	0,51	60	1,0	0,45
14	120	42	1,4	0,61	64	1,0	0,48
15	140	48	1,4	0,70	72	1,0	0,55
16	160	42	1,6	0,79	64	1,2	0,69
18	180	48	1,6	0,91	72	1,2	0,79
20	210	48	1,8	1,15	80	1,2	0,88
22	240	54	1,8	1,30	80	1,4	1,20
24	270	60	1,8	1,46	88	1,4	1,33
26	300	60	2,0	1,80	80	1,6	1,56
28	330	66	2,0	2,00	88	1,6	1,73
30	365	72	2,0	2,20	80	1,8	1,98
32	400	—	—	—	88	1,8	2,19
34	445	—	—	—	96	1,8	2,41
37	500	—	—	—	96	2,0	2,97



zinkten Drähten 10 bis 11000 kg/cm<sup>2</sup>. Die Seilstärken  $d$  liegen meist zwischen 9 und 30 mm Durchmesser, die Drahtstärke  $\delta$  zwischen 0,8 und 2 mm. Letztere ist neben der Art des Schlages maßgebend für die Biegsamkeit der Seile und für die Wahl des Scheibendurchmessers  $D$ , der mindestens das 1000fache, besser noch das 1500fache der Drahtstärke betragen soll:

$$D \geq 1500 \delta. \quad (705)$$

Wenn daher dünne Drähte in bezug auf die Scheibenabmessungen günstig sind, so ist andererseits zu beachten, daß sie rascher abgenutzt werden, das Seil also geringere Lebensdauer hat.

Im Verhältnis zum Seildurchmesser  $d$  wird  $D \geq 150 d$ , vielfach  $D = 175 d$  genommen. Abmessungen von Transmissionsseilen der Firma Felten und Guilleaume, Köln-Mülheim, enthält Zusammenstellung 163.

Zur Verbindung der Enden durch Spleißen sind 5 bis 6 m Seil erforderlich. Die Hanfseelen werden herausgeschnitten, die Litzen stufenweise gekürzt und ihre Drähte auf je 1 m Länge derartig ineinander geflochten, daß der Außendurchmesser der Spleißstelle gleich dem Seildurchmesser wird und keine Drahtenden vorstehen.

## 2. Kraft- und Spannungsverhältnisse beim Drahtseiltriebe.

Die sehr niedrige Dehnungszahl der verwandten Werkstoffe erhöht die Steifigkeit des Triebes und schließt unter Berücksichtigung der starken Spannungsänderungen, die durch Temperaturwechsel hervorgebracht werden, kurze Achsabstände aus. Praktisch pflegt man selten unter  $e = 25$  m zu gehen. Da die Seile nur am Grunde der Rillen aufliegen, wird die Umfangskraft lediglich durch Reibung übertragen. Mangels näherer Versuche über den Einfluß der einzelnen Betriebsverhältnisse pflegt man mit einer Reibungszahl  $\mu = 0,25$  zu rechnen und dementsprechend das Spannungsverhältnis bei der üblichen halben Umschlingung der Scheiben:

$$\frac{S'_1}{S'_2} = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = e^{\mu \omega} = e^{0,25 \cdot \pi} = 2,2 \quad (706)$$

anzunehmen.

## 3. Durchbildung der Drahtseiltriebe.

100 bis 120 m können durch einen Trieb überbrückt werden. Erst bei noch größeren Abständen schaltet man Zwischenstellen mit zweirilligen Scheiben nach Abb. 2141 ein, während Tragrollen nach Abb. 2140, sofern irgendmöglich, vermieden werden sollten, weil die Seile infolge der auf ihnen eintretenden Abbiegung in entgegengesetzter Richtung rasch verschleißten. Die Scheiben pflegen durchweg gleich groß, die Übersetzung also gleich 1:1 genommen zu werden, da anderenfalls die großen Scheiben zu bedeutende Abmessungen bekommen und zu schwer ausfallen. Etwa nötige Übersetzungen müssen durch andere Mittel, anschließende Riemen-, Seil- oder Zahnradtriebe verwirklicht werden. Eine weitere Voraussetzung einwandfreien Arbeitens von Drahtseiltrieben ist praktisch gleichförmige Belastung. Stoßweiser und unregelmäßiger Betrieb erzeugt unruhigen Lauf oder oft heftige Schwingungen, die zum Abfallen der Seile führen können.

Bei kleineren Leistungen wählt man die Seilgeschwindigkeit gewöhnlich niedrig, zwischen 6 und 10 m/sek, bei größeren steigert man sie etwa verhältnismäßig der Belastung bis zu 25 m/sek. Die Grenze der Leistungsfähigkeit der Drahtseiltriebe ist, da man immer auf ein Seil angewiesen ist, nach Zusammenstellung 163 durch:

$$N = \frac{U \cdot v}{75} = \frac{500 \cdot 25}{75} = 165 \text{ PS}$$

gegeben. Als weiterer Anhalt kann dienen, daß die Scheiben 100 bis 120 Umdrehungen in der Minute machen sollen.

Für den ruhigen Lauf ist die sorgfältige Aufstellung der Scheiben in genau der gleichen Ebene und die wagrechte Lage der Achsen äußerst wichtig. Geschränkte Triebe oder



Richtungsänderungen durch Leitrollen sind also ausgeschlossen und durch Einschalten eines Kegelradtriebes zu umgehen. Schon das Eintreiben von Keilen kann schädlich wirken, weshalb man sich meist auf das Festklemmen der Naben unter Verwendung von Federn beschränkt oder Tangentkeile benutzt. Die Scheiben müssen genau rund laufen und sorgfältig ausgewuchtet sein. Die bei großen Achsentfernungen sehr bedeutenden und beim Betrieb stark wechselnden Durchhänge, die 3 bis 6% der Spannweite betragen können, vgl. Zahlenbeispiel 11, bestimmen die Lage der Scheiben über dem Gelände oder über den Schutznetzen und damit die Höhe der Tragpfeiler oder Stützen. Günstig ist, das ziehende Trum unten anzuordnen. Schräge Triebe sind wegen der geringeren Wirkung des Durchhanges unvorteilhaft. Um Unfälle zu vermeiden, müssen über begangenen Stellen Schutzvorrichtungen in Form von Drahtgittern, Netzen, Blech- und Holzrinnen angebracht werden, die das Seil beim Reißen oder Abfallen auffangen.

Zum Schutz gegen Rost werden die Seile mit Seilfirnis bestrichen und während des Betriebes etwa monatlich mit Drahtseilfett (Nr. 28 der Richtlinien [XV, 19]) geschmiert. Bei ständigem Lauf und guter Wartung kann die Lebensdauer eines Transmissionsdrahtseiles zu 2 bis 3 Jahren angenommen werden.

#### 4. Berechnung der Drahtseile.

Es liegt nahe, von der zu übertragenden Umfangskraft  $U = \frac{75N}{v}$  ausgehend, unter Beachtung der vorstehend gegebenen Gesichtspunkte für die Geschwindigkeit und die Drehzahlen der Scheiben ein geeignetes Seil nach den Listen der in Betracht kommenden Firmen auszuwählen und aus der Vorspannung den beim Auflegen des Seiles einzuhaltenen Durchhang zu ermitteln. Diese bisher allgemein übliche Berechnungsart gibt bei kurzen Achsabständen leichte Triebe, die aber sehr geringen Durchhang haben müssen und gegen Längungen des Seils durch den Betrieb und durch die Wärme empfindlich sind.

Richtiger ist es, nach dem Vorschlage von Felten und Guilleaume, Carlswerk in Köln-Mülheim, das Seilgewicht so zu berechnen, daß es die zur Übertragung der Umfangskraft  $U$  nötige Reibung bei mäßigem Durchhang erzeugt. Die Firma geht von 2% Durchhang, bezogen auf den Achsabstand  $a$  und Scheibendurchmessern  $D = 175 d$  aus und läßt die Drehzahl der Scheiben 120 bis 130 in der Minute nicht überschreiten. Als Reibungszahl benutzt sie der Sicherheit wegen den niedrigen Wert  $\mu = 0,16$  gegenüber dem sonst üblichen von 0,25. Neue Seile pflegen in Rücksicht auf die zu Beginn des Betriebs stets auftretenden Längungen mit 1,5% Durchhang aufgelegt zu werden.

Die im ziehenden Trum wirkende freie Kraft  $S'_1$  steht nach der Eytelweinschen Formel (660), sofern man  $S'_2 = S'_1 - U$  einführt, mit der Umfangskraft  $U$  in der Beziehung:

$$S'_1 = U \frac{e^{\mu\omega}}{e^{\mu\omega} - 1},$$

die unter der Annahme, daß  $\frac{9}{10}$  des halben Umfangs umspannt werden, daß also  $\omega = 0,9 \pi$  ist,

$$S'_1 = 2,75 U$$

gibt. Andererseits folgt aus dem Durchhang  $y_a = 0,02 a$  und dem Gewicht  $g_0$  des laufenden Meters Seil, das im Mittel  $g_0 = 0,30 d^2$  beträgt:

$$S'_1 = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot y_a} = 6,25 g_0 \cdot a = 1,875 d^2 \cdot a. \quad (707)$$

Durch Gleichsetzen der beiden Werte wird:

$$U = 0,682 d^2 \cdot a$$



oder der zur Übertragung von  $U$  nötige Seildurchmesser:

$$d \approx 1,2 \sqrt{\frac{U}{a}}. \quad (708)$$

Ist die Leistung  $N$  in Pferdestärken bei  $n$  Umdrehungen in der Minute gegeben, so erhält man mit:

$$U = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 100N}{\pi \cdot D \cdot n} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 100N}{\pi \cdot 175d \cdot n} = 818 \frac{N}{d \cdot n},$$

den Seildurchmesser in Zentimetern:

$$d = 10,5 \sqrt{\frac{N}{v \cdot a}} \quad \text{oder} \quad d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}}, \quad (709)$$

wobei der Wellenabstand  $a$  in Metern einzusetzen ist.

Die Rechnung führt, wie die unten stehenden Beispiele zeigen, bei kleinen Achsabständen zu stärkeren Seilen und größeren Scheibendurchmessern als die erste Art, aber zu einem viel sichereren und zuverlässigeren Betrieb bei mäßigem Verschleiß. Beachtliche Achsabstände verlangen dagegen verhältnismäßig dünne Seile.

Bei der Berechnung der Formänderungen und der Biegebeanspruchung dürfen nicht die vollen für Stahl üblichen Werte der Elastizitätszahl eingesetzt werden, weil die schraubenförmig gewundenen Drähte das Seil als Ganzes wesentlich nachgiebiger machen. Nach dem Vorschlage von Bach berücksichtigt man diesen Umstand durch eine Berichtigungszahl  $\beta$ , so daß:

$$\sigma_b = \beta \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D} \quad (710)$$

wird.  $\beta$  ist außer vom Baustoff von der Art des Schlages des Seiles abhängig; für Transmissionsseile fand Bach [XXVI, 2] im Durchschnitt  $\beta = \frac{3}{8}$ . Vielfach bezeichnet

man den Wert  $\frac{\alpha}{\beta} = \alpha'$ , der zwischen  $\frac{1}{700000}$  bis  $\frac{1}{800000}$  cm<sup>2</sup>/kg liegt, kurz als Dehnungszahl der Drahtseile.

Die große Festigkeit und die mäßigen Längenänderungen, die die Seile beim Betriebe erfahren, gestatten mit hohen Beanspruchungen zu rechnen und begründen die günstigen Wirkungsgrade  $\eta$ , die Seiltriebe bei großen Achsentfernungen aufweisen.  $\eta$  erreicht bei sorgfältiger Ausführung an einfachen Trieben 96 bis 97%; für Zwischenstellen zieht man je 1,5% ab.

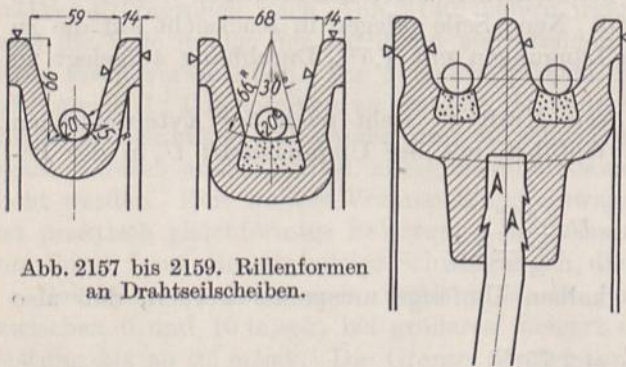


Abb. 2157 bis 2159. Rillenformen an Drahtseilscheiben.

Konstruktive Durchbildung der Scheiben. Rillenformen zeigen die Abb. 2157 bis 2159. Läßt man das Seil unmittelbar auf dem gußeisernen Kranz aufliegen, so dreht man den Grund zweckmäßigerweise so aus, daß das Seil auf einem Drittel seines Umfangs gestützt wird. Besser ist es, die Rillen zur Vergrößerung der Reibung und zur Schonung des Seiles mit quer dazu gestellten Lederscheiben, Abb. 2158 oder auch nach Ausführungen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Dessau, mit Pappel- oder Weidenholzstücken auszufüttern, die mit Leinölfirnis durchtränkt, so in die Rinne von schwalbenschwanzförmigem Querschnitt eingetrieben werden, daß die Fasern in der Scheibenebene liegen. Zum Einsetzen des Holzes ist die Rinne an einer Stelle erweitert; die letzten Stücke werden verleimt oder durch Keile oder ein-



geschraubte Leisten gehalten. Abb. 2160 und 2161 geben die Ausführung von Heckel, Saarbrücken, D. R. G. M. Nr. 13412, wieder, bei der einzelne Lederscheiben in einer offenen Rinne auf einer Litze aufgereiht sind, deren Enden an zwei Scheibenarmen verspannt werden. Die doppelrillige Form, Abb. 2159, für eine Zwischenstelle bestimmt, gibt die Kraft des einen Seils an das andere weiter. Auf ausgefütterten Scheiben brauchen die Seile nicht so stark vorgespannt zu werden wie auf gußeisernen.

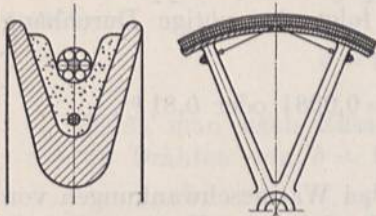


Abb. 2160 und 2161. Drahtseilscheibe mit Lederauskleidung. Heckel, Saarbrücken.

Kleinere Räder werden gewöhnlich ganz aus Gußeisen hergestellt; größere bestehen vielfach aus gußeisernen Kränzen und Naben, aber schmiedeisernen Armen aus Rund- oder Flacheisen. Die ersteren werden meist eingegossen, Abb. 2162 und 2163, die letzteren auch durch Schrauben angeschlossen.

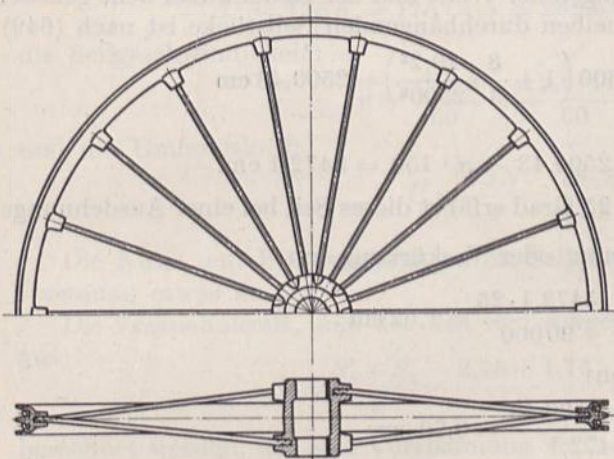


Abb. 2162. Drahtseilscheibe.

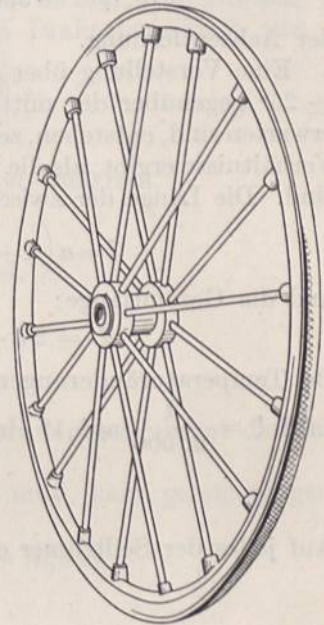


Abb. 2163. Drahtseilscheibe.

### 5. Berechnungsbeispiele.

**Beispiel 10.**  $N = 8 \text{ PS}_e$  sind auf  $a = 25 \text{ m}$  Entfernung durch ein Drahtseil zu übertragen.

a) Berechnung nach der üblichen Art.

Gewählt:  $v = 10 \text{ m/sek}$  Laufgeschwindigkeit.

Umfangskraft  $U$ :

$$U = \frac{75 \cdot N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{10} = 60 \text{ kg}.$$

Seil nach Zusammenstellung 163: Durchmesser  $d = 10 \text{ mm}$ , aus  $z = 42$  Drähten von  $\delta = 1 \text{ mm}$  Durchmesser bestehend.

Seilscheibendurchmesser:  $D = 1500 \delta = 1500 \cdot 1,0 = 1500 \text{ mm}$ .

Drehzahl der Welle:

$$n = \frac{60v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 10}{\pi \cdot 1,5} = 127; \text{ zulässig.}$$

Drahtquerschnitt:

$$f = z \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} = 42 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,330 \text{ cm}^2.$$

Nutzspannung:

$$\sigma_n = \frac{U}{f} = \frac{60}{0,330} = 182 \text{ kg/cm}^2.$$



Biegespannung:

$$\sigma_b = \frac{\delta}{\alpha' D} = \frac{0,1 \cdot 700\,000}{150} = 466 \text{ kg/cm}^2.$$

Fliedspannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{7,8}{10} \cdot \frac{10^2}{9,81} = 7,96 \text{ kg/cm}^2.$$

Wenn bei der kleinen Achsentfernung die Vorspannung gleich der doppelten Nutzs-  
pannung  $\sigma_v = 2 \sigma_n = 364 \text{ kg/cm}^2$  genommen wird, so folgt der nötige Durchhang  
aus Formel (707), wenn  $S'_1 = \sigma_v \cdot f$  eingeführt wird:

$$y_a = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot \sigma_v \cdot f} = \frac{0,31 \cdot 25^2}{8 \cdot 364 \cdot 0,33} = 0,202 \text{ m, d. s. } \frac{0,202}{25} = 0,0081 \text{ oder } 0,81 \%$$

der Achsentfernung.

Eine Vorstellung über die Spannungsänderungen, die bei Wärmeschwankungen von  $\pm 25^\circ$  gegenüber der mittleren Temperatur, wie sie bei Betrieben im Freien sicher zu erwarten sind, entstehen, zeigt die folgende Rechnung, die allerdings insofern zu ungünstige Verhältnisse ergibt, als die Formänderungen der Welle und der Räder außer acht gelassen sind. Die Länge der zwischen den Scheiben durchhängenden Seilstücke ist nach (649):

$$l = a \left( 1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{y^2}{a^2} \right) = 2500 \left( 1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{20,2^2}{2500^2} \right) = 2500,43 \text{ cm}$$

und die Gesamtlänge:

$$L = 2l + \pi D = 2 \cdot 2500,43 + \pi \cdot 150 = 5472,1 \text{ cm.}$$

Bei Temperaturänderungen von  $t = \pm 25$  Grad erfährt dieses Seil bei einer Ausdehnungs-  
zahl  $\zeta = \frac{1}{90\,000}$  auf  $1^\circ$  eine Verlängerung oder Verkürzung um:

$$\lambda = L \cdot t \cdot \zeta = \frac{5472,1 \cdot 25}{90\,000} = 1,52 \text{ cm.}$$

Auf jedes der Seiltrümer entfällt davon:

$$\lambda' = \frac{1,52 \cdot 2500,43}{5472,1} = 0,70 \text{ cm;}$$

sie nehmen mithin bei der Erwärmung die Länge:

$$l' = 2500,43 + 0,70 = 2501,13 \text{ cm}$$

an und haben nach (649) einen Durchhang:

$$y'_a = \sqrt{\frac{3}{8} \cdot a (l' - a)} = \sqrt{\frac{3}{8} \cdot 2500 (2501,13 - 2500)} = 32,6 \text{ cm oder } 0,326 \text{ m,}$$

dem eine Spannung von:

$$\sigma_v = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 y'_a \cdot f} = \frac{0,31 \cdot 25^2}{8 \cdot 0,326 \cdot 0,33} = 225 \text{ kg/cm}^2$$

entspricht. Diese hat also um  $139 \text{ kg/cm}^2$  abgenommen, während das Verhältnis zwischen Vor- und Nutzs-  
pannung auf:

$$\frac{\sigma'_v}{\sigma_n} = \frac{225}{182} = 1,24$$

sinkt und der Betrieb wesentlich unsicherer wird.

Bei der Erniedrigung der Temperatur um  $25^\circ$  gegenüber der mittleren wird  $l'' = l - \lambda' = 2500,43 - 0,70 = 2499,73 \text{ cm}$  kleiner als die Achsentfernung, so daß die Verkürzung nicht mehr allein durch den Durchhang ausgeglichen werden kann, sondern sich teilweise in Spannung umsetzen muß. Rechnet man überschlagweise die gesamte Ver-  
ringerung in Spannung um, so ergibt sich als oberer Grenzwert:

$$\sigma'' = \frac{\varepsilon}{\alpha'} = \frac{\lambda'}{l \cdot \alpha'} = \frac{0,70 \cdot 700\,000}{2500} = 196 \text{ kg/cm}^2.$$



Damit steigt die Vorspannung auf  $364 \pm 196 = 560 \text{ kg/cm}^2$  und der Achsdruck auf das 6,2 fache der Umfangskraft.

Das Beispiel zeigt, daß ein nach der üblichen Art bemessener Drahtseiltrieb bei geringer Achsentfernung gegen Wärmeschwankungen recht empfindlich ist.

b) Berechnung nach Felten und Guilleaume.

Bei  $n = 127$  Umdrehungen in der Minute, wie oben, wird der Seildurchmesser nach (709):

$$d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}} = 10,6 \sqrt[3]{\frac{8}{25 \cdot 127}} = 1,44 \text{ cm.}$$

Wählt man nach Zusammenstellung 163 ein Seil von 15 mm Durchmesser mit  $z = 48$  Drähten von  $\delta = 1,4 \text{ mm}$  Durchmesser und einem Drahtquerschnitt von

$$f = z \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} = 48 \cdot \frac{\pi}{4} 0,14^2 = 0,739 \text{ cm}^2,$$

so wird der Scheibendurchmesser:

$$D = 175 d = 175 \cdot 1,5 = 262,5 \text{ cm oder rund } 2600 \text{ mm,}$$

die Seilgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi D \cdot n}{60} = \frac{\pi 2,6 \cdot 127}{60} = 17,3 \text{ m/sek}$$

und die Umfangskraft:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{17,3} = 34,5 \text{ kg.}$$

Die Nutz- und Biegespannungen im Seil werden geringer, dagegen nimmt die Fließspannung etwas zu.

Die Vorspannkraft, mit der das Seil aufgelegt werden muß, kann genügend genau aus:

$$S_v = \frac{S'_1 + S'_2}{2} = \frac{2,75 + 1,75}{2} \cdot U = 2,25 U = 76,6 \text{ kg}$$

berechnet werden, der eine Vorspannung von:

$$\sigma_v = \frac{S_v}{f} = \frac{76,6}{0,739} = 104 \text{ kg/cm}^2$$

und ein Durchhang nach (707):

$$y_a = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot S_0} = \frac{0,70 \cdot 25^2}{8 \cdot 76,6} = 0,714 \text{ m}$$

oder 2,86% der Achsentfernung entspricht.

Wärmeschwankungen von  $\pm 25^\circ$  verändern die Vorspannkraft nur wenig; bei der Erwärmung fällt sie auf 71,8 kg, bei der Abkühlung steigt sie auf 81,5 kg, so daß ein recht sicherer und zuverlässiger Betrieb entsteht.

**Zahlenbeispiel 11.** 100 PS sind bei  $a = 80 \text{ m}$  Achsabstand und  $n = 100$  Umdrehungen in der Minute zu übertragen.

Seildurchmesser nach (709):

$$d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}} = 10,6 \sqrt[3]{\frac{100}{80 \cdot 100}} = 2,46 \text{ cm.}$$

Gewählt: Seil von  $d = 24 \text{ mm}$  Durchmesser mit 60 Drähten von 1,8 mm Durchmesser,  $f = 1,52 \text{ cm}^2$  Drahtquerschnitt und  $g_0 = 1,46 \text{ kg/m}$  Eigengewicht.

Scheibendurchmesser:

$$D = 175 d = 175 \cdot 24 = 4200 \text{ mm.}$$

Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 4,2 \cdot 100}{60} = 22,0 \text{ m/sek.}$$



Umfangskraft:

$$U = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 100}{22} = 341 \text{ kg.}$$

Nutzspannung:

$$\sigma_n = \frac{U}{f} = \frac{341}{1,53} = 223 \text{ kg/cm}^2.$$

Biegespannung:

$$\sigma_b = \frac{\delta}{\alpha' \cdot D} = \frac{0,18 \cdot 700000}{420} = 300 \text{ kg/cm}^2.$$

Fliehspannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{9,5 \cdot 22^2}{10 \cdot 9,81} = 46,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Größe von  $\gamma$  folgt unter der Annahme, daß nur die Drähte, nicht aber die Seele tragen, aus dem Gewicht eines 1 m langen Seilstücks von 1,46 kg, auf das im vorliegenden Falle 153 cm<sup>3</sup> Draht entfallen:

$$\gamma = \frac{1,46}{153} \cdot 1000 = 9,5 \text{ kg/dm}^3.$$

Vorspannkraft:

$$S_v = 2,25 U = 2,25 \cdot 341 = 767 \text{ kg.}$$

Vorspannung:

$$\sigma_v = \frac{S_v}{f} = \frac{767}{1,53} = 501 \text{ kg/cm}^2.$$

Durchhang während der Ruhe:

$$y_a = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S_0} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 767} = 1,53 \text{ m.}$$

Annähernd bekommt man die freie Spannung im ziehenden Trum aus:

$$\sigma'_1 = \sigma_v + \frac{\sigma_n}{2} = 501 + 111,5 = 612,5 \text{ kg/cm}^2,$$

im gezogenen aus:

$$\sigma'_2 = \sigma_v - \frac{\sigma_n}{2} = 501 - 111,5 = 389,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Die genauere Untersuchung an Hand der Durchhangkurve und der Kennlinie, die auf ganz ähnliche Weise wie bei Riemen und Hanfseiltrieben mit  $\alpha' = \frac{1}{700000} \text{ cm}^2/\text{kg}$  und  $\gamma = 9,5 \text{ kg/dm}^3$  aufgezeichnet wurden, gibt übrigens fast genau die gleichen Werte.

Bei der Belastung nehmen die beiden Seiltrümer recht verschiedene Durchhänge an:

das ziehende:

$$y_{a_1} = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S'_1} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 931} = 1,26 \text{ m,}$$

das lose:

$$y_{a_2} = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S'_2} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 592} = 1,97 \text{ m.}$$

Eine Erwärmung des Seils um 25° läßt die Spannung im ruhenden Triebe auf 442, also um 59 kg/cm<sup>2</sup> sinken, bei der Abkühlung um 25° auf 594, also um 93 kg/cm<sup>2</sup> steigen, Schwankungen, die ohne wesentlichen Einfluß auf den Betrieb sind.

**Berechnungsbeispiel 12.** In Abb. 2164 ist der Seilscheibenkranz des auf Seite 1238 durchgerechneten Beispiels 9 mit einem Riementriebe derselben Hauptabmessungen und Leistung in Vergleich gestellt. Außer den 12 in der Rechnung angenommenen Seilen sind zur Sicherheit zwei weitere vorgesehen, so daß die Scheibe 14 rillig ist. Die Umfangskraft beträgt:

$$U = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 590}{25} = 1770 \text{ kg.}$$



Ein einfacher Riemen erhielte nach Abb. 2058 bei  $k_n = 14,5 \text{ kg/cm}$  eine zu große Breite:

$$b' = \frac{U}{k_n} = \frac{1770}{14,5} = 122 \text{ cm},$$

während der Doppelriemen mit  $k_n = 26 \text{ kg/cm}$ :

$$b = \frac{U}{k_n} = \frac{1770}{26} = 68 \text{ cm}$$

breit werden muß, vgl. Abb. 2165. Für einen Stahlbandantrieb gab die Eloesser Kraftband-Gesellschaft lediglich an, daß zur Unterbringung der in dem Falle nötigen zwei Bänder eine Scheibenbreite von 170 mm ausreicht. Der Vergleich ergibt, daß im vorliegenden Falle der Seiltrieb am breitesten, der Stahlbandtrieb am schmalsten ausfällt. In bezug auf das Gewicht der Scheiben bestehen jedoch geringere Unterschiede, weil die Stahlbänder kräftige Kränze verlangen. Entscheidend müssen die Anlagekosten, die, was das Übertragungsmittel anlangt, beim Seiltrieb am kleinsten sind, und der Wirkungsgrad sein, soweit nicht besondere Umstände, wie die Abgabe der Leistung an mehrere Wellenstränge oder örtliche Verhältnisse, maßgebend werden.

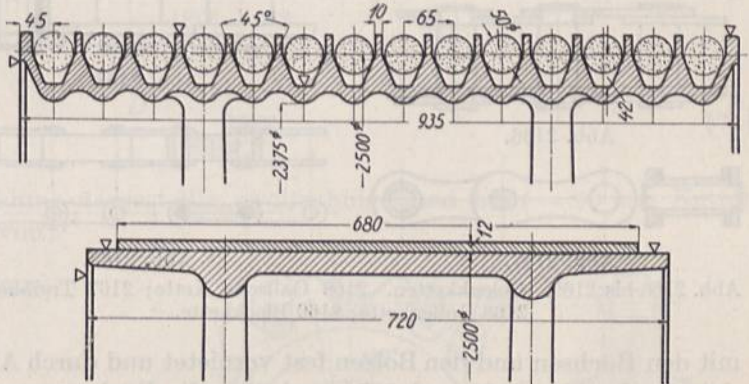


Abb. 2164 und 2165. Vergleich zwischen Seil- und Riementrieb für 590 PS Leistung bei  $v = 25 \text{ m/sek}$  Umfangsgeschwindigkeit.

Siebenundzwanzigster Abschnitt.

## Kettentriebe.

Bei Kettentrieben wird die Kraft mittelbar durch eine Kette von einem Rade auf das andere übertragen, wobei die Räder mit Zähnen versehen sind, die in die Kettenlieder eingreifen, so daß eine sichere und verhältnismäßige Übertragung von der einen Welle zur andern zustande kommt. Gegenüber Zahnrädern bieten Kettentriebe den Vorteil, auch bei größeren Achsabständen anwendbar zu sein; im Vergleich mit Riemen- und Seiltrieben weisen sie geringere Achsdrücke auf und sind unempfindlich gegen Feuchtigkeit und Wärme. Selbst bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und in staubigen und schmutzigen Betrieben bewähren sie sich gut und finden häufig in der Fördertechnik, an Fahrrädern, im Werkzeugmaschinen- und Kraftwagenbau Anwendung.

Zusammenstellung 164. Rollenketten von A. Stotz, Stuttgart (vgl. Abb. 2168).

Zulässige Belastung . . . . . kg	100	150	200	300	400	500	750	1000	1500
Teilung . . . . . mm	15	20	25	30	35	40	45	50	55
Weite zwischen den Platten . . . . . "	14	16	18	20	22	25	30	35	45
Äußerer Rollendurchmesser . . . . . "	9	12	15	17	18	20	23	26	28
Bolzendurchmesser . . . . . "	5	8	10	11	12	14	17	18	20
Laschenbreite . . . . . "	14	18	22	24	26	30	35	38	41
Laschenstärke . . . . . "	2	3	3	4	4	5	6	6	8
Ganze Breite der Kette . . . . . "	28	32	36	40	46	52	62	68	90
Gewicht des laufenden Meters . kg/m	1,25	2	2,75	3,50	3,70	5	7	8,40	12,50



Man unterscheidet Gelenk- und Zahnketten. Beispiele für jene zeigen die Abb. 2166 bis 2169 und 2176. Die aus Bolzen und Laschen zusammengesetzte Gallsche Kette, Abb. 2166, wird vor allem als Lastkette im Hebemaschinenbau benutzt. Sie ist einfach und billig, eignet sich aber als Treibkette nur für mäßige Beanspruchungen, weil in den Laschenlöchern hoher Flächendruck und bei Dauerbetrieb starker Verschleiß auftritt, der die Teilung und die Kettenlänge vergrößert. Für Triebe vorteilhafter sind Ketten nach Abb. 2167, 2168 und 2176 unten, bei denen sich Büchsen auf inneren Bolzen, also auf großen Flächen drehen. Die Laschen sind abwechselnd

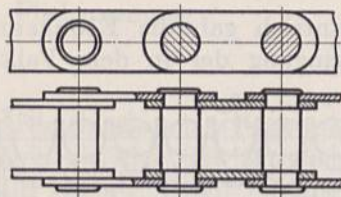


Abb. 2166.

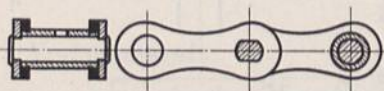


Abb. 2167.

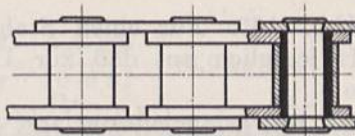


Abb. 2168.

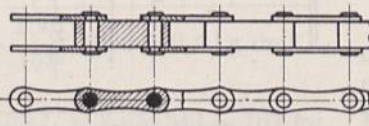


Abb. 2169.

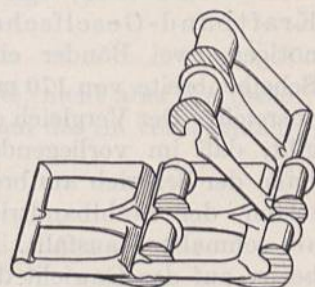
Abb. 2170. Gelenkkette.  
A. Stotz, Stuttgart.

Abb. 2166 bis 2169. Gelenkketten. 2166 Gallsche Kette; 2167 Treibkette; 2168 Rollenkette; 2169 Blockkette.

mit den Büchsen und den Bolzen fest vernietet und durch Abflachungen gegen Drehen gesichert. In Abb. 2168 und 2176 sind über die Büchsen noch gehärtete Rollen, die ihrerseits in die Zähne eingreifen, geschoben. Einen Auszug aus der Liste derartiger Rollenketten von A. Stotz, Stuttgart, gibt Zusammenstellung 164. An der Blockkette, Abb. 2169, wechseln breite Mittelglieder mit auf den Bolzen vernieteten Laschen ab. Abb. 2170 bis 2172 zeigen zerlegbare, in zahlreichen Formen und Größen durchgebildete, billige und für mäßige Betriebsgeschwindigkeiten geeignete Gelenkketten aus schmiedbarem Guß von A. Stotz, Stuttgart, u. a., deren Glieder sich infolge ihrer hakenförmigen Ausbildung durch seitliches Zusammenschieben aneinanderreihen lassen. Auf den Rädern werden sie nach Abb. 2173 so aufgelegt, daß die Glieder nach der entgegengesetzten Richtung wie beim Zu-

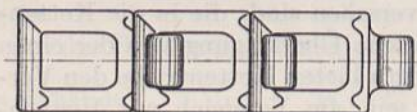


Abb. 2171. Gelenkkette.

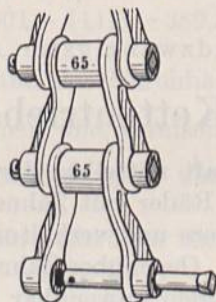


Abb. 2172. Stahlbolzenkette. A. Stotz, Stuttgart.

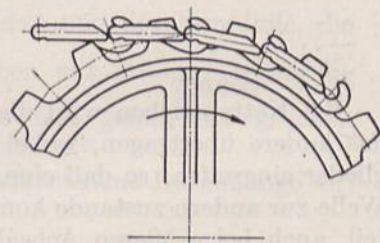


Abb. 2173. Rad mit Gelenkkette.

sammensetzen abgebogen werden, damit das Auseinanderfallen während des Betriebes ausgeschlossen ist. Sie finden an Elevatoren und Transportanlagen ausgedehnte Anwendung, wobei nach Bedarf einzelne Glieder mit Ansätzen zur Befestigung von Bechern, Schaufeln, Tragbrettern usw. eingeschaltet werden können.

Erhöhte Tragfähigkeit besitzen die Stotzschen Stahlbolzenketten, Abb. 2172, bei denen zur Verbindung der einzelnen Glieder durchgesteckte, mittels eines Vierkants gegen Drehung gesicherte Bolzen dienen. Diese Ketten sind zudem besser gegen das Eindringen Verschleiß erzeugender Fremdkörper geschützt und bieten die Möglichkeit, auf den Treibrädern umgewendet und beiderseits benutzt werden zu können.

Alle diese Ketten werden von Sonderfabriken in bestimmten, normalen Maßen geliefert; den Listen ist die Höhe der zulässigen Belastung, die je nach dem Werkstoff



und der Bauart schwankt, zu entnehmen. Als Teilung gilt die Entfernung zweier Bolzenmitten. Beispiele einfacher Kettenschlösser zeigen die Abb. 2174 und 2175. Bei gerader Gliederzahl werden die Enden durch einen Bolzen, bei ungerader durch Einschalten eines geschweiften Zwischengliedes geschlossen.

An Kettenzahnrädern ist im Gegensatz zu den eigentlichen Zahnrädern die Teilung  $t$  als Sehne, Abb. 2176, zu messen, weil sich die Kette als Vieleck um das Rad legt. Dementsprechend ergibt sich der Teilkreisdurchmesser  $D$  aus dem Dreieck  $BCM$  an einem Rade mit  $z$  Zähnen, da der Winkel  $AMB = \frac{360^\circ}{z}$ , der halb so große Winkel  $CMB$  mithin  $\frac{180^\circ}{z}$  entspricht, aus der Beziehung:

$$\sin \frac{180^\circ}{z} = \frac{t/2}{D/2},$$

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}. \quad (711)$$

So erhält das in der Abbildung dargestellte zwölfzahnige Rad bei  $t = 50 \text{ mm}$  Ketten-  
teilung einen Durchmesser von:

$$D = \frac{50}{\sin \frac{180^\circ}{12}} = 193,3 \text{ mm}.$$

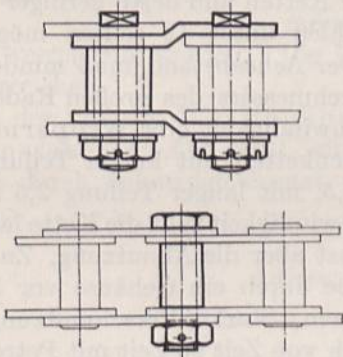


Abb. 2174 und 2175. Kettenschlösser.

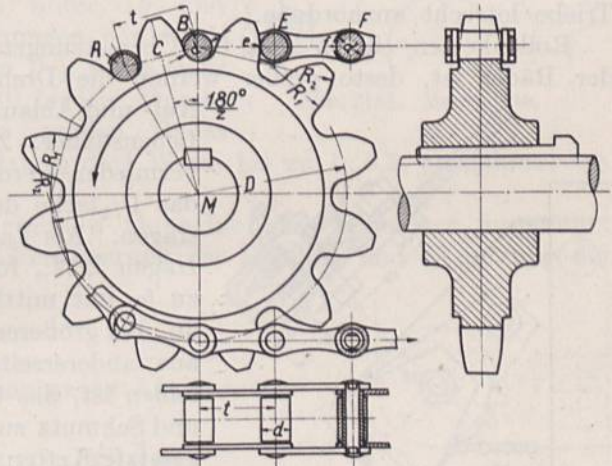


Abb. 2176. Kettenrad.

Zur Ermittlung der genauen Flankenform verfolge man an Abb. 2176 das Eingreifen der Bolzen  $E$  und  $F$  beim Antrieb des Rades in der Pfeilrichtung. Punkt  $e$  des Bolzens  $E$  beschreibt einen Kreisbogen um den Mittelpunkt des Bolzens  $B$  mit dem Halbmesser  $R_1 = t - \frac{d}{2}$ ; entsprechend muß der innere Teil des Zahnes begrenzt werden. Weiter außen ist Punkt  $f$  des Bolzens  $F$  maßgebend. Er hat von  $e$  dauernd den Abstand  $t$ , beschreibt also einen Kreisbogen vom Halbmesser  $R_2 = 2t - \frac{d}{2}$  nach dem die Zahnköpfe gekrümmt sein müssen. Die Flanke setzt sich also aus zwei einander überschneidenden Kreisbogen zusammen, kann aber ohne weiteres außen stärker zurückgebogen werden, da es für die Kraftübertragung genügt, wenn die Bolzen am Grunde richtig gefaßt werden und dort zum Aufliegen kommen. Zur Erleichterung des Auflaufens gibt man den Zähnen auf der Rückseite Spiel, pflegt sie auch seitlich zuzuspitzen, wie der Seitenriß der Abb. 2176 zeigt. Grundsätzlich sollen die Zapfen am Boden der Zahn-lücken getragen werden; das Aufliegen der Laschen auf einem Absatz des Rades nach Abb. 2177 oben ist wegen der dann auftretenden Biegebeanspruchung der Laschen unbedingt zu vermeiden. Teilungsfehler rufen unruhigen und ruckweisen Betrieb hervor;



Längungen der Ketten haben ungünstige Auflageverhältnisse zur Folge, weil sich die Bolzen nicht mehr unter Flächenberührung am Grunde der Zahnlücken, sondern unter Linienberührung weiter außen an den Flanken anlegen müssen.

Leiträder können ohne Zähne, wieder unter Beachtung des Grundsatzes, daß die Bolzen, nicht aber die Laschen zum Aufliegen kommen, ausgeführt werden.

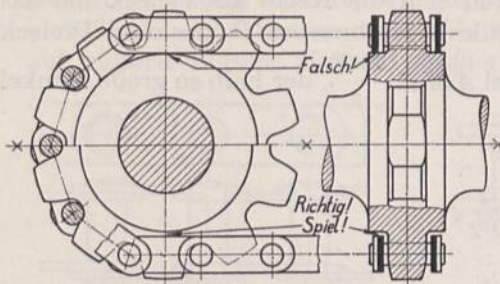


Abb. 2177. Richtige und falsche Ausbildung der Kettenräder.

Sorgfältig ist darauf zu achten, daß die Räder eines Triebes in ein und derselben Ebene liegen, weil sonst Überbeanspruchungen der Laschen auf der einen Seite, Ecken der Bolzen und rascher Verschleiß der Ketten unvermeidlich sind.

Zur Regelung des Durchhanges und zum Ausgleich von Längungen der Ketten durch den Betrieb empfiehlt es sich, eine der Radachsen verschiebbar zu machen oder eine besondere Spannrolle, Abb. 2178, vorzusehen. Die Verschiebung, die man dabei zugrunde legt,

entspreche mindestens einer, besser zwei Teilungen. Wegen der Neigung der Kette, bei zunehmendem Durchhang auf die Zahnköpfe zu steigen, ist es unvorteilhaft, die Triebe lotrecht anzuordnen.

Rollenketten eignen sich für Übersetzungen bis  $1 : 7$ . Je geringer die Zahnzahl der Räder ist, desto größer werden die Drehwinkel der Bolzen und Hülsen beim Auf- und Ablaufen der Ketten und desto geringer deren Lebensdauer; Zahnzahlen unter 12 sollten möglichst vermieden werden. Der Achsabstand muß mindestens das  $1\frac{1}{2}$ fache des Durchmessers des großen Rades betragen. Als Laufgeschwindigkeit gibt Wippermann, Hagen i. W., für Rollenketten mit kurzer Teilung bis zu 5, mit mittlerer 3,5, mit langer Teilung 2,5 m/sek an. Bei größerer Geschwindigkeit fällt die Kette leichter aus; andererseits wächst aber die Abnutzung. Zu empfehlen ist, das Getriebe durch ein Gehäuse vor Staub und Schmutz zu schützen. Starker Verschmutzung ausgesetzte Ketten müssen von Zeit zu Zeit mit Petroleum oder Benzin gereinigt und dann in einem heißen Talg-

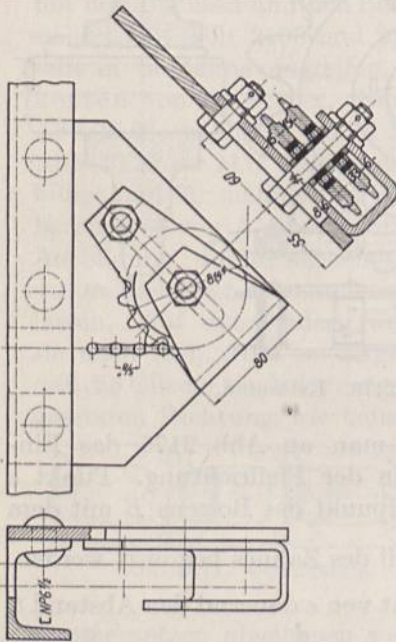


Abb. 2178. Verschiebbare Kettenrollen.

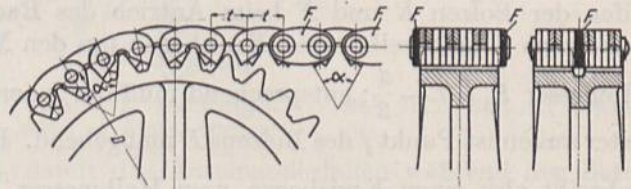


Abb. 2179. Zahnkettentrieb.

oder Ölbad neu eingefettet werden. Für die Schmierung während des Betriebes sorgt man durch einen Tropföler oder ein Ölbad.

Zahnketten bestehen aus gezahnten, mit gehärteten Büchsen versehener Laschen, die auf Bolzen nebeneinander aufgereiht, Ketten von verschiedener Breite bilden können. Zur Führung auf den gezahnten Rädern dienen Führungsplatten, die entweder an den Außenseiten angebracht, den Radkranz umfassen, oder in der Mitte eingefügt, in einem am Rade vorgesehenen Schlitz laufen, Abb. 2179. Ketten ohne Führungsplatten verlangen teurere Räder mit Spurkränzen und sind weniger zu empfehlen.



Die zum Eingriff kommenden Flanken sind eben und legen sich in neuem Zustande, Abb. 2179, beiderseits an den unter dem gleichen Winkel  $\alpha$  ausgefrästen Zähnen an. Tritt durch Abnutzung der Bolzen eine Vergrößerung der Teilung ein, so rückt die Kette auf dem Rade weiter nach außen, Abb. 2180; die Flächenberührung bleibt aber erhalten. Zu diesen günstigen Auflageverhältnissen treten als weitere Vorteile das geringe Gleiten der Zähne und der geräuschlose Lauf, selbst bei hohen Geschwindigkeiten. Derartige Ketten sind bis zu 7 m/sek und zur Übertragung großer Leistungen von mehreren hundert Pferdestärken im Gebrauch.

Stolzenberg und Co., Berlin-Reinickendorf, führen sie mit Teilungen von  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{5}{8}$ ,  $\frac{3}{4}$ , 1,  $1\frac{1}{4}$ ,  $1\frac{1}{2}$ ,  $1\frac{3}{4}$  und  $2\frac{1}{4}$  Zoll engl. und in Breiten von 12,7 bis 256 mm, Wippermann, Hagen i. W., mit Teilungen zwischen 8 und 50,8 mm und Breiten bis zu 336 mm aus.

Für die Wahl der Teilung und der Kettenbreite ist der Auflagedruck in den Bolzen in erster, die Festigkeit der Kette in zweiter Linie maßgebend; die Betriebsbelastung muß deshalb gering sein und etwa  $\frac{1}{30}$  der Bruchfestigkeit der Kette betragen. Der Teilkreisdurchmesser  $D$ , Abb. 2179, bestimmt sich in gleicher Weise wie im Falle der Abb. 2176 aus:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

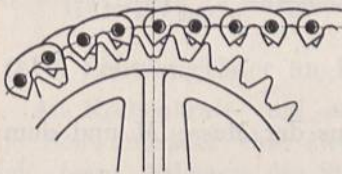


Abb. 2180. Eingriff nach Abnutzung der Zahnkette.

Zahnzahlen unter 15 und Achsentfernungen von weniger als dem  $1\frac{1}{2}$ , sowie mehr als dem  $3\frac{1}{2}$ fachen Durchmesser des großen Rades

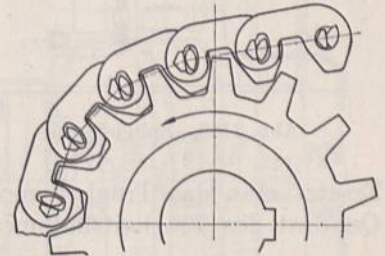


Abb. 2181. Morsekette.

sollen vermieden werden. Die Übersetzung darf Werte bis zu 1 : 6,5, ausnahmsweise 1 : 8 erreichen.

An der von der Westinghouse Bremsen Gesellschaft, Hannover, ausgeführten Morsekette, Abb. 2181, sind zur Verringerung der Reibung und Abnutzung die Bolzen durch Schneiden ersetzt.

## Achtundzwanzigster Abschnitt.

# Schwungräder.

## A. Zweck und Wirkungsweise der Schwungräder.

Schwungräder dienen zur vorübergehenden Aufspeicherung von Arbeit, häufig mit dem Sonderzweck, den Gang der Maschinen gleichförmiger zu machen. Oft werden sie gleichzeitig als Riemen- oder Seilscheiben ausgebildet. Bei Kraftmaschinen geben sie dann die erzeugte Leistung ab; bei Arbeitsmaschinen nehmen sie die zum Betrieb nötige Energie auf. An Dynamomaschinen sind Schwungräder häufig Träger der Wicklung oder der Pole.

Ein mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_1$  umlaufendes Rad vom Trägheitsmoment  $J$  besitzt eine Wucht, ein Arbeitsvermögen oder eine lebendige Kraft  $A_1 = \frac{J \cdot \omega_1^2}{2}$ , die als Beschleunigungsarbeit aufgebracht werden mußte, um das Rad auf die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_1$  zu bringen. Das Rad kann aber die Wucht auch wieder abgeben, wenn es aus der Bewegung zur Ruhe gebracht wird, wie das z. B. an Spindelpressen, Abb. 2182, beim Prägen geschieht. Das Schwungrad  $S$  wird durch Anpressen der linken dauernd laufenden Tellerscheibe  $T_1$  auf steigende Geschwindigkeit gebracht, weil  $S$  bei dem gleichzeitig eintretenden Niederschrauben der Spindel an der Scheibe  $T_1$  in immer



größerem Abstände von der Welle anliegt. Im Augenblick des Aufsetzens des Stempels auf das zu prägende Stück rückt der Anschlag  $A_1$  die Scheibe  $T_1$  vom Umfang des Schwungrades ab, um die beiden wegen der beim Prägvorgang eintretenden Verzögerung des Schwungringes nicht aufeinander gleiten zu lassen. Das Prägen wird also von der Wucht des Schwungrades allein bestritten. Zum Wiederhochschrauben der Spindel dient die rechte Teller-scheibe  $T_2$ , die nach dem Prägen mittels des Handgriffs  $H$  zum Anliegen gebracht, in der höchsten Spindelstellung durch den Anschlag  $A_2$  wieder abgeschaltet wird. Gewöhnlich wird die Wirkung der Schwungräder nur zwischen zwei Grenzdrehzahlen  $n_1$  und  $n_2$  oder -winkelgeschwindigkeiten  $\omega_1$  und  $\omega_2$  ausgenutzt. Dann ist die vom Rad abwechselnd aufzunehmende und abzugebende Arbeit  $A_s$  dargestellt durch die Differenz der lebendigen Kräfte:

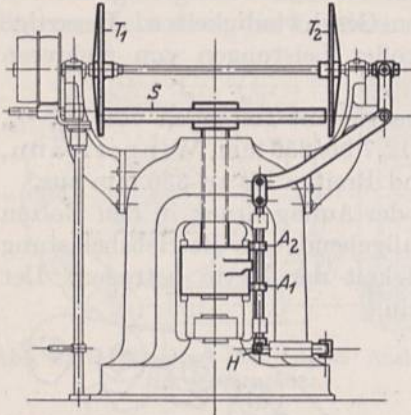


Abb. 2182. Spindelpresse.

$$A_s = A_2 - A_1 = \frac{J}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) = \frac{J \cdot \pi^2}{2 \cdot 30^2} (n_2^2 - n_1^2) \\ = \frac{J}{182,4} (n_2^2 - n_1^2). \quad (712)$$

Ersetzt man das Trägheitsmoment  $J$  durch das Produkt aus der Masse  $M$  und dem Quadrat des Trägheitshalbmessers  $R_s$ , so wird:

$$A_s = \frac{M \cdot R_s^2}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) = \frac{M \cdot R_s^2}{182,4} (n_2^2 - n_1^2) = \frac{M}{2} (v_2^2 - v_1^2), \quad (713)$$

wobei  $v_1$  und  $v_2$  die am Trägheitshalbmesser gemessenen Umlaufgeschwindigkeiten sind.

### 1. Schwungräder an Werkzeugmaschinen.

Zwischen zwei in weiterem Abstände liegenden Grenzdrehzahlen werden Schwungräder an manchen Werkzeugmaschinen, wie Stanzen, Scheren und Pressen benutzt, indem während der Pausen zwischen den einzelnen Schnitten oder Arbeitsvorgängen die Masse des Rades unter Erhöhung der Umlaufzahl beschleunigt wird. Für den Arbeitsvorgang steht dann neben der Leistung des antreibenden Motors die im Rad aufgespeicherte lebendige Kraft bereit. Die Wucht solcher Schwungräder pflegt man bei der höchsten Drehzahl  $n_2$  etwa 2 bis 3 mal so groß wie die Arbeit  $A$ , die bei einem Arbeitsvorgang erforderlich ist, zu nehmen. Aus der Bedingung, daß dabei die Hälfte bzw. zwei Drittel der Wucht ausgenutzt wird, folgt, daß  $\frac{J \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{1}{2} \frac{J \cdot \omega_2^2}{2}$  bzw.  $\frac{2}{3} \frac{J \cdot \omega_2^2}{2}$  und somit die Winkelgeschwindigkeit unter Gleiten des Riemens oder Schlüpfen des Motorankers auf  $\omega_1 = 0,7 \omega_2$  bzw.  $0,78 \omega_2$  sinken müßte, wenn nicht ein Teil der Arbeit vom Antriebmotor geleistet würde.

### 2. Schwungräder für Ilgner-Umformer.

In großem Maßstabe werden diese Vorgänge beim Ilgner-Umformer ausgenutzt, der dazu dient, die durch den Betrieb von Fördermaschinen oder schweren Walzwerken hervorgerufenen großen Belastungsschwankungen zu mildern. Würde man die Antriebmotoren unmittelbar ans Netz anschließen, so entstanden beim Anfahren der Fördermaschinen und beim Fassen der Walzen ganz unzulässige Stromstöße und Spannungsschwankungen, die alle andern am Netz liegenden Betriebe empfindlich stören würden. Ilgner schaltet deshalb ein schweres, raschlaufendes Schwungrad ein, das während der Pausen große Energiemengen aufspeichert, während der Arbeitszeiten aber wieder hergibt. Abb. 2183 stellt schematisch eine solche Anlage dar. An das Netz angeschlossen ist der ständig



laufende Motor *I*. Seine Welle trägt das Schwungrad *S* und die während der Pausen leerlaufende Anlaßdynamo *II* für den Walzwerkmotor *III*, so daß dieser in keiner unmittelbaren Verbindung mit dem Netz steht. Der dem Motor *I* zugeführte Strom wird dazu benutzt, die Geschwindigkeit des Schwungrades, die während des Walzens gesunken war, wieder an die obere Grenze zu bringen. Soll gewalzt werden, so wird die Anlaßdynamo erregt; ihr Strom treibt den Motor *III* an, wobei die nötige Energie zum Teil durch den Motor *I* aus dem Netz, zum Teil aus dem Schwungrad unter Verminderung seiner Umlaufgeschwindigkeit auf das 0,9... 0,85fache unter Schlüpfen des Ankers des Motors *I* entnommen wird. Dadurch, daß Ilgner das Schwungrad unter hohen oberen Geschwindigkeiten von 100 bis 150 m/sek laufen läßt, ist es möglich, gewaltige Energiemengen aufzuspeichern und die Belastungsschwankungen des Netzes wirksam zu dämpfen.

### 3. Schwunräder an Kolbenmaschinen.

An Kolbenkraft- und -arbeitsmaschinen haben die Schwunräder eine zweifache Aufgabe, nämlich, beim Anlassen die Strecklagen des Kurbeltriebs überwinden zu helfen, während des normalen Laufs aber die Winkelgeschwindigkeit der Welle genügend gleichförmig zu machen.

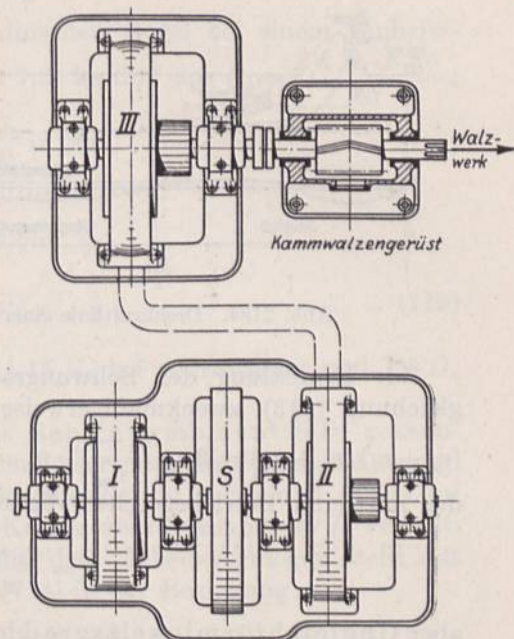


Abb. 2183. Ilgner-Umformer.

## B. Berechnung der Schwunräder auf Grund der Arbeitsfähigkeit.

### 1. Berechnung an Hand des Tangentialdruckdiagrammes.

Auf S. 612 war an Abb. 1062 gezeigt worden, daß der die Kurbelwelle antreibende Tangentialdruck einer Einzylindermaschine erheblichen Schwankungen unterliegt und bald größer, bald kleiner als der von der Maschine zu überwindende Widerstand ist. Die über der Widerstandslinie liegende Überschubarbeit  $A_s$  muß vom Schwungrad unter geringer Steigerung der Umlaufgeschwindigkeit aufgespeichert und während der Zeit, wo das Drehmoment zur Überwindung des Widerstandes nicht ausreicht, unter Verringerung der Geschwindigkeit wieder abgegeben werden. Wie diese Arbeit an mehrachsigen Maschinen unter Beachtung der Versetzung der Kurbeln gegeneinander zu ermitteln ist, wurde an Abb. 1064 und 1067 dargetan. Dabei sei hervorgehoben, daß bei der Berechnung des Schwungrades stets die größte, während eines Spieles auftretende Über- oder Unterschubarbeit maßgebend ist. Für dieselbe kann die algebraische Summe mehrerer Teilflächen in Frage kommen, wenn gleichartige Flächen durch eine kleinere entgegengesetzter Art unterbrochen sind. Vgl. in der Beziehung die beiden Unterschubarbeiten in der linken Hälfte der Abb. 1067. Falls in einer einachsigen Anlage eine Arbeitsmaschine durch die Kolbenstange unmittelbar mit der Kraftmaschine gekuppelt ist, läßt sich die im Schwungrad aufzuspeichernde Arbeit einfacher durch Übereinanderzeichnen der Kolbenüberdrucklinien, in Abb. 1065 also durch den Inhalt einer der gestrichelten Flächen bestimmen.

Abb. 2184 zeigt die Drehkraftlinie einer einachsigen, einfach wirkenden Viertaktverbrennungsmaschine mit dem links wiedergegebenen Druckverlauf. Die während des dritten Hubes erzeugte Nutzarbeit muß zum größten Teil von einem genügend schweren Schwungrade aufgenommen werden, weil sich das Kräftepiel auf vier Hübe oder zwei



Umdrehungen der Welle verteilt. Günstigere Verhältnisse zeigen in der Beziehung Zweitakt- sowie doppeltwirkende Verbrennungs- und Dampfmaschinen, an welchen die Vorgänge nach zwei oder sogar nach einem einzigen Hube wiederkehren, wenn der Druckverlauf auf beiden Seiten des Kolbens der gleiche ist.

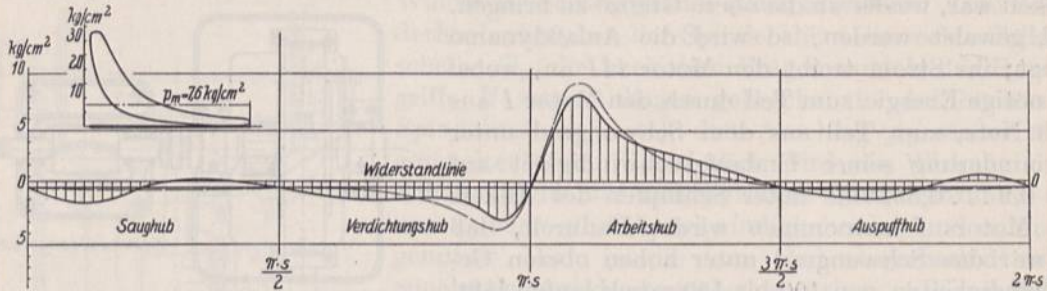


Abb. 2184. Drehkraftlinie einer einfach wirkenden Viertaktverbrennungsmaschine.

Zur Ermittlung des Schwungradgewichts an Kolbenmaschinen wird die Grundgleichung (713) zweckmäßigerweise dadurch umgestaltet, daß man  $v_2^2 - v_1^2$  durch  $(v_2 + v_1)(v_2 - v_1) = 2 v_m \frac{v_2 - v_1}{v_m} \cdot v_m = 2 v_m^2 \cdot \delta_s$  ersetzt, wobei  $\frac{v_2 + v_1}{2}$  genügend genau der mittleren Betriebsgeschwindigkeit  $v_m$  entspricht,

$$\delta_s = \frac{v_2 - v_1}{v_m} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m} = \frac{n_2 - n_1}{n_m} \tag{714}$$

aber Ungleichförmigkeitsgrad heißt. Er gibt an, um welchen Betrag die äußersten Geschwindigkeiten  $v_1$  und  $v_2$  der Schwungmasse von der mittleren bei normaler Drehzahl der Maschine abweichen. Damit wird:

$$A_s = M \cdot v_m^2 \cdot \delta_s = J \cdot \omega_m^2 \cdot \delta_s. \tag{715}$$

In dem Falle, daß die Schwungmasse im wesentlichen in einem durch Arme mit der auf der Welle verkeilten Nabe verbundenen Kranze verwirklicht ist, wie es für die meisten Schwungräder der Kolbenmaschinen zutrifft (Speichenschwungräder), darf an Stelle des Trägheitshalbmessers  $R_s$  der Schwerpunktabstand des Kranzquerschnittes von der Drehachse gesetzt und auf ihn auch die Geschwindigkeit  $v_m$  bezogen, d. h. durch  $v_k$  ersetzt werden. Damit wird:

$$A_s = M \cdot v_k^2 \cdot \delta_s. \tag{716}$$

Bei Scheibenschwungrädern muß man dagegen auf das Trägheitsmoment  $J$  zurückgehen.

Der Ungleichförmigkeitsgrad, Zusammenstellung 165, hängt von dem Zweck, dem die Maschine dient, ab; beispielweise kann man sich an Pumpen, Gebläsen und Schneidwerken mit größeren Ungleichförmigkeitsgraden und leichteren Schwungrädern begnügen als beim Antrieb von Stromerzeugern.

Zusammenstellung 165. Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_s$  der Schwungräder von Kolbenmaschinen.

Pumpmaschinen, Gebläse und Schneidwerke . . . . .	1 : 15 . . . 1 : 30,
Werkstattbetriebsmaschinen . . . . .	1 : 30 . . . 1 : 40,
Antriebsmaschinen von Webereien und Papierfabriken . . . . .	1 : 40,
Antriebsmaschinen von Mühlen . . . . .	1 : 50,
Spinnereimaschinen für niedrige Garnnummern . . . . .	1 : 60,
Spinnereimaschinen für hohe Garnnummern . . . . .	1 : 100,
Gleichstromerzeuger . . . . .	1 : 100 . . . 1 : 200
Stromerzeuger für Lichtbetrieb ohne Akkumulatoren . . . . .	1 : 150,
Drehstromerzeuger . . . . .	1 : 300.

Von der nach Formel (716) nötigen Masse des Schwungrades  $M = \frac{A_s}{v_k^2 \cdot \delta_s}$  brauchen



im Kranz in Rücksicht auf die Mitwirkung der Arme nur etwa  $\frac{9}{10}$  verwirklicht zu werden. Daraus ergibt sich das Kranzgewicht:

$$G_k = 0,9 M \cdot g = 8,83 \frac{A_s}{v_k^2 \cdot \delta_s} \quad (717)$$

und der Kranzquerschnitt  $F_k$  auf Grund der Guldinschen Regel bei einem Einheitsgewicht  $\gamma$  des gewöhnlich verwandten Gußeisens von  $7,25 \text{ kg/dm}^3$  aus  $G_k = \frac{2 \pi R_s \cdot F_k \cdot \gamma}{10}$ :

$$F_k = \frac{10 G_k}{2 \pi \cdot 7,25 \cdot R_s} = 0,22 \frac{G_k}{R_s} \text{ in cm}^2, \quad (718)$$

wenn  $R_s$  in Meter eingeführt wird.

Stahlguß verlangt mit  $7,85 \text{ kg/dm}^3$  Einheitsgewicht:

$$F_k = 0,203 \frac{G_k}{R_s} \text{ cm}^2. \quad (719)$$

Das Gewicht des ganzen Rades  $G_s$  liegt zwischen  $1,15 G_k$  bei gedrungener und  $1,5 G_k$  bei leichter Ausbildung.

Vielfach pflegt das Arbeitsvermögen durch das Schwungmoment  $GD^2$  gekennzeichnet zu werden. Dabei ist  $D$  der Trägheitsdurchmesser oder an Speichenschwungrädern genügend genau der mittlere Schwungringdurchmesser in Meter und  $G$  das auf  $D$  bezogene Gewicht in Kilogramm, das längs eines Kreises vom Durchmesser  $D$  verteilt, die gleiche Wirkung wie das ganze Rad hätte. Mit dem Arbeitsvermögen steht das Schwungmoment nach den Gleichungen (713) und (714) in der Beziehung:

$$A_s = \frac{GD^2 (n_2^2 - n_1^2)}{g \cdot 4 \cdot 182,4} = \frac{GD^2 (n_2^2 - n_1^2)}{7160} \quad (720)$$

und

$$A_s = \frac{GD^2 (n_2 + n_1) (n_2 - n_1)}{7160} = \frac{GD^2 \cdot n^2 \cdot \delta_s}{3580}. \quad (721)$$

Auf das Kranzgewicht bezogen wird mit  $G = \frac{G_k}{0,9}$

$$A_s = \frac{G_k \cdot D^2 \cdot n^2 \cdot \delta_s}{3320}. \quad (722)$$

Zwischen dem Trägheitsmoment  $J$  und dem Schwungmoment  $GD^2$  gilt:

$$GD^2 = 4g \cdot J = 39,2 J, \quad (723)$$

weil  $GD^2$  auch als  $\int dG \cdot d^2$  und  $J = \int dM \cdot r^2$  gedeutet werden können, wenn  $d$  und  $r$  die Durch- bzw. Halbmesser sind, die zu  $dM$  und  $dG$  gehören, so daß  $GD^2 = \int dG \cdot d^2 = \int g \cdot dM \cdot 4r^2 = 4g \cdot J$  wird.

Bei dem beschriebenen Verfahren werden die Kurven der Massenkräfte unter der Voraussetzung ermittelt, daß die Winkelgeschwindigkeit des Rades  $\omega$  stets gleich sei. Das ist tatsächlich nicht zutreffend, da  $\omega$  zunimmt, wenn die Überschußarbeit im Schwungrade aufgespeichert wird, dagegen sinkt, wenn das Rad diese Arbeit wieder hergibt. Diesen Fehler vermeidet Wittenbauer bei der Berechnung der Schwungräder mit Hilfe des Massenwuchtdiagrammes [XXVIII, 1], auf das näher einzugehen aber zu weit führen würde. Der beim gewöhnlichen Verfahren entstehende Fehler ist naturgemäß um so kleiner, je geringer der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_s$  ist und macht sich praktisch höchstens bei sehr niedrigen Drehzahlen geltend, bei denen manche Gebläse- und Pumpmaschinen noch laufen müssen, darf dagegen in den übrigen Fällen meist vernachlässigt werden.

Bei der Bemessung der Schwungräder sind noch folgende Punkte zu beachten: der Ungleichförmigkeitsgrad muß kleiner sein als die Empfindlichkeit des Reglers, um das



Zucken des letzteren während der einzelnen Arbeitsspiele zu vermeiden. Ferner dürfen die Eigenschwingungszahlen des Rades samt der Welle, wenn mehrere Maschinen im Parallelbetrieb auf Drehstromnetze arbeiten, nicht mit den Impulszahlen der Drehkraftlinien ( $n, 2n, 3n \dots$ ) übereinstimmen, weil sonst die Maschinen bei eintretender Resonanz außer Takt fallen können [XXVIII, 2]. Manchmal wird bei parallel laufenden Wechselstrommaschinen verlangt, daß die Winkelabweichung bestimmte Grenzen nicht überschreite, damit die durch die verschiedene Stellung der Ankerwicklungen gegenüber den Magneten bedingten Störungen nicht zu groß werden [XXVIII, 3].

## 2. Berechnung von Schwungrädern ohne Aufzeichnung der Drehkraftlinie.

Ohne Aufzeichnung der Drehkraftlinie lassen sich Schwungräder von Kolbenmaschinen angenähert dadurch berechnen, daß der aufzuspeichernde Arbeitsüberschuß  $A_s$  bei Maschinen gleicher Art in einem bestimmten Verhältnis zur mittleren Arbeit während eines Spieles steht. Die letztere beträgt, wenn  $N$  die Leistung der Maschine in Pferdestärken,  $n$  die Drehzahl in der Minute ist: an doppelt wirkenden Dampfmaschinen, bei denen sich das Spiel nach jedem Hub wiederholt,  $60 \cdot 75 \cdot N/2n$ , an Zweitaktverbrennungs- und einfach wirkenden Dampfmaschinen, bei denen sich das Spiel nach jeder Umdrehung wiederholt,  $60 \cdot 75 \cdot N/n$ , an Viertaktmaschinen, an denen sich das Spiel nach je zwei Umdrehungen wiederholt,  $2 \cdot 60 \cdot 75 N/n$ .

$A_s$  kann also allgemein durch  $c_0 \cdot N/n$  ausgedrückt werden, wobei  $c_0$  in erster Linie von der Art der Maschine, außerdem aber noch von der Wirkung der hin und hergehenden Massen abhängt. Grundsätzlich läßt sich der zweite Einfluß an Abb. 1065 erkennen, wo der vom Schwungrad aufzunehmende Arbeitsüberschuß annähernd um die Beschleunigungsarbeit verkleinert wird, weil die Überdrucklinie ziemlich genau durch den Nullpunkt der Massenkraftlinie geht.

In Formel (717) eingeführt, folgt aus:

$$G_k = \frac{8,83 \cdot c_0 \cdot N}{v_k^2 \cdot \delta_s \cdot n} \text{ mit } 8,83 c_0 = c$$

das Kranzgewicht:

$$G_k = \frac{c \cdot N}{n \cdot v_k^2 \cdot \delta_s} \quad (724)$$

und das Schwungmoment:

$$GD^2 = \frac{365 \cdot c \cdot N}{n^3 \cdot \delta_s} \quad (725)$$

Die Angaben über  $c$  in Zusammenstellung 166 sind, soweit sie sich auf Dampfmaschinen beziehen, dem Buch von Tolle, Regelung von Kraftmaschinen, soweit sie Verbrennungsmaschinen betreffen, unter Umrechnung auf Formel (724) einem Aufsätze von Güldner

[XXVIII, 4] entnommen.  $\frac{P_b}{P}$  ist das Verhältnis

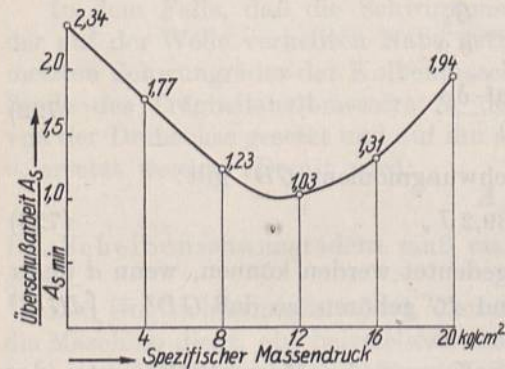


Abb. 2185. Schwungradarbeit in Abhängigkeit vom Massendruck bei einem bestimmten Ungleichförmigkeitsgrad nach Langer.

des größten Beschleunigungsdruckes zum größten Kolbenüberdruck. An kleineren und mittleren Verbrennungsmaschinen können die Massenkraften wegen der hohen Zünddrucke praktisch vernachlässigt werden, wie Abb. 2184 zeigt, wo die ausgezogene Drehkraftlinie, welche die Massenwirkung berücksichtigt, fast denselben Arbeitsüberschuß liefert wie die gestrichelte, bei welcher die Massenkraften vernachlässigt sind. An Großgasmaschinen haben dagegen die Massen nach Untersuchungen von Langer [XXVIII, 5] erheblichen Einfluß auf die Gleichförmigkeit des Ganges und führen nach Abb. 2185 zu einem ausgeprägten Kleinstwert der Überschußarbeit, wenn der Massendruck 11 kg bezogen auf 1 cm<sup>2</sup> der Kolbenfläche beträgt.



Zusammenstellung 166.  
**Festwert c zur Berechnung von Schwunrädern ohne Aufzeichnung der Drehkraftlinie.**  
 Verbrennungsmaschinen.

	Zylinderzahl	Kurbelversetzung	Arbeitsweise	Leuchtgasmaschinen	Kraftgasmaschinen	Petroleummotoren	Benzinmotoren	Gleichdruckölmaschinen
	1	—	Viertakt Zweitakt	90000 ... 99000 36000 ... 39600	99000 ... 108000 39600 ... 43200	94500 ... 103500 37800 ... 41400	76500 ... 85500 30600 ... 34200	110700 ... 114200 44300 ... 45700
	1 doppelt-wirkend	—	Viertakt Zweitakt	55400 ... 60900 9550 ... 10500	60900 ... 66500 10500 ... 11400	58100 ... 63700 10000 ... 11000	47100 ... 52600 8100 ... 9100	68100 ... 70300 11700 ... 12100
	2	0° 360°	Viertakt Zweitakt	35900 ... 39500	39500 ... 43100	37700 ... 41300	30500 ... 34100	44200 ... 45600
	2	180°	Viertakt Zweitakt	58100 ... 63900 7560 ... 8330	63900 ... 69700 8330 ... 9080	61000 ... 66800 7950 ... 8700	49400 ... 55200 6430 ... 7180	71400 ... 73800 9310 ... 9620
	3	120°	Viertakt Zweitakt	20300 ... 22400 3560 ... 3910	22400 ... 24400 3910 ... 4270	21300 ... 23400 3730 ... 4090	17300 ... 19300 3020 ... 3380	25000 ... 25800 4380 ... 4520
	4	180°	Viertakt	4320 ... 4750	4750 ... 5180	4540 ... 4970	3670 ... 4100	5310 ... 5490

Kleinere Verbrennungsmaschinen mit Aussetzerregung müssen rund das doppelte Kranzgewicht bekommen.







An Hand der Kurve, Abb. 2186, ist es leicht, die Beträge, welche die einzelnen Teile der Scheibe zum Trägheitsmoment beisteuern, festzustellen. Den Hauptanteil liefert naturgemäß der Kranz von 840 mm Breite und 325 mm Stärke mit 11750 mkgsek<sup>2</sup> oder 77,8%.

Bei einer Umfangsgeschwindigkeit  $v_2 = 100$  m/sek oder  $\omega_2 = \frac{v_2}{R_a} = \frac{100}{2,2} = 45,5$  m/sek Winkelgeschwindigkeit und  $n_2 = 434$  Umläufen in der Minute besitzt die Scheibe eine Wucht:

$$A_2 = \frac{J \cdot \omega_2^2}{2} = \frac{16150 \cdot 45,5^2}{2} = 16718000 \text{ mkg.}$$

Sinkt ihre Winkelgeschwindigkeit während eines Arbeitsvorganges innerhalb 60 Sekunden auf  $\omega_1 = \psi \cdot \omega_2 = 0,85 \omega_2$ , so hat sie  $A_2 - A_1 = A_2 (1 - \psi^2) = 16718000 (1 - 0,85^2) = 4639000$  mkg abgegeben oder im Durchschnitt  $N = \frac{4639000}{60 \cdot 75} = 1030$  Pferdestärken geleistet.

An der Hauptförderanlage des Schachtes Rhein-Elbe I/II der Gelsenkirchener Bergwerksgesellschaft, die durch zwei Elektromotoren von je 1600 PS Leistung angetrieben wird, sind die zwei Gleichstromanlaßdynamos auf je 2600 KW Höchstleistung, die zwei dauernd laufenden, am Netz liegenden Drehstrommotoren auf je 1000 PS berechnet, während die zwei Schwungräder von je 50 t Gewicht bis 90 m/sek Umfangsgeschwindigkeit haben [XXVIII, 6].

Das vorstehend beschriebene Verfahren zur Ermittlung des Trägheitsmoments läßt sich ohne Schwierigkeit auch auf Speichenschwungräder anwenden, wenn man  $dM$  allgemeiner als  $f \cdot dr \cdot \frac{\gamma}{g}$  auffaßt, wobei  $f$  den Inhalt der Fläche bedeutet, in der das Rad durch einen Zylinder vom Halbmesser  $r$  geschnitten wird. Im Bereich der Nabe und des Kranzes ist also  $f$  durch  $2\pi r \cdot b$ , im Bereich der Arme durch die Summe der Armquerschnitte dargestellt. Zur Ermittlung des Trägheitsmomentes trägt man nach:

$$J = \int dM \cdot r^2 = \frac{\gamma}{g} \int f \cdot r^2 \cdot dr = C_1 \int f \cdot r^2 \cdot dr \quad (727)$$

das Produkt  $f \cdot r^2$  über den zugehörigen Abständen  $r$  auf;  $C_1$  ist für Gußeisen 739, für Stahlguß 800  $\frac{\text{kgsek}^2}{\text{m}^4}$ . Den Anteil des Kranzes wird man zweckmäßigerweise häufig rechnerisch aus:

$$J_k = 2\pi R_s^3 \cdot F_k \cdot \frac{\gamma}{g} = C \cdot R_s^3 \cdot F_k \quad (728)$$

ermitteln.

**Zahlenbeispiel 2.** Die Anwendung auf die Nabe und die Arme des Schwungrades Abb. 2212 zeigt Abb. 2187 unter Benutzung der folgenden Einzelwerte:

Halbmesser $r$ cm	$f$ cm <sup>2</sup>	$f \cdot r^2$ cm <sup>4</sup>
15,5	2725	656000
22	6640	3220000
27,5	8300	6280000
27,5	851	644000
66	764	3330000
105	682	7530000
144	604	12520000
182,5	530	17660000

Inhalt der Fläche Abb. 2187  $F = 5,10$  cm<sup>2</sup>; Maßstab: 1 cm<sup>2</sup> = 0,025 m<sup>4</sup>,

$$J' = C_1 \cdot F = 739 \cdot 5,10 \cdot 0,025 = 94 \text{ mkgsek}^2.$$

Trägheitsmoment des Kranzes:  $J_k = C \cdot R_s^3 \cdot F_k = 4640 \cdot 1,913^3 \cdot 0,028 = 910 \text{ mkgsek}^2$ .  
Gesamtträgheitsmoment:  $J = 94 + 910 = 1004 \text{ mkgsek}^2$ .

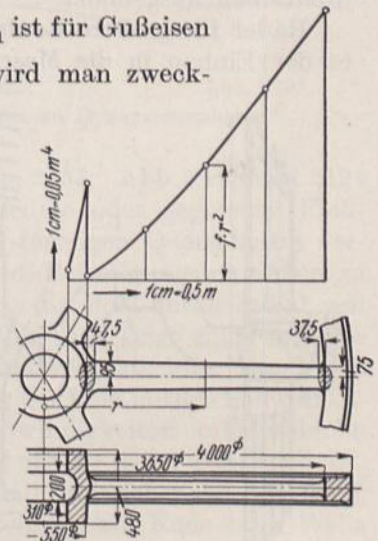


Abb. 2187. Ermittlung des Trägheitsmoments der Arme und der Nabe des Schwungrades Abb. 2212. Maßstab des Rades 1:50.



Will man nach dem Verfahren das Schwungmoment  $GD^2$  bestimmen, so braucht  $C$  nur durch  $C' = 182200$  für Gußeisen, 197300 für Stahlguß und  $C_1$  durch  $C'_1 = 7250$  für Gußeisen, 7850 für Stahlguß ersetzt zu werden.

Für das vorstehend berechnete Rad ergibt sich nach (723):

$$GD^2 = 39,2 J = 39380 \text{ kgm}^2.$$

### D. Konstruktive Durchbildung der Schwungräder.

Der Werkstoff der Schwungräder, insbesondere des Kranzes, hängt in Rücksicht auf die Beanspruchung durch die Fliehkraft von der Kranzgeschwindigkeit ab. Bis zu 30 m/sek genügt Gußeisen, bei größeren Geschwindigkeiten müssen Gußeisensorten hoher Festigkeit, besondere Verstärkungsmittel, Stahlguß und Stahl verwandt werden, die naturgemäß die Schwungräder erheblich verteuern.

Schwungräder für geringe Umfangsgeschwindigkeiten erhalten Formen nach Abb. 2188 und 2189. Das erste, für von Hand betriebene Maschinen, z. B. Rübenschneider, Häckselmaschinen usw., bestimmt, hat elliptischen Kranzquerschnitt und gekrümmte Arme. Auf einem von ihnen sitzt ein Auge zur Befestigung des Handgriffes. Das zweite bezweckt an einer Drehbank mit Fußbetrieb, die Strecklagen der an der Kröpfung angreifenden Treibstange überwinden zu helfen; es ist gleichzeitig als Schnurscheibe mit mehreren Rillen zur Veränderung der Spindel-

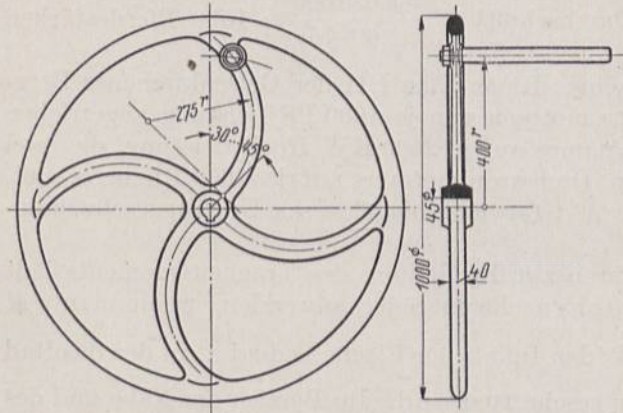


Abb. 2188. Schwungrad für von Hand betriebene Maschinen. M. 1:20.

ist gleichzeitig als Schnurscheibe mit mehreren Rillen zur Veränderung der Spindel-

drehzahlen ausgebildet. Räder für größere Laufgeschwindigkeiten können bis zu 4,4 m Durchmesser, sofern es der Einbau in die Maschine gestattet, aus einem Stück gegossen werden, größere

müssen in Rücksicht auf den Versand auf der Bahn geteilt werden. Beträchtliche Schwierigkeiten bietet die Vermeidung von Gußspannungen; sie zu beschränken, muß in Rücksicht auf die Wirkungen, die das Auseinanderfliegen von Schwungrädern hat, sowohl der Konstrukteur, als auch der Former und Gießer mit allen Mitteln bestrebt sein. Die Ursache der Gußspannungen ist, wie auf S. 161 näher dargelegt wurde, in ungleichmäßiger Abkühlung der Teile der Räder, des oft schweren Kranzes und der Nabe gegenüber den dünneren Armen, zu suchen. U- und T-förmige Kranzquerschnitte, Abb. 2201 und 2194 sind deshalb vorteilhafter als solche von rechteckiger Grundform.

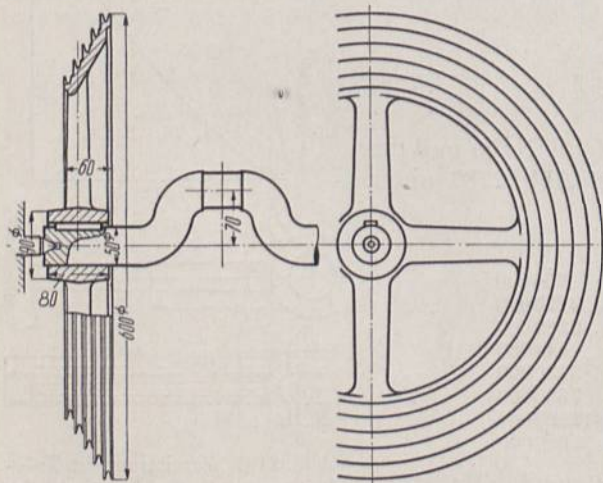


Abb. 2189. Schnurscheibenschwungrad. M. 1:10.

Größte Sorgfalt ist den Übergängen der einzelnen Teile ineinander zu schenken. Weiterhin lassen sich die Spannungen durch Sprengen der Nabe oder Teilen des Rades erheblich vermindern, Mittel, von denen fast stets an Rädern von drei Meter Durch-



messer an Gebrauch gemacht wird. Das nicht selten zu beobachtende starke Klaffen der Fuge, sowie die längs derselben auftretenden Verschiebungen beim Sprengen lassen auf oft recht beträchtliche Spannungen schließen. Erst nachdem sich die Spannungen ausgeglichen haben, wird das Rad an der Nabe und am Kranz bearbeitet und auf der Welle unter Vermeidung unnötiger zusätzlicher Spannungen befestigt. Dazu kann das Ausgießen der Fugen mit Zink nach dem Sprengen vorteilhaft sein, das sich namentlich bei mehr als zwei Fugen empfehlen dürfte. Den Armen nach Abb. 2188 durch Krümmen eine nachgiebige Form zu geben, ist nur bei ganz geringer Kranzgeschwindigkeit zulässig, da größere Fliehkräfte hohe Biegespannungen an Stelle der günstigeren Zugbeanspruchungen bei gerader Gestalt hervorrufen würden.

Der Gießer muß durch genügend nachgiebige Formstoffe und Formen und durch rechtzeitiges Freilegen des Gußstückes oder einzelner Teile desselben zur Verminderung der Spannungen beitragen. An Stahlgußrädern sind die letzteren durch nachträgliches Ausglühen und ganz langsames gleichmäßiges Abkühlen möglichst zu beseitigen.

Sehr große Räder werden häufig aus einzelnen, getrennt hergestellten Teilen zusammengebaut, Abb. 2072.

Die Schwungradkränze pflegt man wegen des ruhigeren Eindrucks beim Laufen an der Außenfläche und längs schmaler Randleisten  $a$ , Abb. 2190, abzdrehen.

Werden Schwungräder gleichzeitig als Polträger von Dynamomaschinen benutzt, so verbindet man die meist einzeln hergestellten Pole mit dem Kranz durch Schrauben nach Abb. 2190 bis 2192 oder

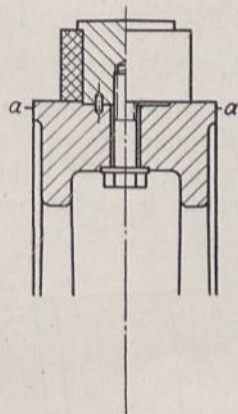


Abb. 2190.

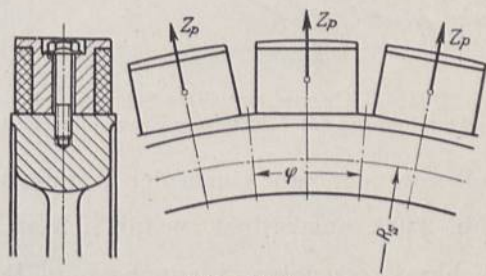


Abb. 2191.

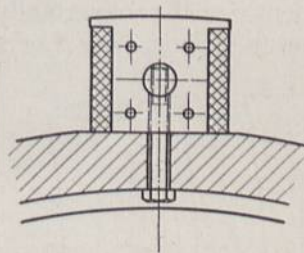


Abb. 2192.

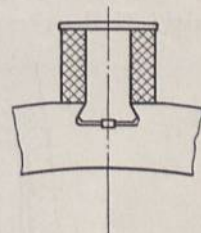


Abb. 2193.

Abb. 2190 bis 2193. Polbefestigungen an Dynamomaschinen.

durch Verspannen in schwalbenschwanzförmigen Nuten, Abb. 2193. Abb. 2190 und 2191 beziehen sich auf aus einem Ganzen bestehende geschmiedete oder gegossene Flußstahlpole. In Abb. 2190 sind zwei Armsterne oder Arme I-förmigen Querschnitts verwendet, um den Platz für die von innen her eingesetzten Befestigungsschrauben zu gewinnen. Ist der Kranz sehr dick, so empfiehlt es sich, die Pole durch radial von außen her eingesetzte Schrauben, Abb. 2191, zu halten. Abb. 2192 zeigt einen aus einzelnen Blechen zusammengenieteten Pol, bei dem ein hindurchgestecktes Rundisen als Mutter für die Schraube dient. Teurer ist die Befestigung der Pole mittels Schwalbenschwänzen, Abb. 2193, die hauptsächlich bei hohen Geschwindigkeiten an Maschinen mit massivem Anker verwendet wird und deshalb im Abschnitt 29 näher behandelt ist.

Beispiele von Schwungrädern für mittlere Umfangsgeschwindigkeit geben die Abb. 2194, 2201, 2212, 2214; vgl. auch Abb. 2072. Ein leichteres, einteiliges, am Ende einer Welle sitzendes Rad von 3 m Durchmesser ist in Abb. 2194 dargestellt. Der T-förmige Kranz und die hohl ausgebildete Nabe ermöglichen gute Übergänge zu den Armen. Auf der Welle ist das Rad durch Tangentkeile und zwei kräftige Schrupfringe befestigt.

Besondere Sorgfalt ist auf die Kranzverbindungen zwischen den Armen geteilter Räder zu verwenden. Die Verbindungsmittel müssen die Fliehspannungen im Kranz,



die sich zu einer Mittelkraft in der Schwerlinie zusammenfassen lassen, möglichst aber auch die an den Stoßstellen auftretenden Biegemomente übertragen können. Der

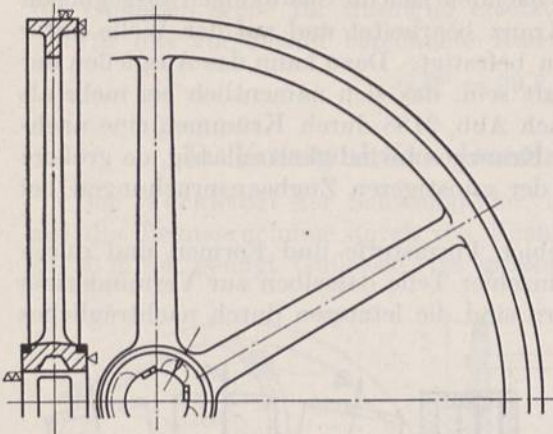


Abb. 2194. Leichteres, einteiliges Schwungrad von 3 m Durchmesser mit T-förmigem Kranzquerschnitt.

ersten Forderung wird am besten genügt, wenn man die Verbindungsmittel in der Schwerlinie selbst, Abb. 2212, oder symmetrisch zu ihr anordnet, Abb. 2197 und 2198. Biegemomente können durch Verspannung an der Kranzaußen- und -innenfläche, z. B. durch Schrumpfringe, Abb. 2199, oder durch Spreng- oder Arbeitsleisten in genügendem Abstände voneinander, Abb. 2212, übertragen werden, wenn die letzteren unter Vorspannung so stark aneinander gepreßt werden, daß ihre Anlage auch bei der größten Laufgeschwindigkeit sichergestellt bleibt. Ist das nicht der Fall, so entstehen zusätzliche Biegespannungen im Kranz an den Ansatzstellen der Arme, Abb. 2217, bei

*A* und *B*. Manchmal findet man die Stoßstellen in oder nahe einem der Wendepunkte der elastischen Linie der Kranzabschnitte, Abb. 2200, angeordnet, wofür sich  $\alpha = \frac{\varphi}{4,73}$  ergibt, wenn man lediglich die durch die

Fliehkraft erzeugten Spannungen in Betracht zieht. Dort ist das Biegemoment Null; es bleibt daher nur die Längskraft im Kranz aufzunehmen.

In Abb. 2212 dient zur Kranzverbindung ein in der Schwerlinie liegender, durch zwei Keile verspannter Bolzen. Die Löcher für den letzteren sind im Grunde weiter

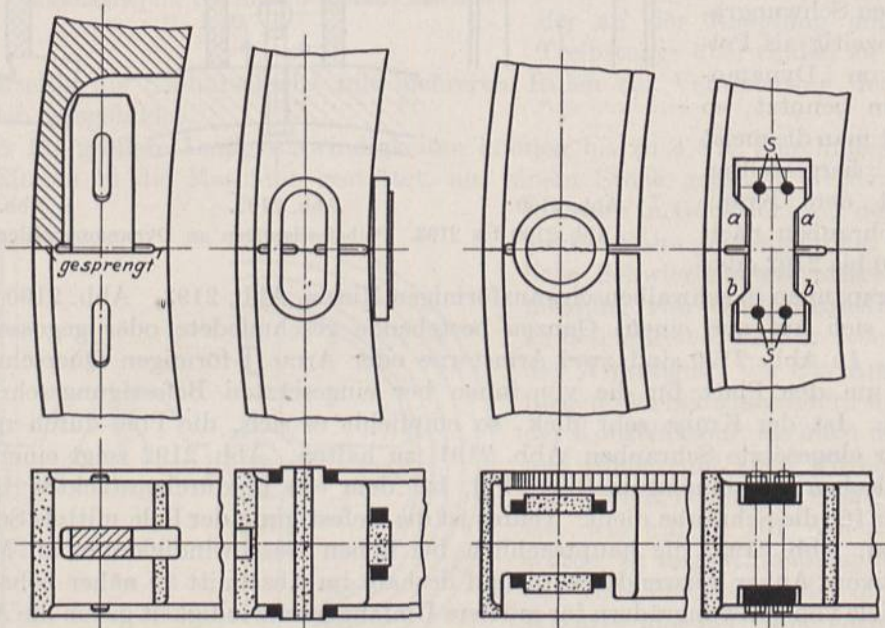


Abb. 2195 bis 2198. Kranzverbindungen.

gegossen und nur bei *a* aufgebohrt, so daß der Bolzen festsitzt. Einfacher und billiger ist eine nach innen zu offene Aussparung im Kranz, Abb. 2195, in welcher ein Flacheisen und zwei Keile die Kraftübertragung übernehmen. Abb. 2196 und 2197 zeigen Schrumpfringe, Abb. 2198 Schrumpfplatten, welche letztere sich beim Einziehen an den Flächen *a* und *b* verspannen und beim Laufen einen Teil der Kraft durch Paßschrauben *s*



aufnehmen. Bei mäßigen Kräften ordnet man die Verbindungsmittel auf den beiden Seitenflächen des Kranzes an, Abb. 2197 und 2198, bei größeren auch an der Innen- oder Außenfläche, Abb. 2199, um, wie oben erwähnt, die Biegemomente übertragen zu können, muß dann aber die äußeren gut sichern, damit sie nicht durch die Eigenfliehkraft weggeschleudert werden. Schwierig ist die zuverlässige Beurteilung der beim Zusammenschrumpfen erzeugten Kräfte. Sind sie zu klein, so erfüllen die Verbindungsmittel ihre Aufgabe unvollkommen; sind sie zu groß, so entstehen unnötig hohe Spannungen. In beiden Fällen können beim Laufen beträchtliche Nebenbeanspruchungen auftreten.

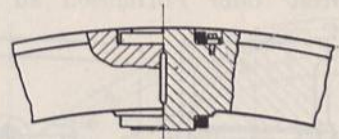


Abb. 2199. Kranzverbindung.

Ein zwischen den Armen geteiltes und an der Fuge bearbeitetes leichteres Rad für mäßige Geschwindigkeiten zeigt Abb. 2201. Der Kranz ist U-förmig gestaltet und an den Stoßstellen durch Schrauben verbunden, die durch ihre Lage in der Höhlung an einem kleineren Hebelarm biegender wirken, als bei voll rechteckigem Kranzquerschnitt. Ungünstig ist die nicht unbeträchtliche Massenhäufung zwischen den Armen, die beim Laufen zusätzliche Biegespannungen im Kranz bedingt. Die Hälften solcher Räder können voneinander getrennt hergestellt werden. Oft gießt man sie aber auch unter Einschalten einer Sprengfuge zusammen, weil sich dadurch die Übereinstimmung der Stoßflächen leichter und oft unter geringerer Nacharbeit erreichen läßt.

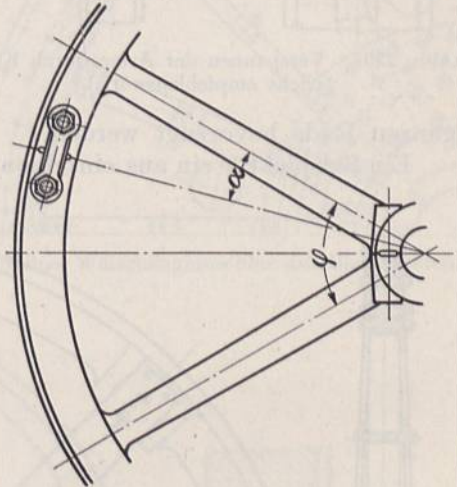


Abb. 2200. Kranzverbindung.

Bei höheren Geschwindigkeiten muß jedoch in Rücksicht auf die ungünstige Beanspruchung des Kranzes die vorstehend beschriebene Anordnung der Teilfuge zwischen den Armen vermieden werden, wie schon bei der Durchbildung der Zahnräder und Riemenscheiben wiederholt betont und im Berechnungsbeispiel 5, S. 1212, zahlenmäßig nachgewiesen wurde. Ein längs zweier Arme geteiltes Schwungrad gibt Abb. 2214 wieder. Nahe dem Kranz und der Welle angeordnete Schrauben verbinden die beiden Radhälften.

Breite Seil- und Riemenscheibenschwungräder versieht man mit zwei oder mehr Armsternen, Abb. 2214, teilt sie bei sehr großen Abmessungen auch der Breite nach in Rücksicht auf Gewicht und Herstellung und verschraubt dann die einzelnen getrennten Scheiben miteinander.

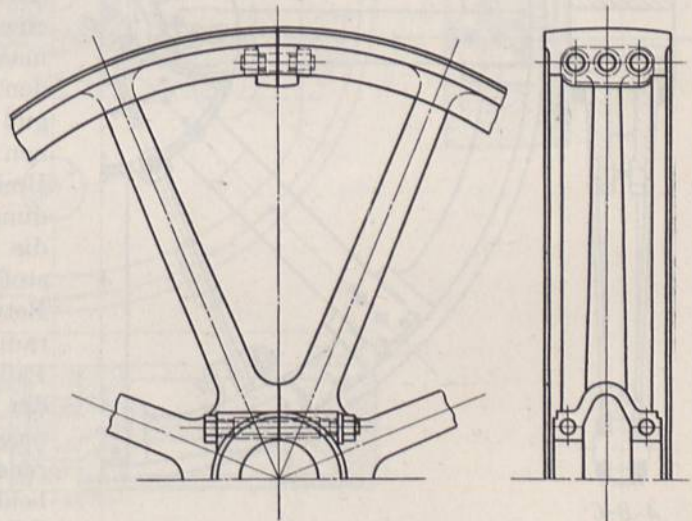


Abb. 2201. Zwischen den Armen geteiltes, an der Fuge bearbeitetes Rad.

Gußeiserne Kränze bei höheren Geschwindigkeiten als 30 m/sek zu benutzen, ist möglich, wenn die Gußspannungen oder Nebenbeanspruchungen der Kränze an den Ansatzstellen der Arme vermieden oder wenigstens beschränkt werden.



Das führt dazu, den Kranz als einen einfachen, geteilten oder ungeteilten Ring zu gießen und ihn mit der Nabe durch getrennt gegossene Arme oder durch solche aus Breit- oder Formeisen zu verbinden. Noch vollkommener ist die Verwendung von

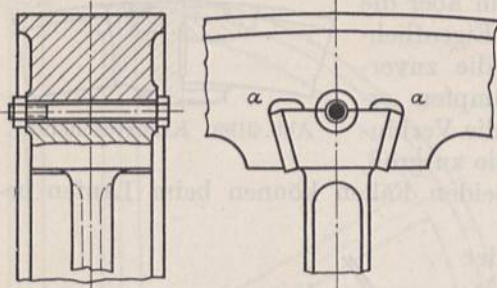


Abb. 2202. Verspannen der Arme durch Keile. (Nicht empfehlenswert.)

ganzen Rade bevorzugt werden.

Ein Beispiel für ein aus einzelnen Teilen zusammengesetztes Riemenscheibenschwungrad bietet Abb. 2072. Zweckmäßig

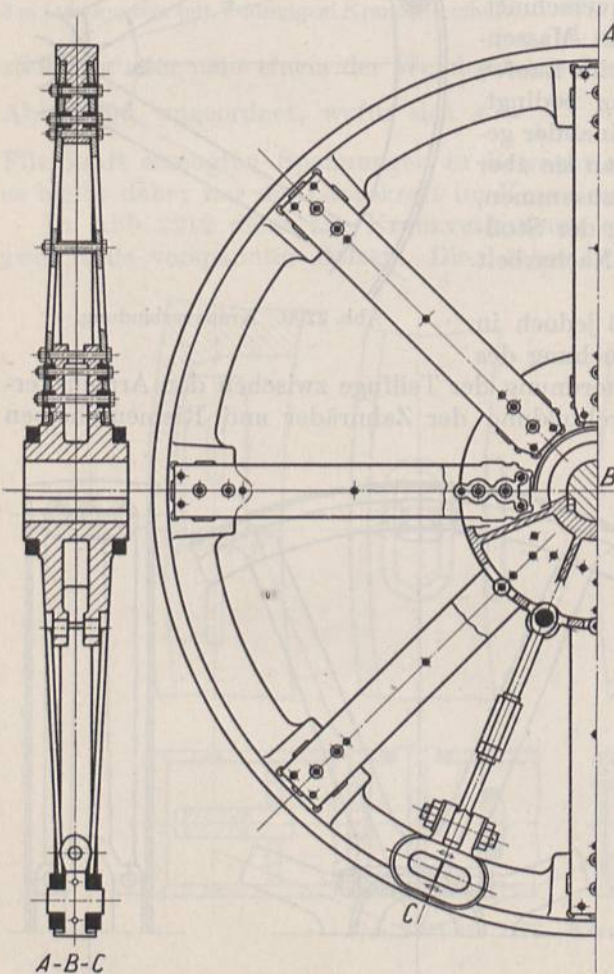


Abb. 2203. Schwungrad einer Walzenzugmaschine für 62 m/sek Kranzgeschwindigkeit.

Blechscheiben an Stelle von Armen, die durch eine genügende Zahl von Schrauben mit dem Kranz fest verbunden, einen Teil der Fliehkraftwirkung aufnehmen. Vgl. die Seilscheibe Abb. 2153 und 2154 für 40 m/sek Seilgeschwindigkeit mit zahlreichen Paßringen zwischen dem Kranz und den Blechscheiben. Hervorgehoben sei, daß an raschlaufenden Rädern vielfach einteilige Naben in Rücksicht auf den leichteren Zusammenbau, die sicherere Befestigung auf den Wellen und die gleichmäßige Ausbildung der Spannungen im

ganzen Rade bevorzugt werden. Ein Beispiel für ein aus einzelnen Teilen zusammengesetztes Riemenscheibenschwungrad bietet Abb. 2072. Zweckmäßig erscheint die Verbindung der Arme mit dem Kranz durch Schrauben, welche die an dieser Stelle auftretenden Kräfte auf einfache und naturgemäße Weise als Längskräfte aufnehmen.

Sehr bedenklich ist demgegenüber das Verspannen der Arme durch Keile nach Abb. 2202, die bei unrichtigem Eintreiben beträchtliche Zusatzspannungen im Kranze, namentlich in den Kehlen bei *a* erzeugen.

An dem für 62 m/sek Kranzgeschwindigkeit bestimmten Rad für eine elektrisch betriebene Walzenzugmaschine, Abb. 2203, ist der zwischen den Armen geteilte Kranz aus Stahlguß hergestellt und mit der gußeisernen Nabe durch acht Paar Arme aus Breiteisen verbunden. Die Verwendung von Stahl war in Rücksicht auf die Festigkeit, aber auch auf den stoßhaften und stark schwankenden Betrieb geboten. Die Übertragung der radialen Kräfte ist durch besondere Paßringe und -schrauben, diejenige der tangentialen durch seitliches Einpassen der Arme sichergestellt, während die Stoßstelle des Kranzes durch beiderseits aufgesetzte, sehr kräftige Schrumpfringe geschlossen und durch besondere Spannstangen mit der Nabe verbunden ist zwecks Ausschaltung

der Biegebeanspruchung des Kranzes durch die Fliehkraft beim Laufen. Der Kranz wiegt 7160, das ganze Rad 14050 kg.



Eine amerikanische Ausführung eines Schwungrades für eine Walzenzugmaschine gibt Abb. 2204 wieder. Sein Kranz besteht aus zahlreichen miteinander vernieteten Blechscheiben, die mit der gußeisernen Nabe durch gegen-  
seitig versteifte Blechtafeln verbunden sind. Neuerdings ersetzt man die Arme durch Scheiben mit größeren Ausparungen und geht schließlich bei sehr hohen Umfang-  
geschwindigkeiten zu vollen Stahlscheiben über. So zeigen Abb. 2205 und 2206 Schwun-  
räder der Motorenfabrik Deutz A.-G., Köln-Deutz, von gleichem Schwungmoment, das eine in geteilter Ausführung unter Verbindung der Hälften durch zwei kräftige Bolzen im Kranz und vier Schrauben an

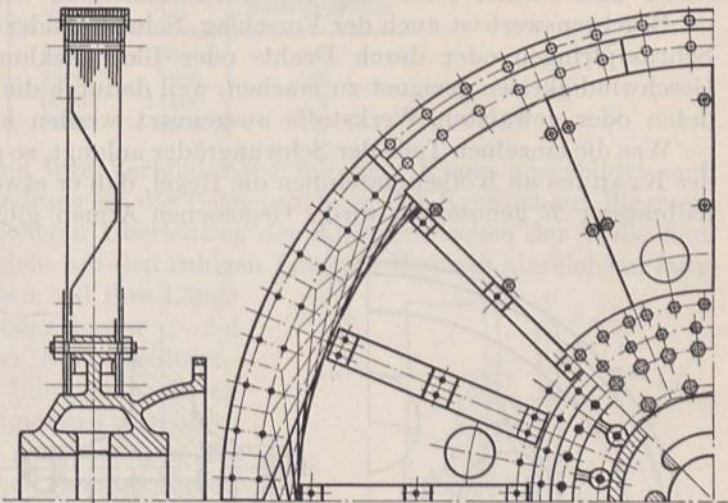


Abb. 2204. Schwungrad einer Walzenzugmaschine aus Blechplatten.

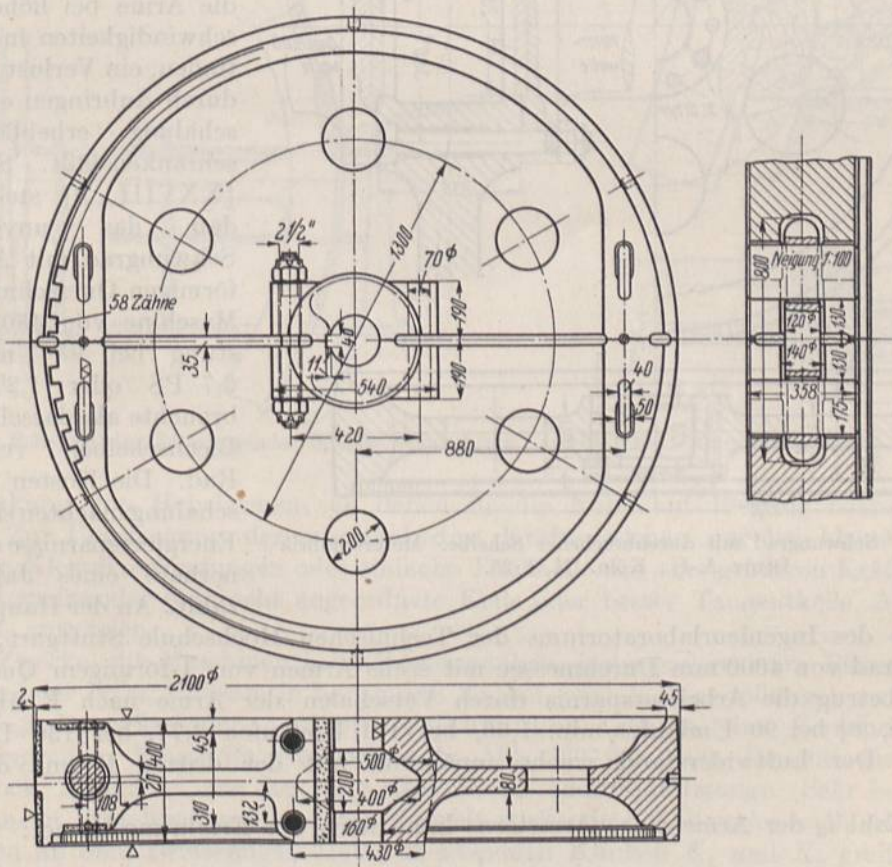


Abb. 2205. Schwungrad mit durchbrochener Scheibe. Motorenfabrik Deutz A. G., Köln. M. 1:25.

der Nabe, das andere einteilig, um zwischen die Kuppelflansche der Kurbel- und der Anschlußwelle geschaltet werden zu können. Die Leistung der Maschine wird im zweiten Falle durch zehn eingepaßte Schrauben an das Rad abgegeben und durch fünf, durch



beide Flansche hindurchgehende Schrauben an die Anschlußwelle weitergeleitet. Die Zentrierscheiben *Z* dienen nur als Paßmittel während des Aufreibens der Schraubenlöcher und werden beim endgültigen Zusammenbau weggelassen.

Beachtenswert ist auch der Vorschlag, Schwungräder durch Aufziehen von stählernen Schrumpfringen oder durch Draht- oder Blechwicklungen unter Spannung für hohe Geschwindigkeiten geeignet zu machen, weil dadurch die hohe Festigkeit durchgeschmiedeten oder gewalzten Werkstoffs ausgenutzt werden kann [XXVIII, 7].

Was die einzelnen Teile der Schwungräder anlangt, so gilt für den Außenhalbmesser *R<sub>a</sub>* des Kranzes an Kolbenmaschinen die Regel, daß er etwa gleich dem fünffachen Kurbelhalbmesser *R* genommen wird. Gegossenen Armen gibt man meist elliptischen Querschnitt und ordnet dabei

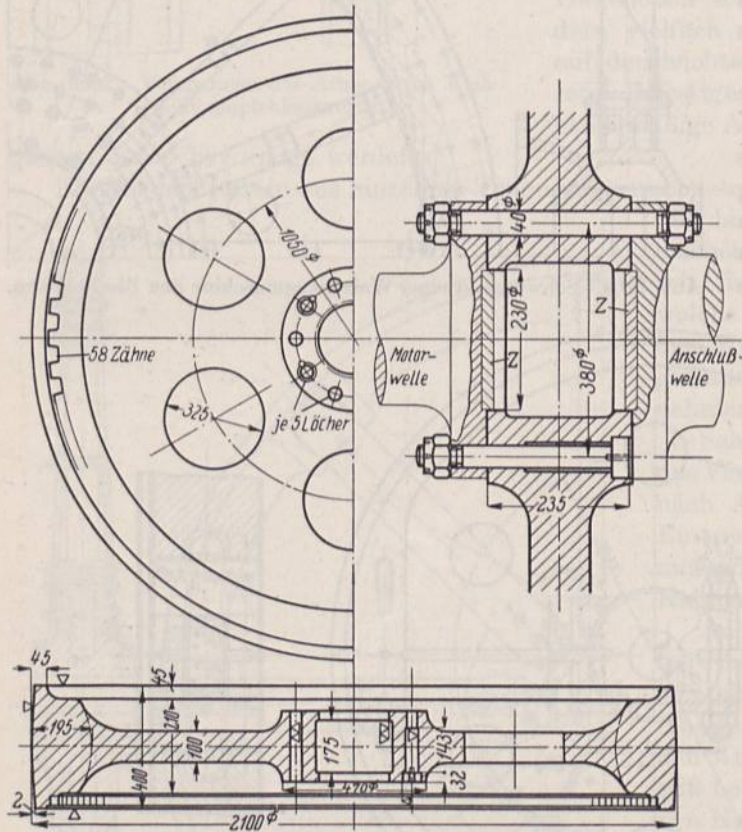


Abb. 2206. Schwungrad mit durchbrochener Scheibe. Motorenfabrik Deutz A.-G., Köln. M. 1:25.

die große Achse in der Radenebene an, man findet aber auch I-förmige, seltener dagegen hohlrunde Formen. Die meist angewandte Verjüngung nach außen zu liegt gewöhnlich zwischen 3:4 und 4:5. Nicht unbeträchtlich ist der Widerstand, den die Arme bei höheren Geschwindigkeiten in der Luft finden, ein Verlust, der sich durch Anbringen einer Verschalung erheblich einschränken läßt. Scholtes [XXVIII, 8] stellte fest, daß das unverschaltete Schwungrad mit Armen I-förmigen Querschnitts einer Maschine von 450 PS Leistung bei 95 Umdr./min. 5,7 PS oder 1,2% mehr brauchte als dasselbe durch Blechscheiben verkleidete Rad. Die Kosten der Verschalung machten sich durch Energieersparnisse schon innerhalb eines Jahres bezahlt. An der Hauptdampf-

maschine des Ingenieurlaboratoriums der Technischen Hochschule Stuttgart, die ein Schwungrad von 4000 mm Durchmesser mit sechs Armen von I-förmigem Querschnitt besitzt, betrug die Arbeitersparnis durch Verschalen der Arme nach E. Heinrich [XXVIII, 9] bei 90 Umläufen/min. 1,66, bei 111 Umläufen 2,77, bei 130 Umläufen 4,4 PS. Der Luftwiderstand wuchs annähernd mit der dritten Potenz der Umlaufzahl.

Die Zahl *i<sub>0</sub>* der Arme eines Armsterns kann nach der Erfahrungsformel:

$$i_0 = \frac{1}{9} \cdot \sqrt{D_a^{mm}}, \tag{729}$$

entsprechend folgenden Zahlen genommen werden:

<i>i<sub>0</sub></i> =	4	6	8	10	12 Arme
bei Durchmessern bis	2100	2100...4000	4000...6600	6600...9800	über 9800 mm.



53 Schwungräder wiesen folgende Armzahlen und Durchmesser auf:

Armzahl	Durchmesser		Anzahl der Schwungräder
	von	bis	
6	1800	5000	21
8	3200	7500	26
10	6000	11400	3
12	7500	8000	3

Je nachgiebiger die Arme und ihre Verbindungen mit dem Kranz ausgebildet und je größer ihre Zahl ist, um so niedriger ist die Beanspruchung des Kranzes auf Biegung.

Die Nabe muß wegen der sicheren Überleitung der Kräfte zwischen der Welle und den Armen kräftig und in Rücksicht auf den ruhigen Lauf des Kranzes hinreichend lang sein. Selbst bei schmalen Kranzen soll ihre Länge sichern Sitzes halber  $> 1,5 d$  oder besser  $> 2 d$  genommen werden, wenn  $d$  den Bohrungsdurchmesser bedeutet. Viel länger führt man sie an breiten Riemen- oder Seilswungrädern aus, allerdings unter Einschalten von Aussparungen im Innern. Die Verbindungsschrauben geteilter Naben ordnet man nahe der Welle an unter möglichster

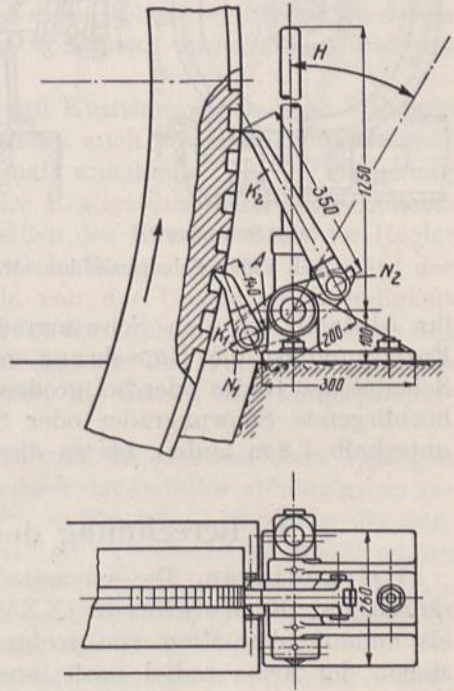
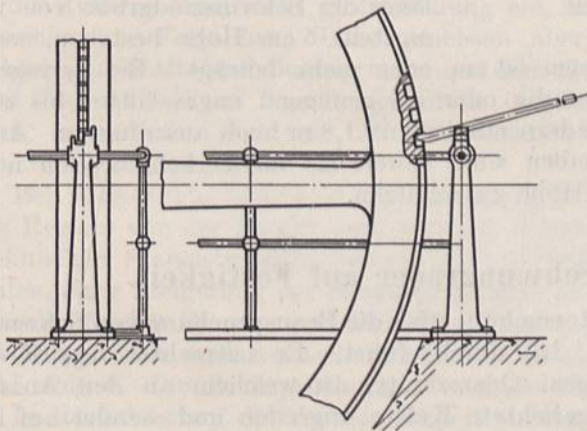


Abb. 2207. Schalten des Schwungrades mittels Schaltstange. Abb. 2208. Andrehvorrichtung. M. 1:15.

Einschränkung von Hebelarmen, an denen sie die Nabe auf Biegung beanspruchen können. Zur Übertragung der wechselnden Kräfte reichen nur bei kleinen Drehmomenten Klemmverbindungen oder einfache Treibkeile aus; bei größeren Kräften muß man zwei zueinander senkrecht angeordnete Keile oder besser Tangentkeile, Abb. 2203 und 2212, anwenden.

Dem Zwecke, die Maschinen beim Zusammenbau, insbesondere beim Einstellen der Steuerung oder beim Anlassen in bestimmte Kurbel- oder Kolbenstellungen zu bringen, dienen Schaltwerke oder Andrehvorrichtungen, die in eine Verzahnung am Kranze eingreifen. Einige Beispiele zeigen die Abb. 2207 bis 2209. Die einfachste Form ist ein Bock, Abb. 2207, zur Stützung einer Brech- oder Schaltstange. Sehr häufig benutzt man an mittelgroßen Maschinen doppelt wirkende Schaltwerke nach Abb. 2208. Die beiden an dem zweiarmigen Hebel  $A$  sitzenden Klippen  $K_1$  und  $K_2$  greifen beim Hin- und Herbewegen des Handhebels  $H$  abwechselnd in die Zähne des Schwungradkranzes ein und bewegen dabei das Rad im Sinne des Pfeils. Beim Zurücklegen des Hebels kommen beide Klippen außer Eingriff, stützen sich dabei aber gegen die Nasen  $N_1$  und  $N_2$ , um beim Aufrichten wieder betriebsbereit zu sein. Große Maschinen verlangen besondere, meist elektrisch betriebene Andrehvorrichtungen, die beim Anspringen der



Maschine selbsttätig außer Eingriff treten müssen, z. B. nach Abb. 2209, wo das mit der Verzahnung  $Z$  an der Innenfläche des Kranzes  $K$  kämmende Ritzel  $R$  auf einem steilen Schraubengewinde  $S$  sitzt, längs welchem es sich nach rechts schraubt und außer Eingriff kommt, wenn die Umfangsgeschwindigkeit des Rades größer als die des Ritzels wird.

Zur Verhütung von Unfällen sind alle Schwungräder von Kraftmaschinen, aber auch alle übrigen im Verkehrsbereich liegenden Schwungräder samt den anschließenden

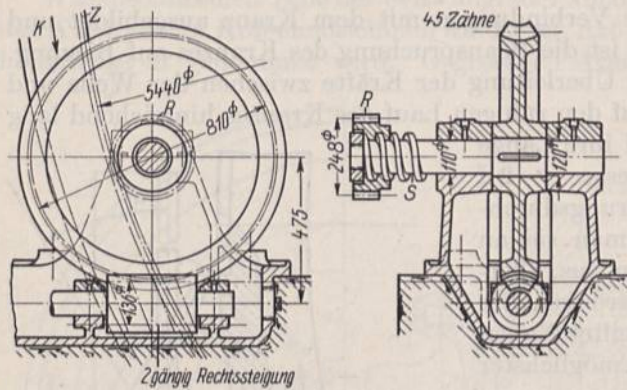


Abb. 2209. Schaltmaschine. M. 1:25.

Riemen- oder Seilzügen zu umfriedigen. Diese Umfriedungen müssen genügende Höhe und hinreichenden Abstand vom Rad haben oder so beschaffen sein, daß man nicht hindurchgreifen kann. Wegen der Einzelheiten vgl. die Vorschriften der verschiedenen Berufsgenossenschaften [XXVIII, 14]. Z. B. können die Umfriedungen nach denjenigen der chemischen Industrie aus Geländern mit Zwischenstangen von mindestens einem Meter Höhe und Fußleisten längs der Schwungradgrube von wenigstens 5 cm Höhe bestehen, wenn

ihr Abstand von den Schwungradarmen 50 cm oder mehr beträgt. Bei geringerer Entfernung ist die Umfriedung vollwandig oder als genügend enges Gitter bis zum Scheitel des Rades oder bei großen Rädern mindestens 1,8 m hoch auszuführen. Auch hochliegende Schwungräder oder Scheiben sind, soweit sie im Verkehrsbereich noch unterhalb 1,8 m laufen, bis zu dieser Höhe zu schützen.

## E. Berechnung der Schwungräder auf Festigkeit.

1. Grundlagen. Die genaueste Untersuchung über die Beanspruchung von Schwungrädern hat K. Reinhardt [XXVIII, 10] durchgeführt. Er betrachtet den Kranz als umlaufenden Ring von rechteckigem Querschnitt, an welchem an den Ansatzstellen der Arme radial nach innen gerichtete Kräfte angreifen und wendet auf ihn die allgemeinen Grundgleichungen der Elastizitätslehre an. Dabei setzt er lediglich einen ebenen Spannungszustand in allen zur Drehachse senkrechten Ebenen voraus. Die Ableitung und der Rechnungsgang sind naturgemäß ziemlich verwickelt. Auf die größte Beanspruchung hat in erster Linie das Verhältnis der Kranzdicke zum Durchmesser Einfluß, in zweiter aber auch die Größe der Strecke, längs welcher die radialen Kräfte wirken, an der also die Arme ansetzen. Lange Ansatzflächen sind günstig. Auf der Theorie der gekrümmten Balken, also der Annahme, daß auch die Querschnitte des Kranzes eben bleiben und hyperbolische Spannungsverteilung gelte, fußen Grashof [XXVIII, 11] und Tolle [XXVIII, 3]. In noch weiterer Vereinfachung nehmen u. a. Goebel [XXVIII, 12] und Schenk [XXVIII, 13] ebene Spannungsverteilung in den Kranzquerschnitten an, benutzen also die für gerade Balken gültigen Beziehungen. Durch eingehende Vergleichsrechnungen wies nun Reinhardt nach, daß die einfacheren Verfahren der zweiten und dritten Art bei starken Kränzen gegenüber der genaueren Rechnung 15 bis 25% Abweichung ergeben. Die Abweichungen wachsen mit zunehmender Dicke der Kränze, können aber in Kauf genommen werden, da die Gußspannungen gegossener Räder erhebliche, durch Rechnung nicht verfolgbare Störungen bedingen und da die Voraussetzung aller Festigkeitsrechnungen, daß Verhältnissgleichheit zwischen Spannungen und Formänderungen bestehe, für das am häufigsten verwendete Gußeisen nur annähernd zutrifft. Man pflegt diese Umstände, ebenso wie



zusätzliche Spannungen, die durch die konstruktive Durchbildung oder beim Zusammenbau entstehen können, durch niedrige Werte der zulässigen Beanspruchung zu berücksichtigen. Besondere Beachtung verdient die Möglichkeit des Durchgehens mancher Maschinen.

Zu den Spannungen infolge der konstruktiven Durchbildung gehören diejenigen durch Massenanhäufungen im Kranz und Schwächungen des Krauzquerschnittes, Kerbwirkungen an den Übergangstellen zwischen den einzelnen Teilen, namentlich aber die durch Teilung der Räder entstehenden. Sie sind, soweit sie sich rechnerisch verfolgen lassen, in dem Abschnitte über genauere Berechnung von Schwungrädern näher behandelt.

Die beim Zusammenbau, etwa durch nicht genügendes oder zu starkes Anspannen von Schrauben- oder Schrumpferverbindungen entstehenden Störungen der Spannungsverteilung, die namentlich schädlich sind, wenn die Kräfte Hebelarme finden, an denen sie auf Biegung wirken, lassen sich nur auf Grund von meist unsicheren Annahmen rechnerisch verfolgen.

Zum Durchgehen der Maschinen sei bemerkt, daß Kraftmaschinen beim Versagen oder zu spätem Einsetzen der Reglerwirkung, manchmal auch bei plötzlichem Wegfall des Widerstandes eine höhere Drehzahl als die normale annehmen. In der Beziehung ist namentlich der früher häufig benutzte Antrieb des Reglers durch Riemen schon oft verhängnisvoll geworden. Beim Abfallen oder Zerreißen des Riemens sinkt der Regler in die Ruhelage und stellt große Füllung ein, was rasche Steigerung der Drehzahl der Maschine zur Folge hat. Dabei wachsen aber alle von der Umfangsgeschwindigkeit abhängigen Kräfte und Beanspruchungen dem Quadrat der Drehzahl entsprechend; das Rad fliegt, sobald an irgendeiner Stelle die Bruchfestigkeit des Werkstoffes erreicht wird, auseinander und ruft nun Zerstörungen hervor, die der in ihm aufgespeicherten Wucht entsprechen.

Bei Wasserturbinen ist die Steigerung der Drehzahl im Leerlauf beim Versagen des Reglers von der Bauart und etwaigen Schwankungen des Gefälles abhängig: an gewöhnlichen Francisturbinen beträgt die Leerlaufdrehzahl das 1,6 . . . 1,8fache der normalen, einer Steigerung der Beanspruchungen auf das 2,6 . . . 3,2fache entsprechend, an schnelllaufenden Francis- und Propellerturbinen kann die Leerlaufdrehzahl auf das 2,5, bei Anlagen mit stark wechselndem Gefälle bis zu etwa dem 3fachen der normalen Drehzahl steigen. Die Beanspruchungen wachsen dabei auf das 6,2 . . . 9fache.

In Rücksicht auf die Verwendbarkeit an verschiedenen Maschinen empfiehlt es sich, die Festigkeitsverhältnisse der Schwungräder, ähnlich wie diejenigen der Riemenscheiben, vgl. S. 1201, auf eine obere Grenzgeschwindigkeit oder -drehzahl zu berechnen, gußeiserne Speichenschwungräder z. B. auf 30 m/sek.

Die Grundlage der im folgenden angegebenen Berechnung der Speichenschwungräder bilden die Ausführungen über die Berechnung der Riemenscheiben, S. 1200 u. f. Als Unterschiede sind hervorzuheben, daß die auf S. 1201 unter b), c) und d) genannten Kräfte, nämlich zu übertragende Umfangskräfte, der Achsialdruck und der Flächendruck zwischen Riemen und Scheibe, nur in dem Falle in Betracht kommen, daß das Schwungrad gleichzeitig als Riemen- oder Seilscheibe dient, daß aber die unter e) genannten Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte dem Zweck der Schwungräder entsprechend eine wichtige Rolle spielen und genau beachtet werden müssen und daß schließlich das Kranzgewicht schwerer Räder in ähnlicher Weise wie der unter c) genannte Achsdruck auf die Arme senkrecht nach unten wirkt und sich im Gegensatz zu Abb. 2088 auf alle Arme verteilt. Die gerade in der oberen Hälfte des Rades liegenden Arme werden auf Druck bzw. auf Druck und Biegung, diejenigen in der unteren Hälfte auf Zug bzw. auf Zug und Biegung meist aber in sehr geringem Maße in Anspruch genommen.

2. Überschlägliche Berechnung von Schwungrädern. Bei dieser für langsam laufende Räder genügenden Berechnung beschränkt man sich, ähnlich wie bei Riemenscheiben, auf die Ermittlung der Zugspannungen im Kranz nach Formel (679), der Biege-



spannungen in den Armen, die bei der Überleitung der Überschußarbeit zwischen der Nabe und dem Kranz, die bei der Überleitung der Überschußarbeit zwischen der Nabe und dem Kranz und durch etwaige Umfangskräfte entstehen und auf die Berechnung der Verbindungsmittel gesprengter Naben oder geteilter Räder. Für die mittlere Zugspannung im Kranz pflegt man an gußeisernen Schwungrädern gewöhnlich nicht mehr als  $k_z = 67 \text{ kg/cm}^2$ , einer Kranzgeschwindigkeit:

$$v_k = \sqrt{\frac{g \cdot k_z}{\gamma}} = \sqrt{\frac{981 \cdot 67 \cdot 1000}{7,25}} = 3000 \text{ cm/sek} \quad \text{oder} \quad 30 \text{ m/sek}$$

entsprechend, zuzulassen und nur an Kränzen, bei denen die gleichmäßige Inanspruchnahme gesichert ist, bis höchstens  $100 \text{ kg/cm}^2$  oder  $v = 36,8 \text{ m/sek}$  zu gehen. Beim Austausch der Energie zwischen der Welle und dem Kranz ist der größte überschießende Tangentialdruck maßgebend, dargestellt durch die größte Ordinate der in Abb. 1064 oder 1067 durch senkrechte Strichlage hervorgehobenen Fläche. Hat derselbe die Größe  $T_u$  und ist er, wie üblich, auf den Kurbelkreis vom Halbmesser  $R$  bezogen, so stellt  $\frac{T_u \cdot R}{R_a}$  die Kraft am Umfang des Schwungrades, Abb. 2210, und

$$M_b = \frac{T_u \cdot R}{i \cdot R_a} \cdot y$$

das Biegemoment dar, das einen einzelnen Arm an der Nabe belastet. Hat das Rad auch noch die Leistung der Maschine durch Riemen oder Seile abzugeben, so erhöht sich das Moment entsprechend Formel (680) um  $\frac{2U \cdot y}{i}$ , so daß das Widerstandsmoment eines Armes:

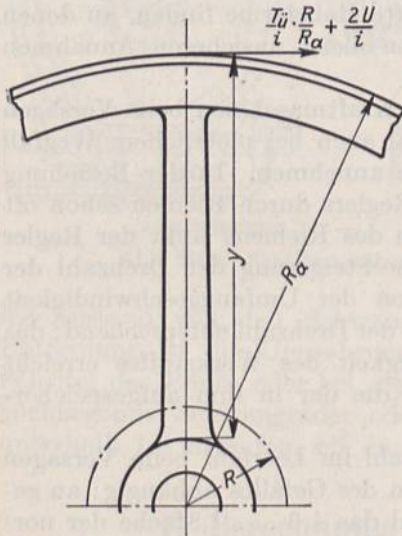


Abb. 2210. Zur Berechnung der Schwungradarme.

$$W = \frac{\pi a_1^2 \cdot b_1}{4} = \left( \frac{T_u \cdot R}{R_a} + 2U \right) \frac{y}{i \cdot k_b} \quad (730)$$

sein muß. Bei der Teilung eines Rades längs einer Armebene sind die Armhälften so zu verstärken, daß sie Widerstandsmomente von je  $\frac{W}{2}$  aufweisen. Gibt man ihnen halbelliptischen Querschnitt geometrisch ähnlicher Form wie den ungeteilten Armen, Abb. 2214, so müssen die Halbachsen  $a_2 = 1,27 a_1$  und  $b_2 = 1,27 b_1$  sein. Auch in den Armen läßt man unter Beachtung der wechselnden Belastung durch die Tangentialdrucke nur mäßige Beanspruchungen, z. B. an gußeisernen Rädern,  $k_b = 100 \dots 180 \text{ kg/cm}^2$ , zu.

Von den Verbindungsmitteln gesprengter Naben gilt bei leichten Schwungrädern das bei den Riemenscheiben S. 1203 Gesagte. Sie werden häufig auf die Fliehkraft einer Radhälfte berechnet. Ist das Rad geteilt, so muß die Kranzverbindung geeignet sein, mindestens die Kraft  $F_k \cdot \sigma_z$  zu übertragen. Bei raschlaufenden Rädern müssen auch die an den Stoßstellen wirkenden Momente, vgl. Berechnungsbeispiel 5, S. 1286 beachtet und in geeigneter Weise aufgenommen werden.

3. Genauere Ermittlung der Beanspruchung von Schwungrädern. Für dieselbe sei in Rücksicht auf die meist größere Stärke der Kränze die Theorie der gekrümmten Balken herangezogen. Dieselbe verlangt zunächst eine Berichtigung der Formel (679), bei deren Ableitung eine gleichmäßige Verteilung der Zugspannung über den Kranzquerschnitt vorausgesetzt war. Schneidet man aus einem Kranz vom Außenhalbmesser  $R_a$  und dem Innenhalbmesser  $R_i$ , Abb. 2211, ein Stück unter dem Zentriwinkel  $\varphi$  heraus, so bleibt dieser Winkel, wenn sich der Ring beim Laufen um  $\varrho_k$  in radialer Richtung erweitert, unverändert erhalten. Dabei werden sämtliche Ringfasern



um das gleiche Maß  $\lambda_k = \delta_k \cdot \psi$  verlängert; verschiedene Beträge nimmt aber die Dehnung an, der die Fasern unterliegen, weil diese verschieden lang sind. An der inneren von der Länge  $R_i \cdot \psi$  beträgt:

$$\varepsilon_i = \frac{\lambda_k \cdot \psi}{R_i \cdot \psi} = \frac{\lambda_k}{R_i},$$

an der mittleren  $\varepsilon = \frac{\lambda_k}{R_s}$ . Wie die Dehnungen verhalten sich aber auch nach dem Proportionalitätsgesetz die Spannungen:

$$\frac{\sigma_{zi}}{\sigma_z} = \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon} = \frac{R_s}{R_i},$$

so daß diejenige längs des Innenrandes auf:

$$\sigma_{zi} = \sigma_z \cdot \frac{R_s}{R_i} = \frac{\gamma \cdot v_k^2}{g} \cdot \frac{R_s}{R_i} \quad (731)$$

steigt, die an der Außenfläche aber auf:

$$\sigma_{za} = \frac{\gamma \cdot v_k^2}{g} \cdot \frac{R_s}{R_a} \quad (732)$$

sinkt. Die Spannungsverteilung ist durch ein Hyperbel, Abb. 2211, gekennzeichnet.

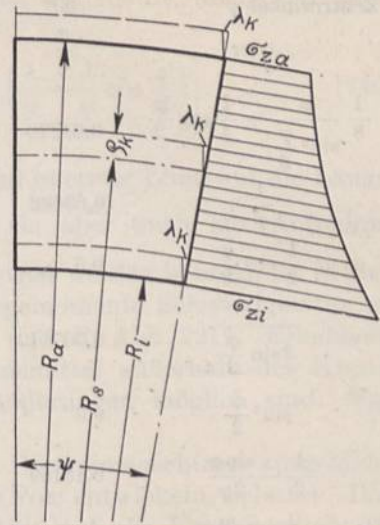


Abb. 2211. Spannungsverteilung in breiten Schwungringen.

Die weitere Untersuchung erfolgt zweckmäßigerweise auf dem bei der genaueren Berechnung von Riemenscheiben, S. 1203, angegebenen Wege. Sie sei in kurzen Zügen wiederholt. Man ermittelt zunächst die Kranzerweiterung in radialer Richtung durch die Fliehspannung nach Formel (683)  $\varrho_k = \alpha_k \cdot \sigma_z \cdot R_s$ , die Verlängerung  $\lambda_A$  der Arme durch die Eigenfliehkraft an Hand von Abb. 2085 und Formel (684) aus  $\lambda_A = \alpha_A \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2}{g} \cdot F'' \cdot \xi$  und durch Formänderungsdreiecke nach Abb. 2086 die statisch unbestimmte Längskraft  $X_A$  in den Armen aus  $X' = \frac{(\varrho_k - \lambda_A) \cdot f_m}{\alpha_A \cdot l}$  und  $X'' = \frac{(\varrho_k - \lambda_A) \cdot J_k}{\alpha_k \cdot R_s^2 \cdot C}$ . Dabei muß  $C$  in Rücksicht auf die an Schwungrädern meist größere Stärke des Kranzes in radialer Richtung genauer nach:

$$C = \frac{1}{8} \frac{\varphi}{\sin^2 \varphi/2} + \frac{1}{4} \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2} - \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k} \quad (733)$$

unter Benutzung der folgenden Zahlen (siehe Zusammenstellung 167, S. 1282) bestimmt werden.

Bezüglich der Ableitung der Formel (733) muß auf die Reinhardtsche Arbeit [XXVIII, 10] verwiesen werden. Bemerkt sei nur, daß die dort auf S. 62 unter Nr (39) angeführte Formel sich mit den hier benutzten Bezeichnungen auf die Form:

$$\alpha_k \cdot R_s \cdot \sigma_z = \lambda_A + \frac{X_A \cdot \alpha_A \cdot l}{f_m} + \frac{X_A \cdot \alpha_k \cdot R_s^2}{J_k} \cdot C$$

Erweiterung des Kranzes
Verlängerung des Arms durch Eigenfliehkraft
+ Verlängerung des Arms durch  $X_A$ 
Verlängerung des Kranzes durch  $X_A$

bringen läßt, wobei die Bedeutung der einzelnen Glieder beim Vergleich mit Formel (682) ersichtlich wird. Der Wert von  $\frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k}$  liegt zwar meist in der Nähe von 1, darf aber bei der genaueren Ermittlung der Spannungen nicht unberücksichtigt bleiben, weil  $C$  durch den zahlenmäßig kleinen Unterschied von

$$\frac{1}{8} \frac{\varphi}{\sin^2 \varphi/2} + \frac{1}{4} \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2} \quad \text{und} \quad \frac{1}{\varphi} \frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k}$$

gegeben ist. Das gilt um so mehr, je größer die Kranzdicke in radialer Richtung ist.



## Zusammenstellung 167. Hilfswerte bei der Berechnung von Schwungrädern.

Armzahl $i_0$	4	6	8	10	12	16
Zentriwinkel $\varphi$	90°	60°	45°	36°	30°	22,5°
oder	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{5}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{8}$
$\frac{1}{8} \frac{\varphi}{\sin^2 \frac{\varphi}{2}} + \frac{1}{4} \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2}$	0,64270	0,95661	1,27393	1,59190	1,91006	2,54656
$\frac{1}{\varphi}$	0,63662	0,95493	1,27324	1,59155	1,90986	2,54648
$\frac{1}{2} \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2}$	0,5	0,86603	1,34076	1,53884	1,86603	2,51367
$\frac{1}{2 \sin \frac{\varphi}{2}}$	0,70711	1,0	1,30656	1,61800	1,93830	2,56290
$\sin^2 \frac{\varphi}{2}$	0,5	0,25	0,14645	0,09549	0,06699	0,03806
$\frac{1}{2} - \frac{\sin \varphi}{2\varphi}$	0,18169	0,08651	0,04984	0,03225	0,02253	0,01276
$\frac{1}{2} \sin \frac{\varphi}{2}$	0,35356	0,25	0,19134	0,15451	0,12941	0,09755
$\frac{1}{\varphi} - \frac{1}{\varphi} \cos \frac{\varphi}{2}$	0,18646	0,12795	0,10100	0,07789	0,06511	0,04895

Die durch die Armkraft  $X_A$  bedingten Biegemomente im Kranze ergeben sich auf Grund der Theorie der gekrümmten Balken an den Ansatzstellen der Arme:

$$M_{bX} = -X_A \cdot R_s \left( \frac{1}{\varphi} \frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k} - \frac{1}{2} \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2} \right), \quad (734)$$

mitten zwischen den Armen:

$$M'_{bX} = +X_A \cdot R_s \left( \frac{1}{2 \sin \varphi/2} - \frac{1}{\varphi} \frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k} \right). \quad (735)$$

Bei der Ermittlung des Biegemomentes  $M_0$ , das durch die starre Verbindung der Arme mit dem Kranz entsteht, ist sowohl die Wirkung von  $T_u$  auf sämtliche, als auch gegebenenfalls diejenige der Umfangskraft  $U$  auf die Hälfte der Arme zu berücksichtigen. Demgemäß geht Formel (694) über in:

$$M_0 = \pm \frac{\varphi \left( U + T_u \cdot \frac{R}{2R_s} \right) y \cdot l \cdot J_k}{2\pi (R_s \cdot \varphi \cdot J_A + l \cdot J_k)}. \quad (736)$$

Die Wirkung von etwaigen Riemen und Seilen wird wiederum aus dem Achsdruck  $A$  berechnet. Das Biegemoment über den Ansatzstellen der Arme ist:

$$M_{bA} = + \frac{A \cdot R_s}{2} \left[ \sin^2 \frac{\varphi}{2} - \frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k} \left( \frac{1}{2} - \frac{\sin \varphi}{2\varphi} \right) \right], \quad (737)$$

das mitten dazwischen:

$$M'_{bA} = - \frac{A \cdot R_s}{2} \left[ 2 \sin^2 \frac{\varphi}{4} - \frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k} \left( \frac{1}{2} - \frac{\sin \varphi}{2\varphi} \right) \right]. \quad (738)$$

Außerdem entsteht im Kranzquerschnitt über den Armen eine Druckkraft:

$$N = \frac{A}{2} \cdot \sin^2 \frac{\varphi}{2}. \quad (739)$$

Von den durch die konstruktive Durchbildung bedingten Spannungen lassen sich die Wirkung von Massenanhäufungen oder Schwächungen des Kranzquerschnittes



wiederum genügend genau durch entsprechende Einzelkräfte beurteilen. Eine in der Mitte zwischen zwei Armen sitzende Anhäufung vom Gewicht  $G'$  und dem Schwerpunkt- abstande  $R'$  von der Drehachse erzeugt, falls der Kranz durchläuft, an den Ansatz- stellen der Arme ein Biegemoment:

$$M_{bG'} = \frac{G'}{g} \omega^2 \cdot R' \cdot R_s \left[ \frac{1}{2} \sin \frac{\varphi}{2} - \frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k} \left( \frac{1}{\varphi} - \frac{1}{\varphi} \cos \frac{\varphi}{2} \right) \right]. \quad (740)$$

Ist die Stoßstelle nicht biegefest, so gilt Formel (691).

Die Verbindungsmittel an den Kranzstoßstellen sind in erster Linie auf die Längs- kraft im Kranz  $F_k \cdot \sigma_z = \frac{F_k \cdot \gamma \cdot v_k^2}{g}$  zu berechnen. Wie sie aber auch zur Aufnahme der an diesen Stellen wirkenden Biegemomente herangezogen werden können, ist in Bei- spiel 5 unter b) gezeigt. Bietet die Aufnahme dieser Biegemomente Schwierigkeiten, so erhöhen sich die Beanspruchungen der Querschnitte  $A$  und  $B$ , Abb. 2217. Erhebliche Zusatzspannungen kann die Anordnung der Verbindungsmittel außerhalb der Kranz- schwerlinie bedingen, wenn die entsprechenden Formänderungen möglich sind. Vgl. hierzu die Ausführungen zu Abb. 2081 auf S. 1206.

Kränze von Schwungrädern, die als Polträger von Dynamomaschinen ausgebildet sind, werden zusätzlich durch die Fliehkräfte, welche die Pole entwickeln, belastet. Ihre Wirkung kann man sich in erster Annäherung gleichmäßig auf alle Kranzquerschnitte verteilt denken. Sind  $z$  Pole im gleichen Abstand voneinander vorhanden, so ist der Zentriwinkel, auf den ein Pol entfällt  $\varphi_0 = \frac{2\pi}{z}$  und die Länge des Bogens, auf welcher die Fliehkraft  $Z_p$  eines Pols längs des Schwerpunktkreises zu verteilen ist,  $\varphi_0 \cdot R_s$ . So- mit entfallen auf einen Zentimeter dieses Bogens  $\frac{Z_p}{\varphi_0 \cdot R_s} = \frac{z \cdot Z_p}{2\pi R_s}$  kg, während die Fliehkraft, die ein Kranzstück von 1 cm Länge entwickelt  $Z_{1\text{cm}} = F_k \cdot \frac{1 \cdot \gamma \cdot v_k^2}{g R_s}$  ist.

Mithin wird die mittlere Fliehspannung  $\sigma_z = \frac{\gamma}{g} v_k^2$  im Kranz auf:

$$\sigma'_z = \frac{\gamma \cdot v_k^2}{g} \cdot \frac{Z_{1\text{cm}} + \frac{z \cdot Z_p}{2\pi R_s}}{Z_{1\text{cm}}} = \frac{\gamma \cdot v_k^2}{g} + \frac{z \cdot Z_p}{2\pi \cdot F_k} \quad (741)$$

erhöht. Die größte Zugspannung am Innenrand des Kranzes steigt entsprechend For- mel (731) auf:

$$\sigma'_{zi} = \sigma'_z \cdot \frac{R_s}{R_i}. \quad (742)$$

Diese in allen Kranzquerschnitten gleichen Spannungen sind Mittelwerte. In Wirklich- keit wird die durch die Eigenfliehkraft des Kranzes entstehende Grundspannung über- lagert durch Spannungswellen, welche die einzelnen Pole erzeugen. Unter den Befestigungsschrauben oder im Falle der Befestigung der Pole durch Schwalbenschwänze, unter den Randzacken, entstehen dabei um so beträchtlichere Spannungserhöhungen, je kleiner die Polzahl und je geringer die Stärke und Widerstandsfähigkeit des Kranzes gegenüber Biegung ist, vgl. [XXVIII, 15].

Die genauere Berechnung der Arme hat neben der Wirkung der Tangentialdrucke und etwaiger Umfangskräfte nach (730) noch die Wirkung der Eigenfliehkraft  $Z_A$  nach Formel (695) und der Längskraft  $X_A$  zu berücksichtigen, die an der Nabe Zugspannungen in Höhe von  $\sigma_z = \frac{Z_A + X_A}{f_n}$ , am Kranz von  $\sigma_z = \frac{X_A}{f_e}$  erzeugen. Hier bedingt das Biege- moment  $M_0$  noch  $\sigma_{b0} = \pm \frac{M_0}{W_e}$ .

Die Wirkung des Achsdruckes auf die Arme in den Fällen, wo das Schwungrad auch zur Abgabe der Maschinenleistung durch Riemen oder Seile dient, ist von untergeordneter



Bedeutung und darf meist vernachlässigt werden. Dasselbe gilt von der Inanspruchnahme durch das Eigengewicht  $G_k$  der Kränze.

4. Beispiele. **Berechnungsbeispiel 3.** Das Schwungrad der Wasserwerkmaschine Tafel I ist bei einem Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_s = 1/20$  zu berechnen und durchzubilden. Werkstoff: Gußeisen.

Bei dem in Abb. 1067 dargestellten Verlauf der Drehkraftlinie ist die Überschußfläche am linken Ende am größten und deshalb für die Berechnung des Schwungrades maßgebend. Inhalt  $2,11$

$\text{cm}^2$ . Bei einem Kraftmaßstab  $1 \text{ cm} = 4000 \text{ kg}$  und einem Längenmaßstab  $1 \text{ cm} = 0,16 \text{ m}$  (vgl. Abb. 1064), entspricht  $1 \text{ cm}^2$   $640 \text{ kgm}$ . Somit wird die Überschußarbeit:

$$A_s = 2,11 \cdot 640 \\ = 1350 \text{ kgm.}$$

Außendurchmesser des Schwungrades  $D_a = 5R = 5 \cdot 800 = 4000 \text{ mm}$ . Abstand des Schwerpunkts des Kranzquerschnitts von der Drehachse  $R_s$  geschätzt zu  $1910 \text{ mm}$ . Kranzgeschwindigkeit  $v_k$  bei der normalen Drehzahl der Maschine von  $n = 50$  Umläufen je Minute:

$$v_k = \frac{\pi n}{30} \cdot R_s \\ = \frac{\pi \cdot 50}{30} \cdot 1,91 \\ = 10,0 \text{ m/sek.}$$

Kranzgewicht nach (717):

$$G_k = 8,83 \frac{A_s}{v_k^2 \cdot \delta_s} \\ = \frac{8,83 \cdot 1350 \cdot 20}{10^2} \\ = 2380 \text{ kg.}$$

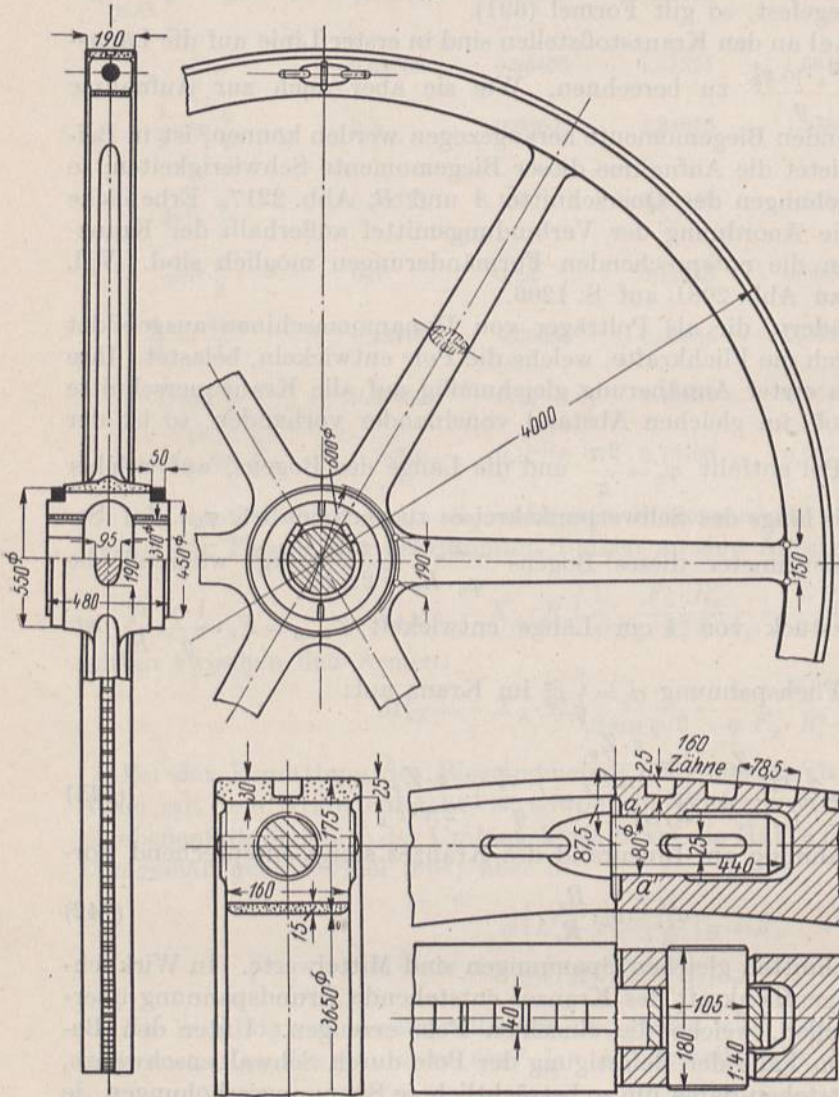


Abb. 2212. Schwungrad der Wasserwerkmaschine Tafel I. M. 1:30 und 1:10.

Kranzquerschnitt (718):

$$F_k = 0,22 \frac{G_k}{R_s} = 0,22 \cdot \frac{2380}{1,91} = 274 \text{ cm}^2.$$

Gewählt  $160 \cdot 175 \text{ mm}$  Querschnitt von  $280 \text{ cm}^2$  Inhalt, Abb. 2212. (Die schmalen Seitenränder gleichen sich annähernd mit den Lücken der Schaltverzahnung aus.)

Schwerpunkt Abstand  $R_s = 2000 - 87,5 = 1912,5 \text{ mm}$  in genügender Übereinstimmung mit dem oben geschätzten Maße. Das Rad ist mit sechs Armen versehen und durch eine zwischen den Armen angeordnete Sprengfuge geteilt. Auf der Welle wird es durch Tangentkeile und Schrupfringe gehalten. Das Trägheitsmoment beträgt nach S. 1269



1004 m kg sek<sup>2</sup>, das Schwungmoment  $GD^2 = 39380 \text{ kgm}^2$ . Die Festigkeitsberechnung ist in Beispiel 5 auf S. 1286 durchgeführt.

**Berechnungsbeispiel 4.** Für die auf den gleichen Grundlagen wie die Wasserwerkmaschine nach S. 138 durchgebildete Betriebsmaschine ist das Seilscheibenschwungrad für eine Höchstleistung von  $N_e = \eta \cdot N_i = 0,85 \cdot 313 \approx 270 \text{ PS}_e$  bei  $D = 4000 \text{ mm}$  Durchmesser und einem Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_s = 1/40$  zu berechnen und zu entwerfen. Vergleichshalber sei die gleiche Umlaufzahl der Maschine von 50 in der Minute zugrunde gelegt.

Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi n D}{30 \cdot 2} = \frac{\pi \cdot 50}{30} \cdot 2 = 10,47 \text{ m/sek.}$$

Umfangskraft:

$$U = \frac{75 \cdot N_e}{v} = \frac{75 \cdot 270}{10,47} = 1940 \text{ kg.}$$

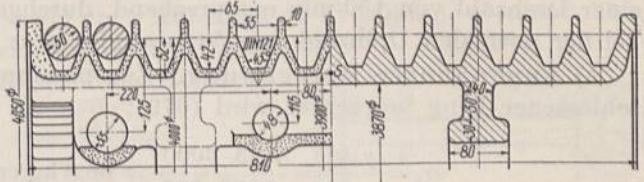


Abb. 2213. Kranz des Seilscheibenschwungrades zur Betriebsmaschine Beispiel 4. M. 1:10.

Gewählt: Beste Hanfseile von  $d = 50 \text{ mm}$  Durchmesser; Belastungszahl  $k_n = 10 \text{ kg/cm}^2$ . Seilzahl:

$$i = \frac{4U}{\pi d^2 \cdot k_n} = \frac{4 \cdot 1940}{\pi \cdot 5^2 \cdot 10} = 9,9 \text{ Seile.}$$

Ausgeführt 12 Seile. Dadurch sinkt die spezifische Belastung auf  $k_n = 8,25 \text{ kg/cm}^2$ . Seilscheibenbreite unter Benutzung der normalen Rillenprofile nach DIN 121  $b = 810 \text{ mm}$ , Abb. 2213. (Ein Doppelriemen müßte bei  $k_n = 14,5 \text{ kg/cm}$  Belastung  $b' = 134 \text{ cm}$  Breite erhalten.)

Kranzgewicht aus der an Abb. 1064 ermittelten Überschußarbeit  $A_s = 1130 \text{ mkg}$  nach (717):

$$G_k = 8,83 \frac{A_s}{v_k^2 \cdot \delta_s} = 8,83 \frac{1130 \cdot 40}{10,21^2} = 3830 \text{ kg.}$$

wobei die Kranzgeschwindigkeit  $v_k$  unter Schätzung des Halbmessers des Schwerpunktkreises  $R_s = 1950 \text{ mm}$  zu  $v_k = 10,21 \text{ m/sek}$  angenommen ist.

Kranzquerschnitt (718):

$$F_k = 0,22 \cdot \frac{G_k}{R_s} = \frac{0,22 \cdot 3830}{1,95} = 432 \text{ cm}^2.$$

Ausgeführt  $450 \text{ cm}^2$ , vgl. Abb. 2213. Die sich dabei ergebende Kranzstärke von  $23 \text{ mm}$  am Grunde der Rillen ist gießtechnisch gerade noch ausführbar.

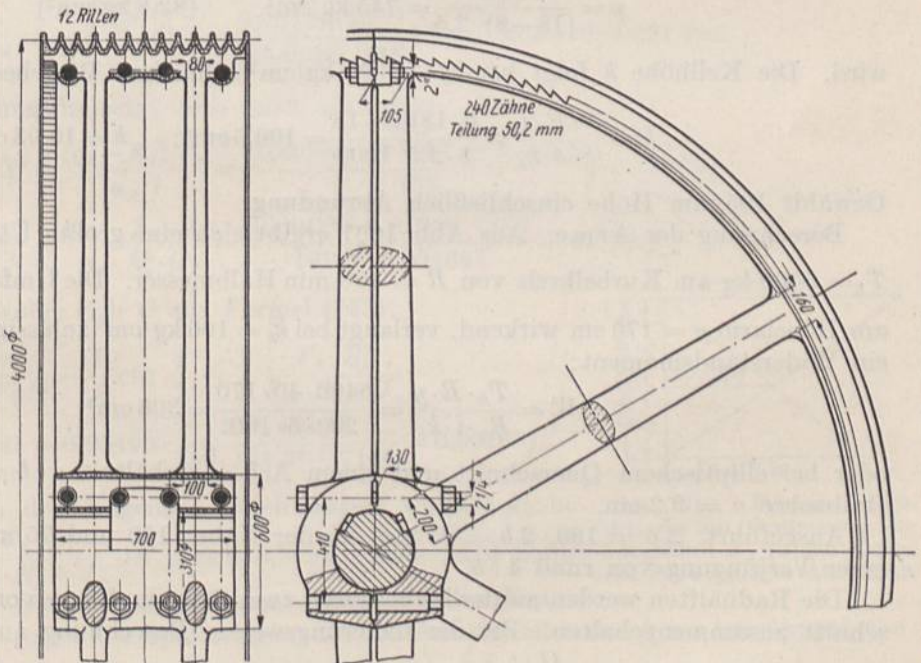


Abb. 2214. Seilscheibenschwungrad zur Betriebsmaschine Beispiel 4. M. 1:30.

Das Rad, Abb. 2214, ist längs zweier Arme geteilt und der Kranz mit zwei kräftigen Versteifungsrippen versehen, an denen die beiden sechsarmigen Speichensterne ansetzen. Dadurch



wird eine günstige Anordnung der Verbindungsschrauben ermöglicht und der Kranz geringen Biegespannungen ausgesetzt. Das Rad wird unter Einschaltung einer Sprengfuge längs eines Armpaares gegossen.

**Berechnungsbeispiel 5.** Berechnung des Schwungrades der Wasserwerkmaschine Tafel I, Abb. 2212, auf Festigkeit.

Die folgenden Rechnungen sind auf Grund der höchsten bei Gußeisen üblichen Kranzgeschwindigkeit von  $v_k = 30$  m/sek, einer Winkelgeschwindigkeit  $\omega = 15,7$ /sek oder einer Drehzahl von 150/min entsprechend, durchgeführt. In Klammern sind die Werte bei der normalen Drehzahl von 50/min oder  $v_k = 10$  m/sek beigefügt.

a) Angenäherte Berechnung. Zugspannung im Kranz, wenn derselbe als geschlossener Ring betrachtet wird (679):  $7,1167$  u.  $1887$

$$\sigma_z = \frac{\gamma \cdot v_k^2}{g} = \frac{7,25 \cdot 3000^2}{1000 \cdot 981} = 66,5 \text{ kg/cm}^2 \quad (7,39 \text{ kg/cm}^2).$$

Kranzverbindung durch Bolzen und Keil. Im Kranzquerschnitt wirksame Kraft:

$$P = F_k \cdot \sigma_z = 280 \cdot 66,5 = 18620 \text{ kg} \quad (2070 \text{ kg}).$$

Geschätzt: Bolzendurchmesser  $d = 80$  mm, Keilstärke  $s = 25$  mm. Zugbeanspruchung des Bolzens im Restquerschnitt neben dem Keilschlitz:

$$\sigma_z = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2 - d \cdot s} = \frac{18620}{\frac{\pi}{4} 8^2 - 8 \cdot 2,5} = 615 \text{ kg/cm}^2 \quad (68,3 \text{ kg/cm}^2).$$

Zur Verminderung des Flächendrucks zwischen Keil und Bolzen sind Verstärkungsnocken, Abb. 2212 unten, angebracht, wobei:

$$p = \frac{18620}{(18-8) \cdot 2,5} = 745 \text{ kg/cm}^2 \quad (82,8 \text{ kg/cm}^2)$$

wird. Die Keilhöhe  $h$  folgt bei  $k_b = 1000$  kg/cm<sup>2</sup> zulässiger Biegebeanspruchung aus:

$$h^2 = \frac{6 \cdot P \cdot L}{8 \cdot s \cdot k_b} = \frac{6 \cdot 18620 \cdot 18}{8 \cdot 2,5 \cdot 1000} = 100,5 \text{ cm}^2; \quad h = 10,03 \text{ cm}.$$

Gewählt 105 mm Höhe einschließlich Abrundung.

Berechnung der Arme. Aus Abb. 1067 ergibt sich eine größte Überschubkraft von  $T_a = 5400$  kg am Kürbelkreis von  $R = 400$  mm Halbmesser. Die Umfangskraft  $\frac{T_a \cdot R}{R_a}$ , am Hebelarm  $y = 170$  cm wirkend, verlangt bei  $k_b = 100$  kg/cm<sup>2</sup> zulässiger Biegespannung ein Widerstandsmoment:

$$W = \frac{T_a \cdot R \cdot y}{R_a \cdot i \cdot k_b} = \frac{5400 \cdot 40 \cdot 170}{200 \cdot 6 \cdot 100} = 306 \text{ cm}^3$$

oder bei elliptischem Querschnitt und einem Achsenverhältnis  $a : b = 2 : 1$  eine große Halbachse  $a = 9,2$  cm.

Ausgeführt:  $2a = 190$ ,  $2b = 95$  mm an der Nabe; 150 und 75 mm am Kranz bei einer Verjüngung von rund 4 : 5.

Die Radhälften werden an der Nabe durch zwei Schrumpfringe von  $5 \times 5$  cm<sup>2</sup> Querschnitt zusammengehalten. Bei der näherungsweise Berechnung auf die volle Fliehkraft einer Radhälfte von  $\frac{G}{2} = 1885$  kg Gewicht nach S. 1203 ergeben sich folgende Zahlen.

Fliehkraft einer Radhälfte:

$$Z = \frac{G}{2g} \cdot \omega^2 \cdot \xi \cdot \frac{2R_s}{\pi} = \frac{1885}{981} \cdot 15,7^2 \cdot 0,79 \cdot 0,637 \cdot 191,25 = 45600 \text{ kg}.$$



Beanspruchung der Schrumpfringe:

$$\sigma_z = \frac{Z}{4F} = \frac{45600}{4 \cdot 5 \cdot 5} = 456 \text{ kg/cm}^2 \quad (50,7 \text{ kg/cm}^2).$$

b) Genauere Nachrechnung des Schwungrades auf Grund der Theorie der gekrümmten Balken. Durch Pluszeichen sind im folgenden Zug-, durch Minuszeichen Druckspannungen, durch die oben stehende Zahl die Beanspruchung an der Außenfläche des Kranzes, durch die untenstehende diejenige an der Innenfläche gekennzeichnet.  $F_k = 280 \text{ cm}^2$ ,  $J_k = 7146 \text{ cm}^4$ ,  $W_k = 817 \text{ cm}^3$ , Armlänge  $l = 1530 \text{ mm}$ ,  $\varphi = 60^\circ$ , Trägheitsmoment des Armquerschnitts am Kranze  $J_A = 1242 \text{ cm}^4$ .

Beanspruchung des Kranzes an der Innenfläche:

$$\sigma_{zi} = \frac{\gamma \cdot v_k^2}{g} \cdot \frac{R_k}{R_i} = 66,5 \cdot \frac{191,3}{182,5} = 69,7 \text{ kg/cm}^2 \quad (7,75 \text{ kg/cm}^2),$$

an der Außenfläche:

$$\sigma_{za} = \frac{\gamma \cdot v_k^2}{g} \cdot \frac{R_s}{R_a} = 66,5 \cdot \frac{191,3}{200} = 63,6 \text{ kg/cm}^2 \quad (7,06 \text{ kg/cm}^2).$$

Ermittlung der Längskraft  $X_A$  in den Armen.

Radiale Kranzerweiterung nach Formel (683)

$$\varrho_k = \alpha_k \cdot \sigma_z \cdot R_s = \frac{66,5 \cdot 191,3}{1000000} = 0,0127 \text{ cm}.$$

Armverlängerung durch die Eigenfliehkraft nach Abb. 2215 bei einem Abszissenmaßstab 1 cm = 10 cm, einem Ordinatenmaßstab 1 cm = 20 cm,  $F = 65 \text{ cm}^2$  Flächeninhalt, der also tatsächlich  $65 \cdot 200 = 13000 \text{ cm}^2$  darstellt und  $\xi = 93,5 \text{ cm}$  Schwerpunktabstand:

$$\lambda_A = \alpha_A \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2}{g} \cdot F \cdot \xi = \frac{0,00725 \cdot 15,7^2}{1000000 \cdot 981} \cdot 13000 \cdot 93,5 = 0,00221 \text{ cm}.$$

Die Formänderungsdreiecke, Abb. 2216, sind mit:

$$X' = \frac{(\varrho_k - \lambda_A) \cdot f_m}{\alpha_A \cdot l} = \frac{1000000 \cdot 0,01049 \cdot \pi \cdot 8,5 \cdot 4,25}{153} = 7780 \text{ kg}$$

und

$$X'' = \frac{(\varrho_k - \lambda_A) \cdot J_k}{\alpha_k \cdot R_s^3 \cdot C} = \frac{1000000 \cdot 0,01049 \cdot 7146}{191,3^3 \cdot 0,001681} = 6370 \text{ kg}$$

aufgezeichnet, wobei sich  $C$  aus Formel (733):

$$C = \frac{1}{8} \frac{\varphi}{\sin^2 \varphi/2} + \frac{1}{4} \text{ctg} \frac{\varphi}{2} - \frac{1}{\varphi} \frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k} \\ = 0,95661 - 0,95493 \cdot \frac{280 \cdot 191,3^2}{280 \cdot 191,3^2 + 7146} = 0,001681$$

ergab. Der in den folgenden Rechnungen wiederholt be-

nutzte Wert  $\frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k}$  ist gleich 0,9993. Abb. 2216 liefert

$X_A = 3500 \text{ kg}$ . Dieses erzeugt in den durchlaufenden Kranz-

abschnitten die folgenden Spannungen: an den Ansatzstellen der Arme herrührend von:

$$M_{bx} = -X_A \cdot R_s \left( \frac{1}{\varphi} \frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k} - \frac{1}{2} \text{ctg} \frac{\varphi}{2} \right) = -3500 \cdot 191,3 \cdot \left( \frac{3}{\pi} \cdot 0,9993 - \frac{1}{2} \text{ctg} 30^\circ \right) \\ = -59070 \text{ cmkg}; \quad \sigma_{bx} = -\frac{59070}{817} = \mp 72,3 \text{ kg/cm}^2,$$

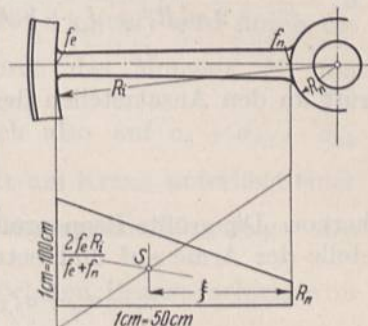


Abb. 2215. Ermittlung der Verlängerung der Arme durch die Eigenfliehkraft.

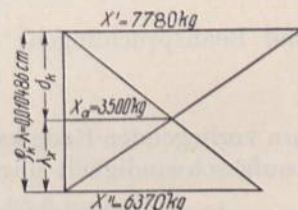


Abb. 2216. Formänderungsdreiecke zur Bestimmung der Längskraft  $X_A$  in den Armen des Schwungrades Abb. 2212.



mitten zwischen den Armen durch:

$$M'_{bx} = + X_A \cdot R_s \left( \frac{1}{2 \cdot \sin \varphi/2} - \frac{1}{\varphi} \frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k} \right) = + 3500 \cdot 191,3 \left( \frac{1}{2 \cdot \sin 30^\circ} - \frac{3}{\pi} \cdot 0,9993 \right)$$

$$= + 30610 \text{ cmkg}; \quad \sigma'_{bx} = \frac{30610}{817} = \pm 37,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Das durch die starre Verbindung der Arme mit dem Kranz bedingte Moment:

$$M_0 = \pm \frac{\varphi \left( U + T_u \cdot \frac{R}{2} R_a \right) \cdot y \cdot l \cdot J_k}{2 \pi (R_s \cdot \varphi \cdot J_A + l \cdot J_k)} = \pm \frac{\left( 0 + 5400 \cdot \frac{40}{2} \cdot 200 \right) \cdot 170 \cdot 153 \cdot 7146}{6 \left( 191,3 \cdot \frac{\pi}{3} \cdot 1242 + 153 \cdot 7146 \right)} = 12460 \text{ kgcm}$$

rufft an den Ansatzstellen der Arme ungünstigstenfalls:

$$\sigma_{b0} = \mp \frac{12460}{817} = \mp 15,3 \text{ kg/cm}^2$$

hervor. Die größte Beanspruchung auf Zug an der Kranzinnenfläche tritt an der Ansatzstelle der Arme auf und beträgt:

$$\sigma_i = \sigma_{zi} + \sigma_{bx} + \sigma_{b0} = 69,6 + 72,3 + 15,3 = 157,2 \text{ kg/cm}^2,$$

während diejenige an der Außenfläche mitten zwischen zwei Armen:

$$\text{ist.} \quad \sigma_a = \sigma_{za} + \sigma'_{bx} = 63,5 + 37,5 = 101 \text{ kg/cm}^2$$

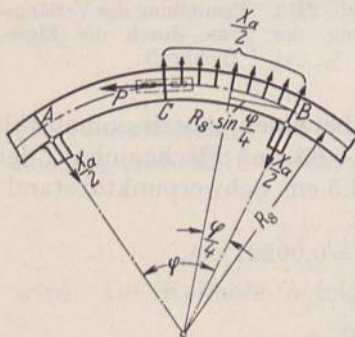


Abb. 2217. Zur Berechnung der Nebenbeanspruchung des Kranzes.

Die zusätzliche Beanspruchung des Kranzes in den Feldern mit Kranzverbindungen ergibt sich daraus, daß die durch die Armkräfte  $X_A$  an den Stoßstellen bedingten Momente nicht oder nur unvollkommen aufgenommen werden können. Je weniger das der Fall ist, um so mehr nähert sich die Beanspruchung dem oberen Grenzwert, der sich aus Abb. 2217 ergibt, wenn die Stücke  $AC$  und  $BC$  als gleichmäßig durch je  $X_A/2$  belastete Freitragler aufgefaßt werden. Dabei entstehen in  $A$  und  $B$  Biegemomente:

$$M_{bs} \approx \frac{X_A \cdot R_s (1 - \cos \varphi/2)}{\varphi} = \frac{3500 \cdot 191,3 (1 - \cos 30^\circ)}{\pi/3} = 85520 \text{ kgcm}$$

und Beanspruchungen:

$$\sigma_{bs} \approx \mp \frac{85520}{817} = \mp 104,7 \text{ kg/cm}^2.$$

Am vorliegenden Rade kann demnach die größte Zugspannung am Innenrand bei 30 m/sek Laufgeschwindigkeit ungünstigstenfalls  $157,2 + 104,7 = 261,9 \text{ kg/cm}^2$  erreichen.

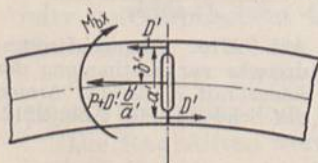


Abb. 2218. Aufnahme des Biegemomentes  $M'_{bx}$ .

Was die Möglichkeit anlangt, Biegemomente an den Stoßstellen aufzunehmen, so kann dazu die Vorspannung der Verbindungsmittel benutzt werden, die so zu bemessen ist, daß die Stoßfuge selbst bei der größten Geschwindigkeit nicht zu klaffen beginnt. Einen Anhalt über die dazu nötigen Kräfte gibt folgende Betrachtung. Dem mitten zwischen den Armen wirkenden Moment  $M'_{bx}$  kann nach Abb. 2218 durch ein Kräftepaar  $D' \cdot a'$  das Gleichgewicht gehalten werden, wobei  $a' = 15,2 \text{ cm}$  den mittleren Abstand der beiden Sprengflächen

bedeutet. Um nun in der äußeren  $D' = \frac{M'_{bx}}{a'} = \frac{30610}{15,2} = 2014 \text{ kg}$  zu erzeugen, müssen im



Bolzen bei der höchsten Laufgeschwindigkeit mindestens  $P + \frac{D' \cdot a'}{b'} = 18620 + \frac{2014 \cdot 15,2}{7,25}$

$$= 22840 \text{ kg wirken. Der Bolzen ist dabei mit } \sigma_z = \frac{P + D' \cdot \frac{a'}{b'}}{\frac{\pi}{4} d^2 - d \cdot s} = \frac{22840}{30,3} = 754 \text{ kg/cm}^2 \text{ im}$$

Restquerschnitt neben dem Keilschlitz beansprucht. Die Vorspannkraft kann nach S. 235 zufolge der elastischen Formänderung der Bolzen, Keile und Kranzenden kleiner sein; doch ist sowohl ihre Berechnung wegen der zu machenden Annahmen, als auch ihre Erzeugung in der notwendigen Größe beim Zusammenbau unsicher.

Die Beanspruchung der Arme an der Nabe von  $\sigma_b = 101,6 \text{ kg/cm}^2$  wird durch die Kraft  $X_A$  um  $\sigma_{zA} = \frac{X_A}{f_n} = \frac{3500}{126,8} = 27,6 \text{ kg/cm}^2$  erhöht, durch das Moment  $M_0$  um

$$\sigma_{b0} = \frac{M_0}{W_n} = \frac{12460 \cdot 4}{\pi \cdot 9,5^2 \cdot 4,75} = 37 \text{ kg/cm}^2 \text{ vermindert, stellt sich also auf } \sigma_b + \sigma_{zA} - \sigma_{b0}$$

$= 101,6 + 27,6 - 37 = 92,2 \text{ kg/cm}^2$ . Der Ansatzquerschnitt am Kranz unterliegt einer

Zugspannung  $\sigma'_{zA} = \frac{X_A}{f_e} = \frac{3500}{88,4} = 39,6 \text{ kg/cm}^2$  und einer Biegespannung zufolge des

Moments  $M_0$   $\sigma_{b0} = \frac{M_0}{W_e} = \frac{12460}{165,7} = 75,2 \text{ kg/cm}^2$  also einer höchsten Beanspruchung von

$$\sigma'_{zA} + \sigma_{b0} = 39,6 + 75,2 = 114,8 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Inanspruchnahme der Schrumpfringe ist, abgesehen von den durch die Tangentkeile erzeugten Spannungen durch die Wirkung der Eigenfliehkräfte  $Z_A = 3190 \text{ kg}$  und der Längskräfte  $X_A = 3500 \text{ kg}$  in den drei Armen einer Radhälfte:

$$(Z_A + X_A)(1 + 2 \cdot \sin 30^\circ) = (3190 + 3500)(1 + 2 \cdot 0,5) = 13374 \text{ kg},$$

die Eigenfliehkraft der Nabe  $970 \text{ kg}$  sowie diejenige der Schrumpfringe  $228 \text{ kg}$ , in Summe  $14572 \text{ kg}$  gegeben. Sie erzeugen  $146 \text{ kg/cm}^2$  Nutzspannung.

**Berechnungsbeispiel 6.** Zum Vergleich seien die wichtigsten am Seilscheibenschwungrad, Abb. 2214, ermittelten Zahlen bei einer größten Seilgeschwindigkeit von  $30 \text{ m/sek}$  sowie in Klammern bei  $10,47 \text{ m/sek}$  zusammengestellt.

Mittlere Zugspannung im Kranz  $\sigma_z = 66,5$  ( $7,39$ )  $\text{kg/cm}^2$ , größte an der Innenfläche  $\sigma_{zi} = 69,9$  ( $7,77$ )  $\text{kg/cm}^2$ , an der Außenfläche  $\sigma_{za} = 64$  ( $7,12$ )  $\text{kg/cm}^2$ .

Kranzerweiterung  $\varrho_k = 0,0130 \text{ cm}$ , Armverlängerung durch die Eigenfliehkraft  $\lambda_k = 0,00237 \text{ cm}$ , Kranzquerschnitt  $F_k = 450 \text{ cm}^2$ , Abstand des Schwerpunktes von der Drehachse  $R_k = 195 \text{ cm}$ , Trägheitsmoment  $J_k = 6400 \text{ cm}^4$ .

$$\frac{F_k \cdot R_k^2}{F_k \cdot R_k^2 + J_k} = \frac{450 \cdot 195^2}{450 \cdot 195^2 + 6400} = 0,9996.$$

Längskraft in einem Armpaare  $X_A = 4150 \text{ kg}$ .

Beanspruchung des Kranzes an den Ansatzstellen der Arme:

$$\text{durch } X_A \sigma_{bX} = \mp 106,3 \text{ kg/cm}^2, \text{ durch } M_0 \sigma_{bM_0} = \mp 65,6 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Ermittlung von  $M_0$  sind die Zahlen der Betriebsmaschine bei  $n = 50 \text{ Umdr/min}$ . zugrundegelegt, insbesondere ist  $U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 270}{10,47} = 1940 \text{ kg}$  und  $T_a = 6500 \text{ kg}$  aus Abb. 1064 eingesetzt worden.

Der Achsdruck oder der Auflagedruck der Seile bedingt  $\sigma_{bA} = \pm 126,8 \text{ kg/cm}^2$  über den Ansatzstellen der Arme.

Druckspannung im Kranz durch die Seile  $-\sigma_a = -3,6 \text{ kg/cm}^2$ .

Größte Zugspannung am inneren Rand:

$$\sigma_{zi} + \sigma_{bX} + \sigma_{b0} - \sigma_a = 69,9 + 106,3 + 65,5 - 3,6 = 238,1 \text{ kg/cm}^2.$$



Beanspruchung des Kranzes mitten zwischen den Armen:

$$\text{durch } X_A \quad \sigma'_{bX} = \pm 54,6 \text{ kg/cm}^2, \text{ durch den Achsdruck } \sigma'_{bA} = \mp 36,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Größte Zugspannung an der Außenfläche:  $\sigma_{za} + \sigma'_{bX} = 64 + 54,6 = 118,6 \text{ kg/cm}^2$ .

Beanspruchung der Arme an der Nabe bei einem Widerstandsmoment eines Armpaares  $W_n = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot a_1^2 \cdot b_1 = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 10^2 \cdot 5 = 785 \text{ cm}^3$  nach (730) unter Benutzung der vorstehend angeführten Werte für  $U$  und  $T_a$ :

$$\sigma_b = \left( \frac{2U}{i_0} + \frac{T_a \cdot R}{i_0 \cdot R_a} \right) \cdot \frac{y}{W_n} = \left( \frac{2 \cdot 1940}{6} + \frac{6500 \cdot 40}{6 \cdot 200} \right) \frac{170}{785} = 187 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\sigma_{b0} = \frac{M_0}{W_n} = \frac{44200}{785} = 56,3 \text{ kg/cm}^2.$$

Zugspannung durch die Längskraft  $X_A$  in den ungeteilten Armen:

$$\sigma_{zA} = \frac{X_A}{2f_n} = \frac{4150}{2 \cdot 157} = 13,2 \text{ kg/cm}^2.$$

Größte Spannung:  $\sigma_b + \sigma_{zA} - \sigma_{b0} = 187 + 13,2 - 56,3 = 143,9 \text{ kg/cm}^2$ .

Beanspruchung der Arme am Kranz: durch  $M_0$   $\sigma_{b0} = 109,9 \text{ kg/cm}^2$ , durch  $X_A$   $\sigma_z = 20,6 \text{ kg/cm}^2$ . Größte Spannung  $109,9 + 20,6 = 130,5 \text{ kg/cm}^2$ .

Die geteilten Arme genügen der auf S. 1144 geforderten Bedingung; ihre Hälften weisen  $\frac{J}{e'} = \frac{1615}{7,5} = 215 \text{ cm}^3$  auf, das, wie verlangt, rund halb so groß wie das Widerstandsmoment eines vollen Armes ist.

Von den Verbindungsmitteln der beiden Scheibenhälften werden die Kranzschrauben durch die Kraft  $F_k \cdot \sigma_z = 450 \cdot 66,5 = 29900 \text{ kg}$  mit  $\sigma_z = 570 \text{ kg/cm}^2$  auf Zug beansprucht. Die acht Schrauben an der Nabe sind durch die Kräfte  $X_A$  und die Eigenfliehkräfte  $Z$  zweier Armpaare von zusammen  $27200 \text{ kg}$ , sowie durch die Fliehkraft der halben Nabe von  $1870 \text{ kg}$  mit  $192 \text{ kg/cm}^2$  belastet. Auf die Fliehkraft einer Radhälfte von  $77000 \text{ kg}$  berechnet, sind sie mit  $510 \text{ kg/cm}^2$  beansprucht.

### Neunundzwanzigster Abschnitt.

## Schaufeln, Trommeln, Scheiben und Räder an rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen.

### I. Allgemeines und Arten der rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen.

Die rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen haben in neuerer Zeit durch ihre Vorteile: unmittelbare Erzeugung oder Ausnutzung gleichförmiger Drehbewegung, Einfachheit und billige Ausführung, geringen Raumbedarf und die Möglichkeit, sehr große Leistungen zu beherrschen, technisch und wirtschaftlich größte Bedeutung gewonnen. Sie verdrängen die Kolbenmaschinen mit den hin- und hergehenden, durch Triebkräfte und Massenwirkung ungünstig beanspruchten Gestängen auf immer weiteren Gebieten. Sehr gefördert wurde ihre Entwicklung durch die Elektrotechnik, welche, bei ihren eigenen Maschinen auf Drehbewegung angewiesen, bestrebt sein mußte, diese Art der Bewegung auch auf allen Anwendungsgebieten elektrischer Maschinen zur Geltung zu bringen, namentlich da für beide Maschinenarten hohe Laufgeschwindigkeit vorteilhaft ist. Selbst die gegenüber den Kolbenmaschinen in manchen Fällen niedrigeren Wirkungsgrade der rotierenden, z. B. der Kreiselpumpen, sind nicht immer ausschlaggebend.



Die Eigenart der betrachteten Maschinengruppen tritt beim Vergleich einer Dampfmaschine mit einer Dampfturbine deutlich zutage. Während man den Kolben einer Dampfmaschine durch den Überdruck des Betriebsmittels in die hin- und hergehende Bewegung bringt, setzt man in einer Dampfturbine die Spannkraft des Dampfes in Düsen oder Leitvorrichtungen zunächst in Strömungsenergie um. Der unter großer Geschwindigkeit austretende Strahl gibt sein Arbeitsvermögen bei der Ablenkung, die er in den Schaufeln des Läufers erfährt, ab und treibt dadurch diesen an. In den Kolbenmaschinen beruht die Umsetzung der Energie auf Druckwirkung bei niedriger Kolbengeschwindigkeit bis zu etwa 6 m/sek, ist also im wesentlichen statischer Natur und erfolgt absatzweise; sie vollzieht sich dagegen in der Dampfturbine ausschließlich oder doch vorwiegend auf dynamischem Wege und stetig unter Ausnutzung hoher Strömungsgeschwindigkeiten von 100 bis 1300 m/sek. Manchmal bringt man in den Düsen oder Leitvorrichtungen nicht die gesamte zur Verfügung stehende Energie auf die Strömungsform, läßt vielmehr dem Betriebsmittel einen Teil des Überdrucks und nutzt diesen durch Rückdruckwirkung (Reaktion) zum Antrieb aus. Danach unterscheidet man:

reine Druck- oder Freistrahln-(Aktions)-Wirkung im ersten Falle und

Überdruck- oder Preßstrahl-(Reaktions-)wirkung im zweiten. Im ersten Falle erfolgt die Entspannung des Dampfes ausschließlich in den feststehenden Teilen, den Düsen oder Leitvorrichtungen; damit werden die Dampfgeschwindigkeit und die Umfangsgeschwindigkeit des Läufers größer als im zweiten. Je nachdem die Energie in einer einzigen oder in mehreren hintereinandergeschalteten Stufen umgewandelt wird, entstehen ein- oder mehrstufige Maschinen.

In den rotierenden Arbeitsmaschinen, den Kreiselpumpen, -gebläsen und -kompressoren wird die durch die Welle zugeleitete mechanische Energie im Laufrad zum Teil unmittelbar in Druck umgesetzt, zum Teil dazu benutzt, dem Fördergut in den Rädern eine Geschwindigkeit zu erteilen, die sich erst in den anschließenden Leitvorrichtungen oder Rohrleitungen in Druck verwandelt; in den Arbeitsmaschinen vollzieht sich also der umgekehrte Vorgang wie in den Kraftmaschinen.

Rotierende Maschinen bestehen lediglich aus zwei Hauptteilen: dem gleichförmig sich drehenden Läufer als Träger der Laufschaufeln und dem ruhenden Gehäuse mit den nötigen Leitvorrichtungen und den Lagern zur Stützung des Läufers.

## II. Hauptformen der Läufer.

Die Läufer werden in Gestalt von Trommeln, Scheiben oder Rädern ausgebildet. Die wichtigeren Formen zeigen Abb. 2219 bis 2237. Raschlaufende glatte Trommeln finden sich u. a. an Trockenschleudern, glatte Scheiben an Wasserbremsen.

### A. Die Läufer der Dampfturbinen.

An Dampfturbinen sitzen die Schaufeln in der Mehrzahl der Fälle auf dem Umfang der Trommeln oder Scheiben, Abb. 2225. Vom Betriebsmittel werden sie meist axial, also in Richtung der Drehachse beaufschlagt; seltener finden sich Scheiben mit gleichmäßig angeordneten Schaufelreihen, durch welche der Dampf in radialer Richtung hindurchströmt. Bei der konstruktiv einfachsten Form der Dampfturbine, der einstufigen, Abb. 2219, setzt man die gesamte Spannkraft des Dampfes in den Düsen  $D$  in Geschwindigkeit um und nutzt diese in einem einzigen Laufrade  $L$  aus. Die bei hohem Druck entstehende sehr große Dampfgeschwindigkeit verlangt, falls die Energie weitgehend unter günstigem Wirkungsgrad ausgewertet werden soll, hohe Umfangsgeschwindigkeit des Rades und besonders sorgfältige Ausführung desselben, so daß einstufige Turbinen vor allem für geringe Dampfdrucke oder mäßige Druckgefälle geeignet sind. Zudem ist die mittels eines Rades zu erzeugende Leistung beschränkt. (Lavaturbinen laufen mit Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 430 m/sek bei Leistungen bis zu 300 PS; Riedler und



Stumpf haben mit einer einstufigen Versuchsturbine bei 314 m/sek Umfangsgeschwindigkeit 2000 PS erreicht.)

Bei mehrstufigen Turbinen unterscheidet man Geschwindigkeit- und Druckstufen. Ein Rad mit zwei Geschwindigkeitsstufen zeigt Abb. 2220. Die dem Dampf in den Düsen *D* erteilte Strömungsenergie wird in zwei auf dem Radumfang

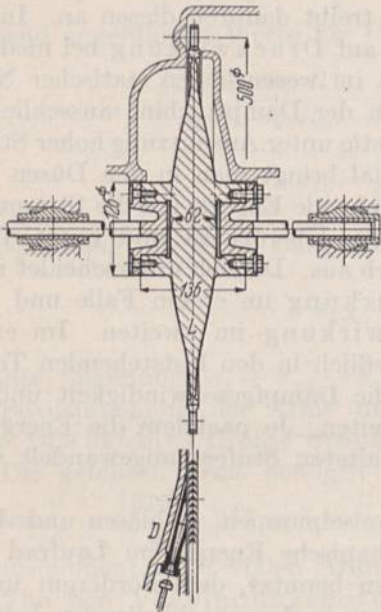


Abb. 2219. Einstufige de Laval dampfturbine  
M. 1 : 10.

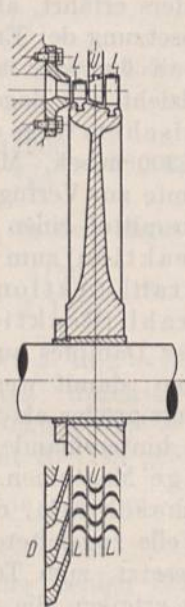


Abb. 2220. Rad mit zwei Geschwindigkeitsstufen.

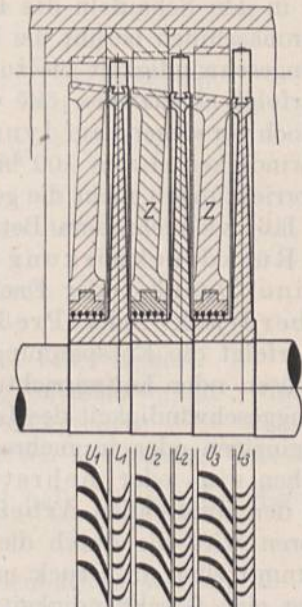


Abb. 2221. Dampfturbine mit Druckstufen.

befestigten Laufschaufelreihen *L* ausgenutzt, während die dazwischen angeordneten ruhenden Leitschaufeln *U* den Dampf lediglich in die zum Antrieb geeignete Richtung umlenken. Derartige Räder benutzt man vor allem in den ersten Stufen, weil sie gestatten, große Dampfgeschwindigkeiten unter starker Erniedrigung hohen Frischdampfdrucks auszunutzen und dadurch die Inanspruchnahme des Gehäuses und der Zwischenwände einzuschränken. Drei Druckstufen zeigt Abb. 2221. In Düsen oder in einem Leitapparat *U*<sub>1</sub> wird dem Dampf unter Ausnutzung eines Teils seiner Spannkraft eine bestimmte Geschwindigkeit verliehen, durch welche er die erste Schaufelreihe *L*<sub>1</sub> des Läufers unter Umlenkung der Dampfstrahlen antreibt. Hierbei nimmt seine Geschwindigkeit und damit seine lebendige Kraft ab. In der anschließenden ruhenden Leitschaufelreihe *U*<sub>2</sub> wird der Dampf wieder in die zum Antrieb der zweiten Laufschaufelreihe *L*<sub>2</sub> nötige Strömungsrichtung gebracht, gleichzeitig aber auch seine Geschwindigkeit unter

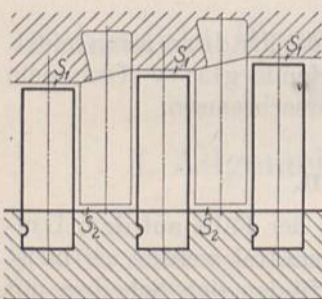


Abb. 2222. Ausschnitt aus einer Trommelturbine.

Verwertung eines weiteren Teils der Spannkraft wieder erhöht usw. Die einzelnen Stufen sind also durch abnehmenden Dampfdruck gekennzeichnet und müssen durch Zwischenwände *Z* voneinander getrennt werden, wenn der Läufer in Form einzelner Scheiben, Abb. 2221, ausgebildet ist. Verhältnismäßig kleine Dampfmen gen gehen ungenutzt längs der Radnaben von einer Stufe zur nächsten. Benutzt man dagegen Trommeln als Schaufelträger, Abb. 2222, so sind etwas größere Verluste infolge des Durchströmens eines Teiles des Dampfes durch die Spalten *S*<sub>1</sub> zwischen den Laufschaufeln und der Gehäusewand und *S*<sub>2</sub> zwischen den Leitschaufeln und der Trommel unvermeidlich. Bei Beaufschlagung



der Läufer von Überdruckturbinen in durchweg einer Richtung bildet sich zudem ein mit besonderen Mitteln aufzunehmender oder auszugleichender Axialdruck aus.

Von den wichtigsten Formen der Schaufelträger, den Trommeln und Scheiben, sind die ersteren, wie später nachgewiesen wird, nur für mäßige Umfangsgeschwindigkeiten bis zu etwa 100 m/sek geeignet. Sie werden vor allem für die oft sehr zahlreichen Druckstufen der Überdruckturbinen benutzt. So zeigt Abb. 2223 die Trommel einer Schiffsturbine, die wegen

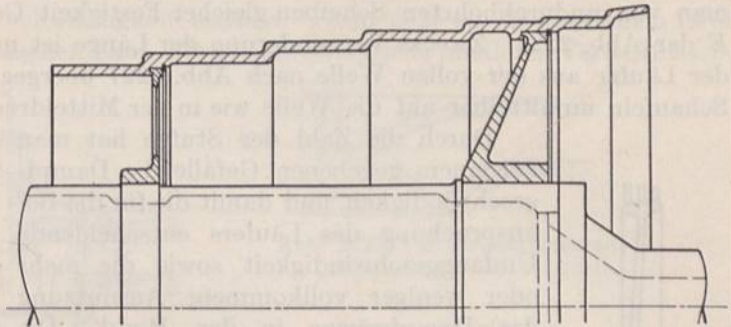


Abb. 2223. Schiffsturbintrommel. Ausführung der AEG, Berlin. (Nach Bauer und Lasche.)

des unmittelbaren Antriebs der Schraube mäßige Drehzahl haben muß. In Abb. 2224 sind zwei durch Schrumpfung miteinander verbundene Trommeln die Träger der Mittel- und Niederdruckstufen.

Das linke Ende der Mitteldrucktrommel ist zur Welle ausgeschmiedet, das rechte aber durch Ausbohren aus dem Vollen hergestellt. In diese Bohrung wurde der andere Wellenschenkel eingeschrumpft; radiale Stifte *S* dienen zur Sicherung gegen Verschieben und Verdrehen. Am Läufer

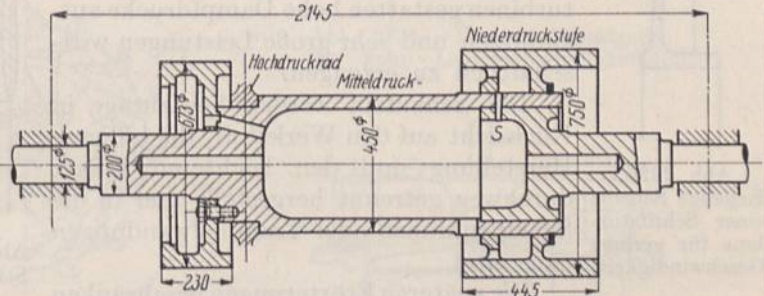


Abb. 2224. Dampfturbintrommel. Ausführung von Brown, Boveri und Co., Baden-Mannheim. M. 1:25.

der Thyssen-Röder-Turbine, Abb. 2225, sind die zylindrischen Trommeln *A* und *B* mit dem in der Mitte sitzenden Hochdruckrade *C* und den als Scheiben ausgebildeten letzten Stufen *D* und *E* sowie den Wellenschenkeln zentriert und verschraubt. Der Dampf fließt nach Durchströmen des Hochdruckrades gleichmäßig nach beiden Seiten zu den Trommeln.

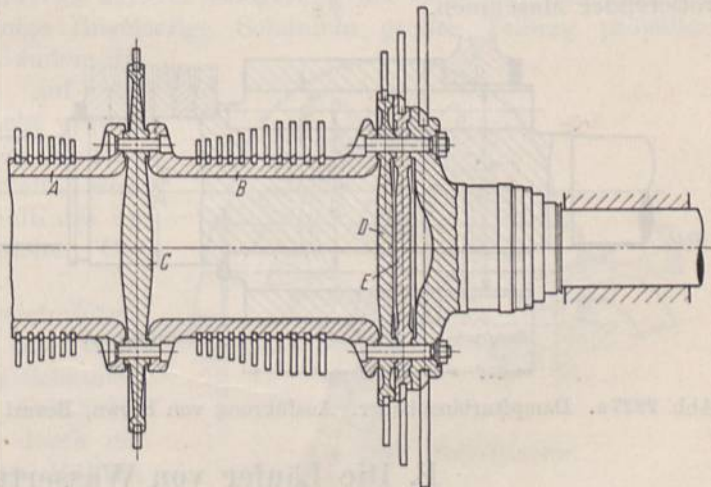


Abb. 2225. Läufer einer Thyssen-Röder-Dampfturbine.

Die kegelig ausgebildete Scheibe mit einseitig angesetzter Nabe einer Schiffsturbine, Abb. 2226, ist nur für geringe Geschwindigkeiten geeignet, weil die Fliehkraft Biegespannungen hervorruft. Die Ausbildung war dadurch bedingt, daß der große Zwischenboden in Rücksicht auf genügende Widerstandsfähigkeit gegenüber dem Dampfdruck stark gewölbt sein mußte. Bei größeren Geschwindigkeiten wird man die Scheiben symmetrisch zu ihrer Hauptebene gestalten. Vergleiche die leichten, für mäßige Geschwindigkeiten bestimmten Scheiben, Abb. 2221, die nur in Rücksicht auf die Abdichtung der Zwischenböden einseitig angesetzte zylindrische



Naben erhielten. An dem hoch beanspruchten Rade Abb. 2220 mußte dagegen auch die Nabe symmetrisch ausgebildet werden. Bei sehr hohen Geschwindigkeiten macht man von undurchbohrten Scheiben gleicher Festigkeit Gebrauch, Abb. 2219 und C, D, E der Abb. 2225. Zwecks Verminderung der Länge ist man schließlich zur Herstellung der Läufer aus der vollen Welle nach Abb. 2227 übergegangen. Manchmal werden die Schaufeln unmittelbar auf die Welle wie in der Mitteldruckstufe Abb. 2227a aufgesetzt.

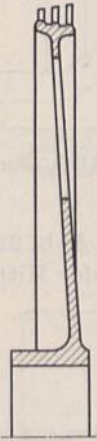


Abb. 2226. Kegelige Scheibe einer Schiffsturbine für geringe Geschwindigkeit.

Durch die Zahl der Stufen hat man bei einem gegebenen Gefälle die Dampfgeschwindigkeit und damit die für die Beanspruchung des Läufers entscheidende Umfangsgeschwindigkeit sowie die mehr oder weniger vollkommene Ausnutzung der Dampfwärme in der Hand. Die Druckabnahme in den einzelnen Stufen regelt man durch entsprechende Wahl der Querschnitte in den Düsen und zwischen den Schaufeln. Mehrstufige Dampfturbinen gestatten hohe Dampfdrucke auszunutzen und sehr große Leistungen wirtschaftlich zu erzeugen.

Die Schaufeln werden heutzutage in Rücksicht auf den Werkstoff, die billigere Herstellung und den leichteren Ersatz durchweg getrennt hergestellt und in die Scheibenkränze oder Trommelwandungen eingesetzt.

Die späteren Erörterungen beschränken sich auf die konstruktive Durchbildung der Schaufeln und die Berechnung der Läufer. Wegen der durch die Strömung bedingten Schaufelwinkel und sonstigen Abmessungen muß auf das Schrifttum [XXIX, 1, 2] verwiesen werden. Das Gleiche gilt auch für die anschließend behandelten weiteren Arten rotierender Maschinen.

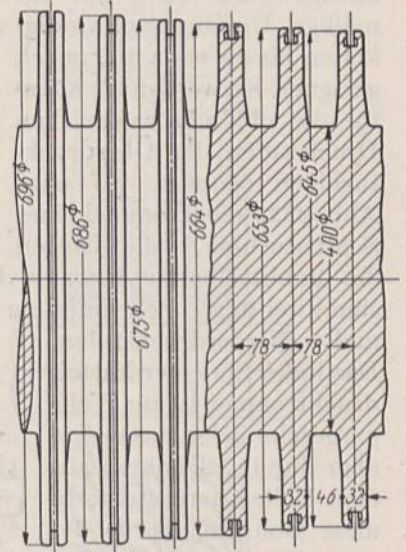


Abb. 2227. Mit der Welle aus einem Stück gedrehter Läufer, AEG, Berlin. M. 1:10.

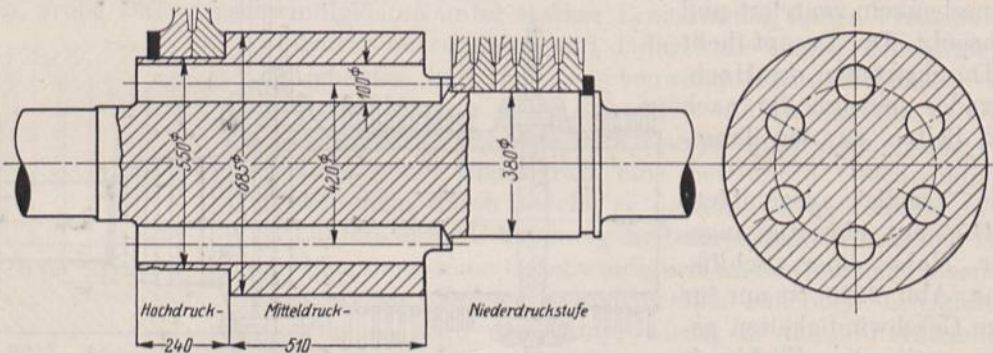


Abb. 2227a. Dampfturbinenläufer. Ausführung von Brown, Boveri und Co., Baden-Mannheim. M. 1:20.

## B. Die Läufer von Wasserturbinen.

Von den zahlreichen Formen der Wasserturbinen, die während der Entwicklungszeit dieser Maschinengattung vorgeschlagen und ausgeführt worden sind, haben heutzutage nur noch die Francis- und die Pelton- oder Becherturbinen Bedeutung. Zu ihnen trat in neuester Zeit die Kaplansturbine.

Francisturbinen arbeiten unter Überdruck, sind durch radialen Zufluß und axialen Abfluß des Wassers und durch räumlich verwundene Schaufeln gekennzeichnet, Abb. 2228



bis 2230. Die Räder bestehen aus zwei Wänden oder einer Nabe und einem Kranz, welche die Schaufeln seitlich begrenzen und festhalten. Die Formen Abb. 2228 bis 2230 sind im wesentlichen durch die Laufgeschwindigkeit bedingt. Form 2229 ist für langsamen Lauf geeignet, Form 2230 für sehr raschen Lauf, Form 2228 entspricht mittleren Verhältnissen.

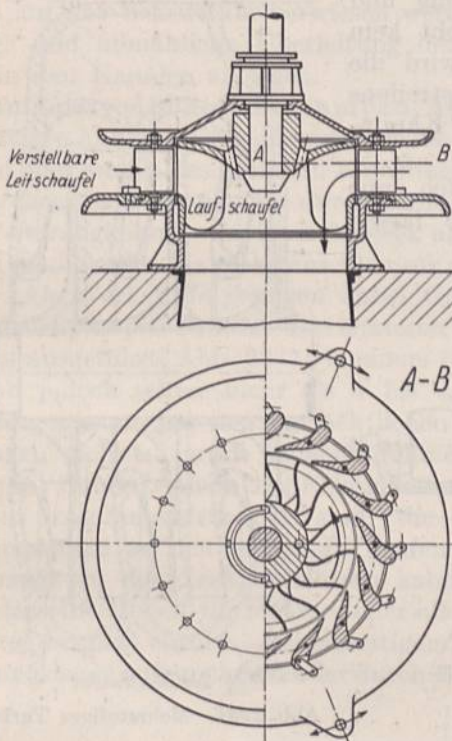


Abb. 2228. Francisturbine für mittlere Laufgeschwindigkeit.

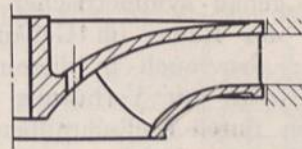


Abb. 2229. Francisturbinenrad für geringe Laufgeschwindigkeit.

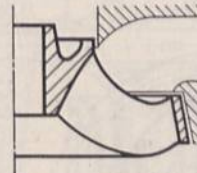


Abb. 2230. Francisturbinenrad für hohe Laufgeschwindigkeit.

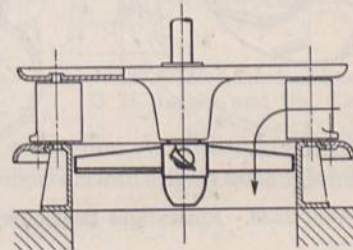


Abb. 2231. Kaplanturbine.

Kaplan gab den Läufern zwecks weiterer Steigerung der Laufgeschwindigkeit der Überdruckturbinen durch wenige flügelartige Schaufeln großer Teilung propellerähnliche Form, Abb. 2231. Da zudem die Laufschaufeln in Rücksicht auf die Regelung häufig drehbar gemacht werden und für sich allein den äußeren Kräften gegenüber widerstandsfähig gestaltet werden müssen, liegen sie außerhalb des im vorliegenden Abschnitt behandelten Gebietes.

Becherturbinen sind Freistrahlturbinen. Ihr Läufer besteht aus einer Scheibe, die auf ihrem Umfang Schaufeln in Form doppelschaliger Becher, Abb. 2232, trägt. Der Wasserstrahl wird durch die Schneide *S* der Schaufeln in zwei Hälften zerteilt und gibt bei der Umlenkung in den Becherhöhlungen seine Energie an das Rad ab.

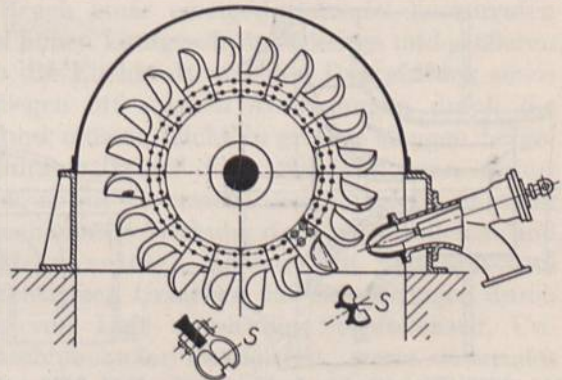


Abb. 2232. Becherturbine.

### C. Die Läufer von Schleudergebläsen, -kompressoren und -pumpen.

Abb. 2233 stellt den Schnitt durch ein beiderseitig beaufschlagtes, einstufiges Schleudergebläse dar. Die Luft strömt in axialer Richtung bei *A* und *B* zu und wird durch die Schaufeln des Rades in einem spiralig sich erweiternden Kanal *K* in die bei *C* an-



schließende Rohrleitung gefördert. Die aus Blech gebogenen Schaufeln sind mit den Armen *S* der gegossenen Nabe und mit den Deckscheiben *D* vernietet. Den Verlust, der durch Rückströmen an den Außenflächen der Deckscheiben entsteht, hält man durch genügend kleines Spiel im Gehäuse öder durch Einschalten einer Labyrinthdichtung klein. Bei genau symmetrischer Ausbildung und Einstellung des Rades im Gehäuse entsteht kein Axialdruck; aber auch in diesem Falle wird die Lage des Rades zur Verhütung des Anstreichens beim Laufen durch Stellschrauben, durch Kamm- oder Kugellängslager sichergestellt.

Einstufige Schleudergebläse eignen sich nur für geringe Pressungen. Höhere Drücke lassen

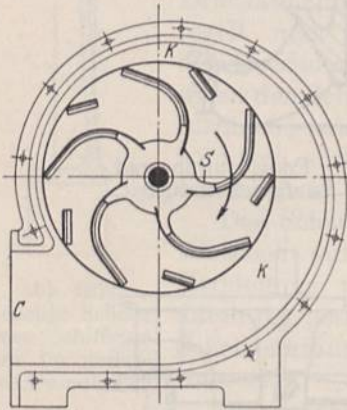


Abb. 2233. Einstufiges Schleudergebläse.

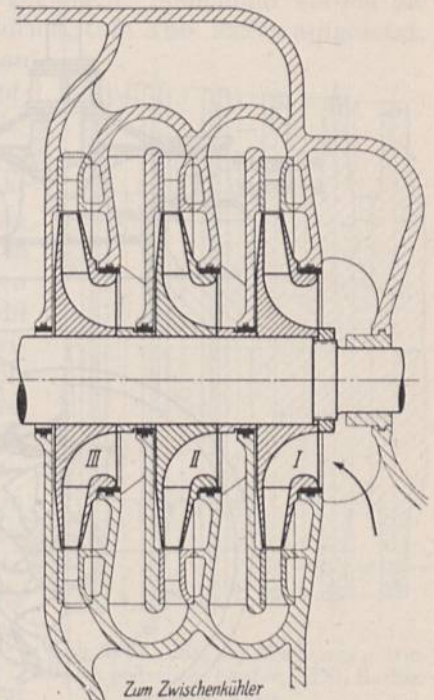
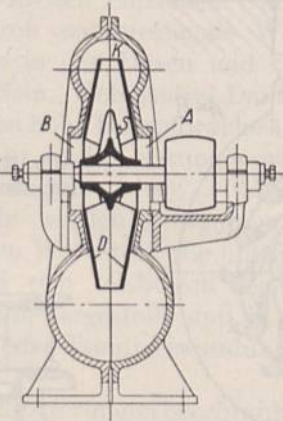


Abb. 2234. Mehrstufiges Turbogebläse.

sich durch Hintereinanderschalten mehrerer Stufen, Abb. 2234, erreichen. Die im Laufrade *I* auf das 1,2- bis 1,3fache der Ansaugspannung verdichtete Luft wird im anschließenden Leitapparat radial nach innen dem Laufrade *II* zugeführt und durch dieses in etwa dem gleichen Verhältnis weiter verdichtet, also auf das 1,4- bis

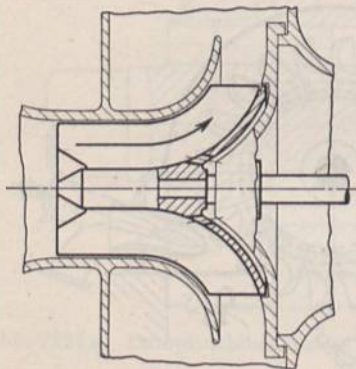


Abb. 2235. Einseitig beaufschlagte Schleuderpumpe. Ausführung von Weise, Söhne, Halle a. S.

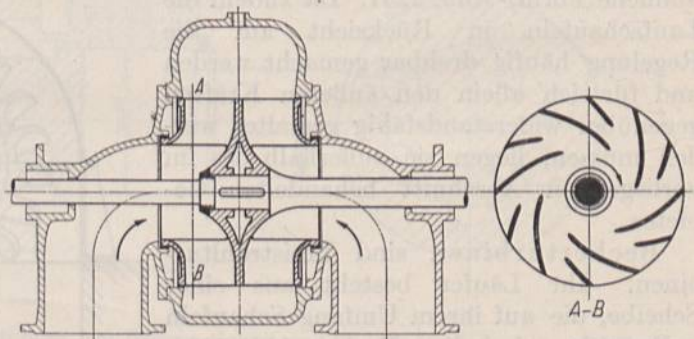


Abb. 2236. Beiderseitig beaufschlagte Schleuderpumpe. Ausführung A. Borsig, Berlin-Tegel.

1,7fache der Ansaugspannung gebracht usw. Bezüglich der Gestaltung der Räder sei nur erwähnt, daß man von der Liefermenge und der Ansauggeschwindigkeit ausgeht und danach zunächst den Zuströmquerschnitt bemißt. Die Geschwindigkeit pflegt abhängig von der Druckhöhe *H* genommen zu werden:

an Ventilatoren zu 5 m/sek bei  $H = 12$ , zu 30 m/sek bei  $H = 360$  mm Wassersäule, bei Turbogebläsen und -kompressoren zu 30 bis 50 m/sek. Die Außenabmessungen der



Räder sind bei größeren Leistungen durch die in erster Linie von der Umfangsgeschwindigkeit abhängenden Festigkeitsverhältnisse gegeben. So betrachtet man an Turboverdichtern bei sorgfältiger Durchbildung 180 bis 200 m/sek Umfangsgeschwindigkeit als obere Grenze. Wegen der Einzelheiten bezüglich der Form und Stellung der Schaufeln, die durch die Strömung des zu fördernden Stoffes durch die Räder bedingt sind, muß wiederum auf das Schrifttum verwiesen werden [XXIX, 3, 4, 5]. Großer Wert ist auf die stetige und allmähliche Überleitung der Querschnitte in den Kanälen zu legen.

Die Laufräder von Schleuderpumpen, Abb. 2235 bis 2237, zeigen ähnliche Grundformen wie die der Gebläse, sind aber wegen des größeren Einheitsgewichts der zu fördernden Flüssigkeiten durch geringere Zuströmgeschwindigkeiten von 2 bis 4 m/sek und Umfangsgeschwindigkeiten bis höchstens 40 m/sek gekennzeichnet. Als Werkstoffe genügen dabei Gußeisen, bei Hochdruckpumpen Bronze. Die letzteren werden mehrstufig ausgeführt, Abb. 2237; in einem Gehäuse pflegt man jedoch selten mehr als 6 bis 8 Stufen unterzubringen, um bei den beträchtlichen Lagerentfernungen nicht zu große Wellendurchmesser zu bekommen. Dabei bleiben, da Flüssigkeiten praktisch nicht zusammendrückbar sind, die Durchströmquerschnitte in den einzelnen Stufen gleich. Im Gegensatz zu den Luftverdichtern kann daher ein und dasselbe Modell für mehrere oder alle Räder eines Satzes benutzt werden. Bei einseitigem Zulauf entstehen Axialdrucke, die durch geeignete Längslager aufzunehmen oder durch Entlastungsvorrichtungen auszugleichen sind.

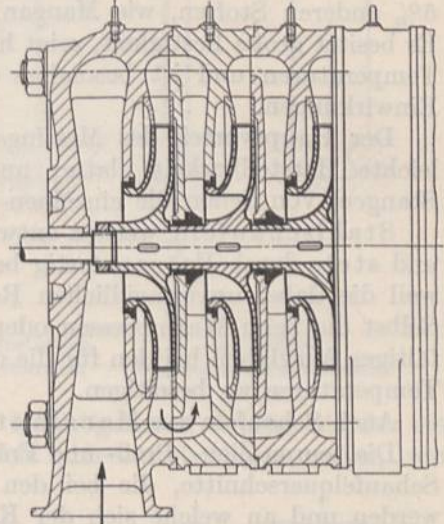


Abb. 2237. Hochdruckschleuderpumpe.  
C. H. Jaeger und Co., Leipzig.

### III. Schaufeln.

#### A. Werkstoffe und Herstellung der Dampfturbinenschaufeln.

Richtige Wahl des Werkstoffs und sorgfältigste Durchbildung der Schaufeln sind in Rücksicht auf die Zerstörungen, die der Bruch einer einzigen Schaufel hervorrufen kann, äußerst wichtig. Die Schaufeln sind bei hohen Laufgeschwindigkeiten und größeren Längen erheblichen Beanspruchungen durch die Fliehkraft und den Dampfdruck sowie durch Schwingungen ausgesetzt; sie unterliegen oft starken Abnutzungen durch die Wirkung des Treibmittels oder durch Rost und müssen leicht in großen Mengen hergestellt werden können. Während reiner überhitzter Dampf den Schaufeln, wenn sie nur den entsprechenden Temperaturen standhalten, so gut wie unschädlich ist, greift unreiner und nasser Dampf die Schaufeln durch die mechanische Wirkung der festen Teilchen und Wassertropfen an. Rostbildung setzt die gleichzeitige Anwesenheit von Luft und Wasser oder Dampf voraus, so daß die wichtigsten Ursachen für Zerstörungen durch Rost sauerstoffhaltiges Wasser, Eindringen von Luft durch die Stopfbüchsen, Undichtheit des Absperrventils, wenn die Maschine außer Betrieb ist, sowie dauerndes Unterdampfhalten der Turbinen in Rücksicht auf Betriebsbereitschaft sind. Die längs des Gehäusescheidels ziehenden Dampfschwaden rufen oft starke örtliche Schädigungen hervor. Aber auch durch die chemische Wirkung von Salzen und Säuren, die vom Dampf mitgerissen werden, können Anfrassungen entstehen [XXIX, 6, 7]. Auf reines, entlüftetes Kesselspeisewasser ist daher größter Wert zu legen.

Die wichtigsten Werkstoffe der Schaufeln sind heutzutage Siemens-Martinstahl, Nickelstahl, nicht rostender Stahl, Messing, Nickelmessing und Monelmetall. Die Stahlsorten kommen für Temperaturen über 200° C und für hochbeanspruchte lange Schaufeln



der letzten Niederdruckstufen in Frage, Messing aber, und zwar das Schaufelmessing oder der Gelbtombak *Ms* 72 DIN 1709 mit 72% Kupfer, 28% Zink und höchstens Spuren von Blei sowie Nickelmessing für mäßige Wärmegrade. Nicht selten finden sich daher an ein und derselben Turbine Stahlschaufeln im Hochdruckteil und am Ende des Niederdruckteils, Messingschaufeln in den mittleren Stufen. Monelmetall ist eine unmittelbar aus reinen Erzen erschmolzene Naturlegierung von etwa 67% Nickel, 28% Kupfer und 5% anderen Stoffen, wie Mangan, Eisen, Kohlenstoff und geringen Mengen Silizium. Es besitzt große Festigkeit, zeigt hohe Spannung an der Streckgrenze selbst bei höheren Temperaturen und ist besonders widerstandsfähig gegen chemische und mechanische Einwirkungen.

Der Hauptvorteil des Messings und Nickelmessings ist neben der Rostfreiheit die leichte Herstellbarkeit glatter und harter Oberflächen durch Kaltziehen profilierter Stangen, von denen die einzelnen Schaufeln abgeschnitten werden.

Stahlschaufeln werden entweder warm vorgepreßt oder aus Blech warm gebogen und stets durch Fräsen fertig bearbeitet, dürfen dagegen nicht kalt gezogen werden, weil die dabei unvermeidlichen Reckspannungen Risse und Abblätterungen erzeugen. Selbst die beim Warmpressen oder -biegen entstandenen Spannungen sind durch sorgfältiges Ausglühen bei den für die einzelnen Stahlsorten vielfach genau vorgeschriebenen Temperaturen zu beseitigen.

Auch Schaufeln aus Monelmetall müssen ihre genaue Form durch Fräsen erhalten.

Die teuren Zieh-, Preß- und Fräswerkzeuge verlangen die Beschränkung der Zahl der Schaufelquerschnitte, die bei den einzelnen Firmen in Profiltafeln zusammengestellt werden und an welche sich der Konstrukteur bei der Aufstellung von Schaufelplänen für die Turbinen zu halten hat. Dabei pflegen zwei Hauptformen benutzt zu werden: aus Blech gebogene und nur an den Ein- und Austrittskanten zugeschärfte Blechschaufeln, wie sie Abb. 2256 zeigt, und in der Mitte verstärkte, Abb. 2263.

Für die Füllstücke, die den gegenseitigen Abstand der Schaufeln regeln, benutzt man gewöhnlich die gleichen Werkstoffe wie für die Schaufeln (Messing jedoch bis zu 250° C), kann aber die obenerwähnten Bedenken gegen das Kaltziehen zurücktreten lassen, weil die Füllstücke nicht so starken Einwirkungen ausgesetzt sind. In den meisten Fällen müssen die Füllstücke der genau radialen Stellung der Schaufeln wegen eine nach der Läuferachse zu verjüngte Form haben.

## B. Befestigung der Schaufeln.

Der Schöpfer der reinen Druckturbine, de Laval, hat die Ausführung Abb. 2238 angegeben. Die vorgepreßten und fertig gefrästen Stahlschaufeln werden in radialen, am Grunde durch zylindrische Bohrungen erweiterten Schlitzten gehalten und darin leicht verstemmt. Es entsteht ein sehr widerstandsfähiger Schaufelfuß, der selbst für die höchsten bis jetzt benutzten Geschwindigkeiten von etwa 430 m/sek geeignet ist, der aber nur an Kränzen angewendet werden kann, die von der Seite her zugänglich sind, Abb. 2219. Die Auswechslung der Schaufeln ist leicht, ihre Herstellung aber teuer.

Lehrreich ist die Entwicklung der Schaufelbefestigung bei der weiteren Ausgestaltung der Dampfturbine zur Großkraftmaschine, wie sie Lasche [XXIX, 7] an der AEG-Turbine schildert. Das Bestreben, die Schaufeln dadurch zu verbilligen, daß man ihnen durch Ziehen — bei Herstellung aus Messing oder Nickelmessing — oder durch Vorwalzen im warmen Zustand — im Fall von Nickelstahl und Monelmetall — einen durchweg gleichen Querschnitt gab, führte zunächst zur Anwendung einfacher Schwalbenschwänze, Abb. 2239. Sie wurden in den Nuten der Kränze unter Einschalten von Zwischenstücken *Z* in der richtigen Lage und dem nötigen Abstände von einander gehalten. Zum Einbringen dienten Erweiterungen der Nuten, die durch besondere Schösser abgedeckt wurden. Bei der Vergrößerung der Leistung führte die hohe Beanspruchung der Kehle des Schwalbenschwanzes auf Zug durch die Eigenfliehkraft der Schaufeln



und auf Biegung durch den Druck des Treibmittels zunächst zur Einführung des Gegenschwalbenschwanzes, Abb. 2240. Schlagbiegeversuche nach Abb. 2241, bei

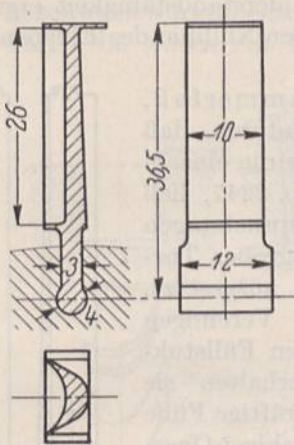


Abb. 2238. Schaufelbefestigung nach de Laval.

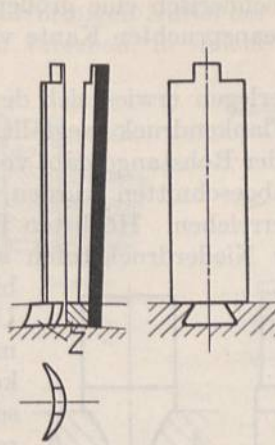


Abb. 2239. Schaufelbefestigung mittels Schwalbenschwanzes.

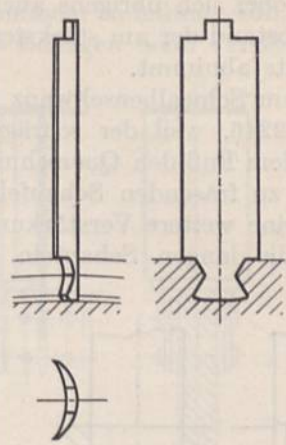


Abb. 2240. Gegenschwalbenschwanz.

denen ein Hammer so oft auf die Schaufelenden fallen gelassen wurde, bis der erste Riß eintrat, zeigten, daß die Schaufeln erheblich widerstandsfähiger waren, wenn

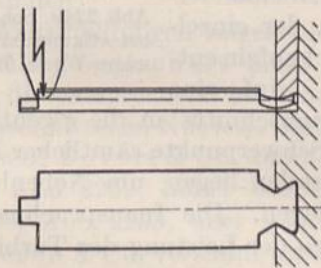


Abb. 2241. Schlagbiegeversuch an Schaufeln.

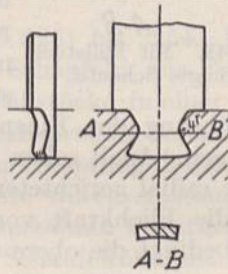


Abb. 2242. Schaufeln mit ausgerundeter Kehle.

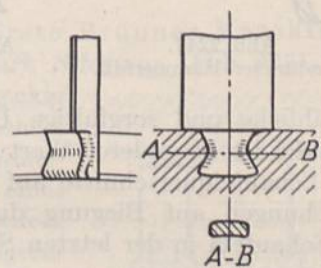


Abb. 2243. Schaufel mit ausgerundeter Kehle und abgerundeten Kanten.

die Kehlen und Kanten abgerundet wurden. Während bei scharfen Kehlen an einer bestimmten Schaufel insgesamt 5,5... 8 mkg bis zum Anriß aufgewendet werden mußten, waren bei Ausrundung der Kehlen mit 4 mm Halbmesser, Abb. 2242, 42... 50 und

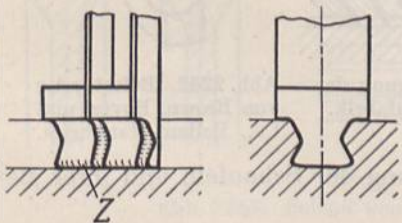


Abb. 2244. Schaufeln mit überhöhten Füllstücken.

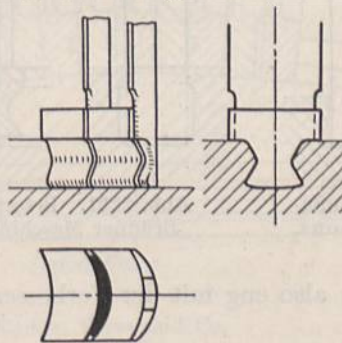


Abb. 2245. Schaufeln mit überhöhten Füllstücken und abgerundeten Kanten.

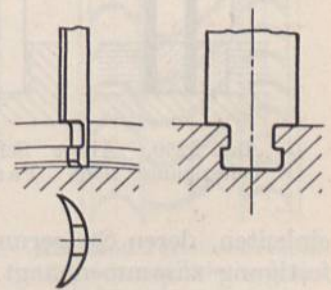


Abb. 2246. Hammerfuß.

nach dem Brechen der Kanten, Abb. 2243, 58... 60 mkg Schlagarbeit notwendig. In weiterer Vervollkommnung wurde durch Überhöhen der Füllstücke nach Abb. 2244 der ganze Schaufelquerschnitt zur Aufnahme des durch den Dampfdruck erzeugten Biegemoments herangezogen. Der tief in der Nut liegende kleinste Querschnitt ist



hierbei nur der Wirkung der Fliehkraft ausgesetzt. Dem Übelstand, daß die scharfen Kanten oft anrissen, half man durch Wegfräsen und Abrunden derselben nach Abb. 2245 ab, wobei sich übrigens auch rechnerisch eine größere Widerstandsfähigkeit ergibt, da der Abstand der am stärksten beanspruchten Kante von der Nulllinie des Einspannquerschnitts abnimmt.

Dem Schwalbenschwanz überlegen erwies sich der Hammerfuß, Abb. 2246, weil der schräge Flankendruck wegfällt. Dadurch, daß man dem Fuß den Querschnitt der Rohstange gab, von der die einzeln fertig zu fräsenden Schaufeln abgeschnitten wurden, Abb. 2247, ließ sich eine weitere Verstärkung erreichen. Höchsten Beanspruchungen sind die langen Schaufeln der Niederdruckstufen sehr großer Turbinen ausgesetzt.

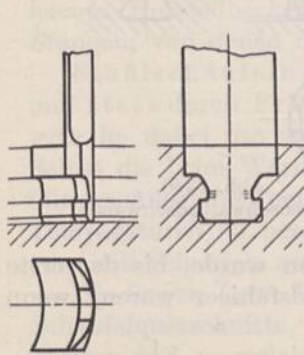


Abb. 2247. Verstärkter Hammerfuß.

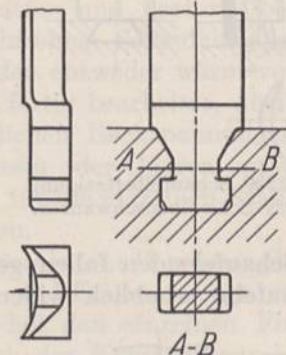


Abb. 2248. Mit Füllstück vereinigte Schaufel.

Unter Vereinen mit den Füllstücken erhalten sie sehr kräftige Füße rechteckigen Querschnitts nach Abb. 2248, so daß die Beschauelung durch unmittelbares Aneinanderreihen der einzelnen Schaufeln entsteht. Auf eine

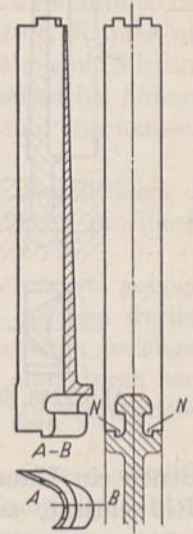


Abb. 2249. Schaufelbefestigung der Bergmann-Werke Berlin.

allmähliche und sorgfältige Überführung des Einspannquerschnitts in die eigentliche Schaufel ist besonderer Wert zu legen. Auch sollen die Schwerpunkte sämtlicher Fuß- und Schaufelquerschnitte auf einer radial gerichteten Geraden liegen, um Nebenbeanspruchungen auf Biegung durch die Fliehkraft vorzubeugen. Die Inanspruchnahme der Schaufeln in der letzten Stufe bedingt die obere Grenze der Leistung der Turbinen-

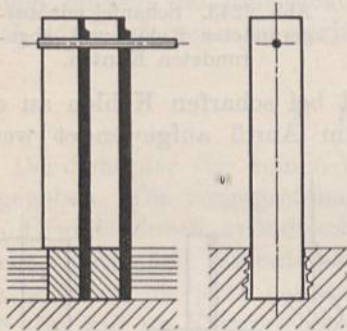


Abb. 2250. Ältere Schaufelbefestigung nach Parsons.

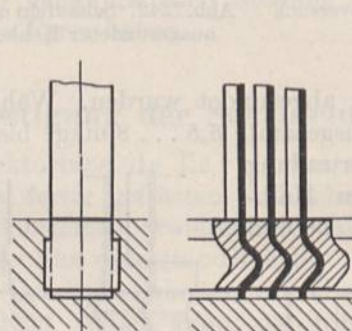


Abb. 2251. Befestigung der Brunner Maschinenfabrik.

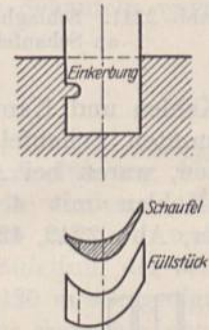


Abb. 2252. Befestigung von Brown, Boveri und Co., Baden-Mannheim.

einheiten, deren Steigerung also eng mit der Verbesserung der Schaufeln und ihrer Befestigung zusammenhängt.

Schwalbenschwänze und Hammerfüße verlangen an einzelnen Scheiben die Ausbildung kräftiger Kränze, Abb. 2263 und 2270. Das wird durch die Befestigung der Bergmannwerke, Abb. 2249, vermieden, bei welcher die gegabelten Schaufelfüße den Scheibenrand umklammern, Biegespannungen am Fuß aber durch die Nasen *N* beschränkt werden, die sich gegen die niedrigen Seitenränder der Scheibe stützen.

Parsons begnügte sich bei der Ausbildung der vielstufigen, mit geringeren Umfanggeschwindigkeiten arbeitenden Überdruckturbine in der ersten Zeit damit, die aus



gezogenen Stäben abgeschnittenen Schaufeln durch kräftiges Verstemmen der Zwischenstücke in schwach schwalbenschwanzförmigen Nuten der Trommeln zu halten, Abb. 2250. Dabei waren die Nuten mit Rillen versehen, in welche die Beilagen beim Verstemmen

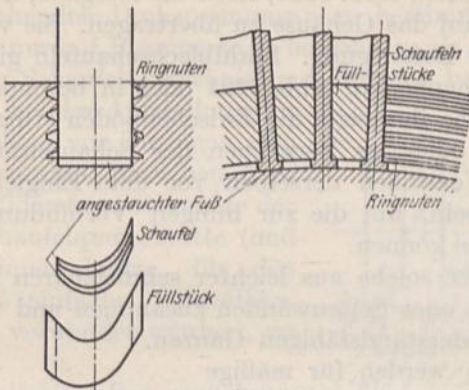


Abb. 2253. Befestigung von Brown, Boveri und Co., Baden-Mannheim.

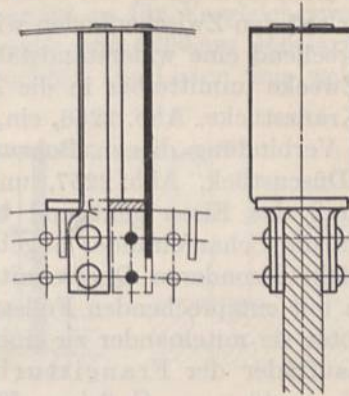


Abb. 2254. Befestigung der Bergmannwerke Berlin.

eindringen konnten und die Schaufelköpfe untereinander durch einen eingelöteten Draht verbunden.

Weiterbildungen zeigen die Abb. 2251 bis 2254. Die Erste Brüner Maschinenfabriksgesellschaft preßt die Schaufeln am Fuß stark S-förmig, Abb. 2251, und hält die entsprechend geformten Füllstücke in einer rechteckig unterschrittenen Nut fest. Mäßig beanspruchte Schaufeln sichert Brown, Boveri & Co. durch einen Vorsprung in der Trommelnut, Abb. 2252, höher beanspruchte durch Anstauchen eines Fußes, Abb. 2253, über welchen verzahnte Füllstücke greifen. Thyssen & Co. verzahnt auch die Schaufelfüße, die kräftigerer Abmessungen wegen den Querschnitt des Rohstabes behalten, aus dem die Schaufeln gefräst werden.

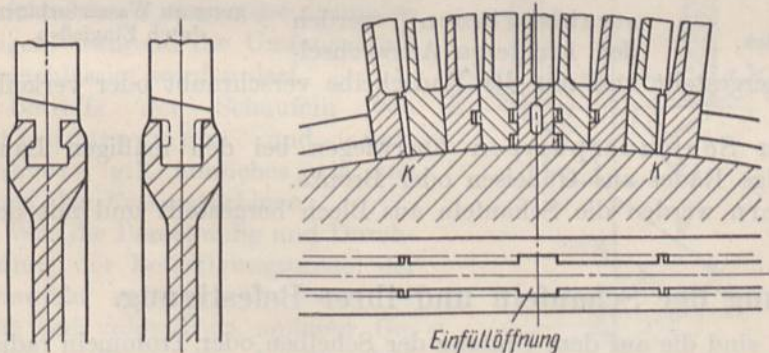


Abb. 2255. Schloß von Escher, Wyss und Co.

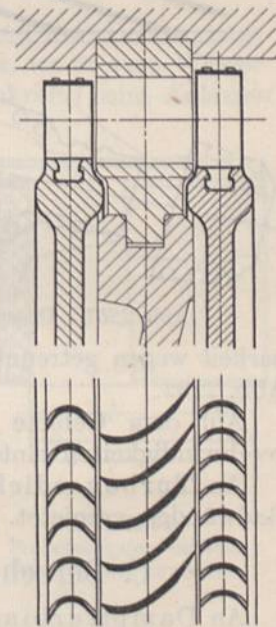


Abb. 2256. Turbine mit Blechschaufeln und Zwischenböden mit besonderen Kränzen.

Bergmann vernietet die aus Nickelstahlblech gepreßten Schaufeln, Abb. 2254, mit dem schmalen Kranz unter Einschalten einer Beilage, die den Schaufelraum radial nach innen zu begrenzt.

Ein Beispiel für ein Schloß zeigt Abb. 2255. Die in der Einfüllöffnung liegenden Schaufeln stützen sich nicht an den Schultern der Nut, sondern greifen mit Vorsprüngen ineinander ein. Durch zwischengetriebene Keile K werden die Schaufeln gegenseitig kräftig verspannt, so daß das Herausschleudern unmöglich ist.



Zur Befestigung der ruhenden, nur durch den Druck des Treibmittels belasteten Leitschaufeln zur Umlenkung des Dampfes nach Abb. 2220 und Abb. 2222 genügen Schwalbenschwänze oder die einfacheren an Laufschaufeln benutzten Mittel. Dagegen haben die Leitschaufeln in den Zwischenböden, Abb. 2221, noch die Aufgabe, den Überdruck, der auf den Zwischenboden wirkt, auf das Gehäuse zu übertragen. Sie verlangen dementsprechend eine widerstandsfähigere Befestigung. Stahlblechschaufeln gießt man zu dem Zwecke unmittelbar in die Zwischenböden, Abb. 2221 oder in besondere ringförmige Kranzstücke, Abb. 2256, ein, welche ihrerseits die Zwischenböden stützen. Zur innigeren Verbindung dienen Bohrungen oder das Verzahnen der Schaufelränder wie an dem Düsenstück, Abb. 2257, unter Verzinnen derselben vor dem Eingießen. Bei diesem muß das Eisen genügend heiß sein, um die zur innigen Verbindung nötige Wärme an die Schaufelränder abgeben zu können.

Schaufeln besonderen Querschnitts oder solche aus leichter schmelzbaren Metallen setzt man mit entsprechenden Füllstücken oder Seitenwänden zusammen und vernietet oder verlötet sie miteinander zu einem widerstandsfähigen Ganzen.

Die Laufräder der Francisturbinen werden für mäßige Gefälle bis zu 40 m aus Gußeisen, für mittlere bis zu 70 m aus Stahlguß, darüber hinaus aus Sonderbronze hergestellt. Dabei pflügen nur solche aus Stahlguß

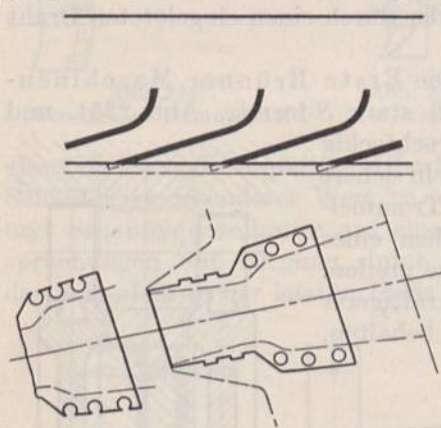


Abb. 2257. Düsenstück.

und Bronze sowie kleinere Räder aus Gußeisen in einem Stück mit den Schaufeln ausgeführt, sonst aber die aus Stahlblech warm gepreßten Schaufeln in die Kränze, Naben oder Radscheiben eingegossen zu werden, Abb. 2258. Für die schwalbenschwanzartigen Zacken gibt Camerer [XXIX, 3] die eingeschriebenen Verhältnismaße an.

Die Becher der Freistrahlturbinen werden der leichteren Auswechsel-

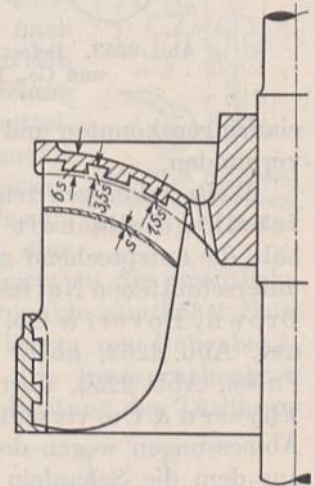


Abb. 2258. Schaufelbefestigung an Wasserturbinen durch Eingießen.

barkeit wegen getrennt hergestellt und mit der Radscheibe verschraubt oder verkeilt, Abb. 2232.

Auf dem Gebiete der Schleuderpumpen überwiegen bei den mäßigen Laufgeschwindigkeiten einteilige Räder aus Gußeisen oder Bronze.

An Turboverdichtern werden die Schaufeln aus Blech hergestellt und mit den Radwänden vernietet.

### C. Berechnung der Schaufeln und ihrer Befestigung.

An Dampfturbinen sind die auf dem Umfang der Scheiben oder Trommeln radial angeordneten Schaufeln durch die Eigenfliehkraft und durch den Ablenkungsdruck, bei Überdruckschaufeln außerdem noch durch den Rückdruck des Treibmittels belastet. Die Fliehkraft bedingt nur Zugspannungen, wenn die Schwerpunkte aller Querschnitte, also einschließlich der Einspannstelle oder des Kehlquerschnitts des Fußes auf einer radialen Geraden liegen; sonst treten Biegespannungen hinzu. Der Druck des Treibmittels erzeugt Biege- und Drehmomente, die an Schaufeln mit Schwalbenschwänzen oder Hammerfüßen durch Verlängern der Füllstücke nach Abb. 2244 vom Kehlquerschnitt ferngehalten werden können. Die Schaufeln der seltener ausgeführten radial beaufschlagten Turbinen werden auch durch die Eigenfliehkraft auf Biegung beansprucht. Die genaue Ermittlung der entstehenden Spannungen ist sehr verwickelt. Im Falle der



Abb. 2259, wo der Ansatzquerschnitt  $I-I$  des Schwalbenschwanzes schräg zur Schaufel-längsachse liegt, erzeugt der Druck  $P$  ein Biegemoment  $P \cdot a$  und ein Drehmoment  $P \cdot b$ , wenn  $a$  den Abstand zwischen  $P$  und der Ebene  $II$ ,  $b$  das Lot vom Schwerpunkt  $S$  auf dem Grundriß von  $P$  bedeutet. Abgesehen davon, daß es nicht möglich ist, mit einfachen Mitteln die entstehenden Drehspannungen zu bestimmen, genügt es für Vergleichszwecke, die Schaufeln nur auf Biegung so zu berechnen, als ob  $P$  nach Abb. 2260 am Hebelarm  $a = l/2$  den vollen Schaufelquerschnitt auf Biegung beanspruchte. Die Listen, aus welchen die Schaufeln bei der Aufstellung der Schaufelpläne von Turbinen entnommen werden, brauchen dann nur die Widerstandsmomente der vollen Schaufelquerschnitte (und der Kehlquerschnitte, für den Fall, daß einfache Schwalbenschwänze verwendet werden), zu enthalten.

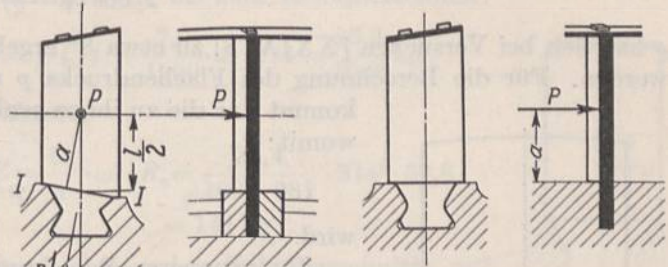


Abb. 2259.  
Zur Ermittlung der Beanspruchung der Schaufeln.

Abb. 2260.

Als zulässige Beanspruchung gibt Karraß für Schaufeln aus Stahl 1000, aus Messing 800, aus Monelmetall 1200 kg/cm<sup>2</sup> an.

Eine einigermaßen zutreffende Berechnung der Schaufeln von Francisturbinen bietet große Schwierigkeiten wegen der Unsicherheit über die Wirkung des Wasserdrucks auf die Schaufeln, die meist sehr verwickelte Formen und keine ebenen Ansatzquerschnitte an der Nabe haben.

Hoch beansprucht sind die Becher von Freistrahlturbinen und ihre Befestigungsmittel. Jeder Becher muß beim normalen Lauf in dem Augenblick, wo er vom Wasserstrahl getroffen wird, der vollen Umfangskraft und der Eigenfliehkraft, beim Anlassen aber der doppelten Umfangskraft, allerdings unter Wegfall der Fliehkraft standhalten. Im Falle des Durchgehens kann die Drehzahl auf das 1,8fache und damit die Fliehkraft auf das 3,2fache der normalen steigen, während die Umfangskraft vernachlässigt werden darf.

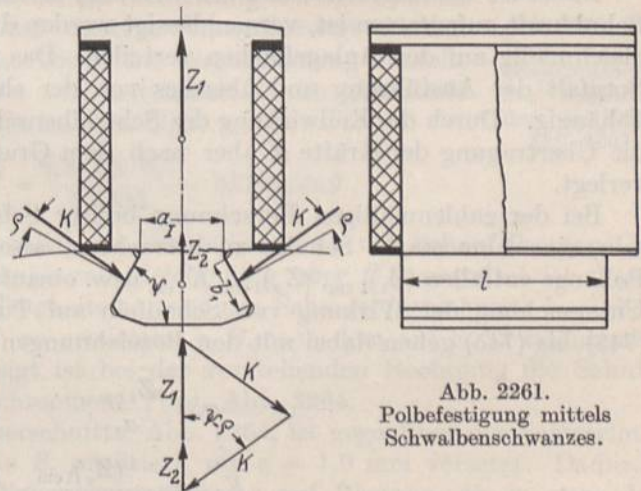


Abb. 2261.  
Polbefestigung mittels Schwalbenschwanzes.

Betreffs der Schaufeln von Schleuderpumpen und -verdichtern gilt ähnliches wie von denen der Francisturbinen.

Was die Berechnung und Durchbildung der Befestigungsmittel der Schaufeln anlangt, so seien der auch auf zahlreichen anderen Gebieten, z. B. an den Ankern elektrischer Maschinen, Abb. 2290, sehr häufig verwandte Schwalbenschwanz und der Hammerfuß zur näheren Betrachtung herausgegriffen. Der größeren Anschaulichkeit wegen sind die entstehenden Kräfte an dem Pol einer Dynamomaschine, Abb. 2261, erläutert. Der Kehlquerschnitt  $I$  wird durch die Fliehkraft  $Z_1$  des außerhalb liegenden Teils des Pols auf Zug beansprucht, wenn  $Z_1$  durch den Schwerpunkt des Kehlquerschnitts geht, eine Bedingung, die bei symmetrischer Ausbildung des Ganzen zur radialen Mittellinie erfüllt ist. Die mittlere Zugspannung

$$\sigma_{zI} = \frac{Z_1}{f_I} \tag{743}$$



ist ein unterer Grenzwert für die Beanspruchung, die durch die Kerbwirkung nach den Ausführungen auf S. 147 um so mehr erhöht wird, je schärfer die Kehle ist. Der am Polfuß wirkenden Fliehkraft des gesamten Pols  $Z_p = Z_1 + Z_2$  halten zwei Kräfte  $K$  in den Zacken des Läufers das Gleichgewicht. Ist  $\psi$  der Neigungswinkel der Flanken gegenüber der Grundfläche und berücksichtigt man die an jenen entstehende Reibung durch den Reibungswinkel  $\varrho$ , so wird:

$$K = \frac{Z_p}{2 \cdot \cos(\psi - \varrho)}. \quad (744)$$

$\varrho$  hat sich bei Versuchen [XXIX, 8] zu etwa  $8^\circ$  ergeben.  $\psi$  pflegt  $\approx 60^\circ$  genommen zu werden. Für die Berechnung des Flächendrucks  $p$  an den Flanken von der Größe  $F_s$  kommt nur die zu ihnen senkrechte Seitenkraft von  $K$  in Frage, womit:

$$p = \frac{K \cdot \cos \varrho}{F_s} \quad (745)$$

wird.

Zur genaueren Berechnung der im Fuß entstehenden Spannungen kann er nach Abb. 2262 als ein Kreisringstück betrachtet werden, das durch  $\sigma_{zI}$  auf Zug in radialer und durch  $p$  auf Druck in tangentialer Richtung gleichmäßig belastet ist, also unter einem zweiachsigen Spannungszustand steht [vgl. XXIX, 9]. In den Punkten  $A$  und  $B$  setzen sich die beiden Spannungen nach S. 45 unten zu einer größten Anstrengung auf Zug:

$$\sigma_t = \sigma_{zI} + \frac{p}{m} \quad (746)$$

zusammen.

Dabei ist vorausgesetzt, daß die Reibung, die als eine an der Anlagefläche wirkende Schubkraft aufzufassen ist, vernachlässigt werden darf und daß sich die Drucke  $K \cdot \cos \varrho$  gleichmäßig auf den Anlageflächen verteilen. Das ist freilich in starkem Maße von der Sorgfalt der Ausführung und überdies von der elastischen Nachgiebigkeit der Zacken abhängig. Durch die Keilwirkung des Schwalbenschwanzes werden diese zurückgebogen, die Übertragung der Kräfte  $K$  aber nach dem Grunde des Schlitzes nach  $C$  und  $D$  hin verlegt.

Bei der zahlenmäßigen Berechnung breiter Schwalbenschwänze kann es vorteilhaft sein, eine 1 cm starke Scheibe zu betrachten, also die Kräfte, die auf die Einheit der Pollänge entfallen  $(Z_1)_{1\text{cm}}$ ,  $(Z_p)_{1\text{cm}}$ ,  $K_{1\text{cm}}$  usw. einzuführen. Das Gleiche gilt auch bei der Untersuchung der Wirkung von Schaufeln auf Turbinenscheibenkränze. Die Formeln (743) bis (745) gehen dabei mit den Bezeichnungen der Abb. 2261 über in:

$$\sigma_{zI} = \frac{Z_{1\text{cm}}}{a_I}, \quad (747)$$

$$K_{1\text{cm}} = \frac{(Z_p)_{1\text{cm}}}{2 \cos(\psi - \varrho)}, \quad (748)$$

$$p = \frac{K_{1\text{cm}} \cdot \cos \varrho}{b_1}. \quad (749)$$

**Beispiel 1.** Die Beanspruchung der Schaufeln der ersten Reihe des Laufradkranzes, Abb. 2263, ist für  $n = 3000$  Uml./min zu berechnen. Schaufelwerkstoff: Nickelstahl mit einem Einheitsgewicht von  $7,9 \text{ kg/dm}^3$ . Der Dampf übt auf eine Schaufel der ersten Reihe  $9,2 \text{ kg}$  Druck in der aus der Abbildung ersichtlichen Richtung aus, wobei angenommen ist, daß der Dampfdruck zu einer Einzelkraft in der Mitte der Schaufel zusammengefaßt werden darf. Die Schaufeln sind mit Gegenschwalbenschwänzen ver-



sehen, sowohl in Rücksicht auf die hohe Umfangsgeschwindigkeit als auch wegen der konstruktiven Durchbildung des Kranzes, der sonst bei  $b$  zu schwach ausgefallen wäre.

Schaufelquerschnitt  $f_s = 0,74 \text{ cm}^2$ , Kehlquerschnitt  $f_k = 0,59 \text{ cm}^2$ . Die der Berechnung der Fliehkraft zugrundegelegte Schaufellänge  $l_s = 40 \text{ mm}$  setzt sich zusammen aus derjenigen der eigentlichen Schaufel von  $30 \text{ mm}$ , einem Zuschlag für das Deckblech von  $3 \text{ mm}$  und der vollen Länge des Gegenschwalbenschwanzes von  $7 \text{ mm}$  unter Vernachlässigung der geringen Abfälle, die beim Einschneiden des letzteren entstehen.

Schaufelgewicht bis zum Kehlquerschnitt:

$$G = \gamma \cdot l_s \cdot f_s = \frac{7,9}{1000} \cdot 4 \cdot 0,74 = \frac{23,4}{1000} \text{ kg},$$

Fliehkraft:

$$Z = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_s = \frac{23,4}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 \cdot 59,8 = 141 \text{ kg},$$

Beanspruchung des Kehlquerschnitts auf Zug:

$$\sigma_z = \frac{Z}{f_k} = \frac{141}{0,59} = 239 \text{ kg/cm}^2.$$

Zur Ermittlung der Biegebeanspruchung der Schaufel wurden zunächst der Schwerpunkt  $S_s$ , die Hauptträgheitsachsen  $S_s A$  und  $S_s B$ , Abb. 2264, und die zugehörigen Trägheitsmomente  $J_1 = 0,144$  und  $J_2 = 0,0292 \text{ cm}^4$  bestimmt. Bei der Zerlegung des Drucks  $P$  parallel zu  $S_s A$  und  $S_s B$  fiel die Seitenkraft in Richtung von  $S_s B$  so klein aus, daß dieselbe vernachlässigt werden konnte. Die größte Biegespannung entsteht an der Austrittskante  $D$  im Abstände  $e_1 = 0,7 \text{ cm}$  von  $S_s B$ :

$$\sigma_b = \frac{P \cdot l/2 \cdot e_1}{J_2} = \frac{9,2 \cdot 1,5 \cdot 0,7}{0,0292} = 331 \text{ kg/cm}^2.$$

Abb. 2263. Kranz mit zwei Geschwindigkeitstufen und Schaufelbefestigung durch Gegenschwalbenschwänze. M. 1:2,5.

Abb. 2264 zeigt, daß  $S_s B$  fast parallel zur Verbindungslinie der Schaufelkanten  $CD$  läuft. Solange also die Schaufel annähernd gleichmäßig über  $CD$  gestaltet ist, kann man sich darauf beschränken, das Trägheitsmoment des Schaufelquerschnitts bezüglich einer zu  $CD$  parallelen Schwerachse zu ermitteln, z. B. nach dem auf S. 32 erläuterten Mohrschen Verfahren. Vernachlässigt ist bei der vorstehenden Rechnung die Schubwirkung von  $P$  und das kleine Drehmoment  $P \cdot g$ , Abb. 2264.

Der Schwerpunkt  $S_k$  des Kehlquerschnitts, Abb. 2265, ist gegenüber der Schwerlinie der eigentlichen Schaufel, die sich in  $S_s$  projiziert, um  $c = 1,0 \text{ mm}$  versetzt. Dadurch entsteht im Kehlquerschnitt eine Nebenbeanspruchung auf Biegung, die in etwa der gleichen Höhe wie die oben berechnete Zugspannung liegt. Bei einem Trägheitsmoment  $J_k = 0,0211 \text{ cm}^4$  und  $e_2 = 0,44 \text{ cm}$  Abstand der am stärksten auf Zug beanspruchten Kante von der Nulllinie ist:

$$\sigma'_b = \frac{Z \cdot c \cdot e_2}{J_k} = \frac{141 \cdot 0,1 \cdot 0,44}{0,0211} = 294 \text{ kg/cm}^2.$$

Ob sich diese Spannung in voller Höhe ausbilden kann, hängt davon ab, ob die Schaufeln von den Füllstücken derart gefaßt sind, daß sie längs des ganzen Fußes als eingespannt angesehen werden können. Das wird in den wenigsten Fällen zu erwarten sein, so daß man mit einer größten Beanspruchung im Kehlquerschnitt von  $\sigma_z + \sigma'_b = 239 + 294 = 533 \text{ kg/cm}^2$  rechnen muß.

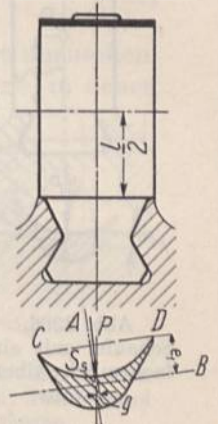
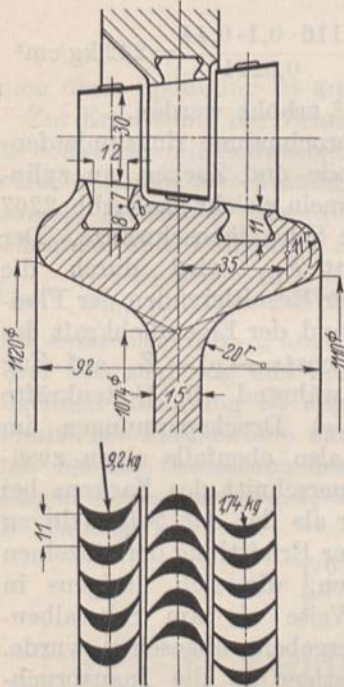


Abb. 2264.



Abb. 2265. Zur Berechnung der Beanspruchung der Schaufeln der ersten Reihe Abb. 2263.



Viel ungünstiger wäre, die Schaufel mit einem einfachen Schwalbenschwanz nach Abb. 2266 zu befestigen. Die Biegebeanspruchung durch den Dampfdruck würde auf

$$\sigma_b = \frac{P \cdot l/2 \cdot e_2}{J_k} = \frac{9,2 \cdot 1,5 \cdot 0,44}{0,0211} = 288 \text{ kg/cm}^2$$

sinken, aber um die Fliehspannung, die in Anbetracht der nur 33 mm betragenden Schaufellänge 194 kg/cm<sup>2</sup> ist und die Biege-

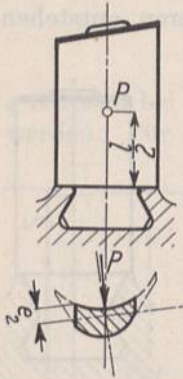


Abb. 2266. Schaufel mit einfachem Schwalbenschwanz.

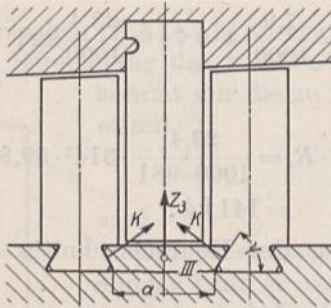


Abb. 2267. Zur Berechnung der Beanspruchung der Schwalbenschwanznuten an Trommeln.

$$\sigma'_b = \frac{Z' \cdot c \cdot e_2}{J_k} = \frac{116 \cdot 0,1 \cdot 0,44}{0,0211} = 242 \text{ kg/cm}^2$$

auf 724 kg/cm<sup>2</sup> erhöht werden.

Die Inanspruchnahme ringsumlaufender Nutenwände und Zacken an zylindrischen Trommeln gleicht nach Abb. 2267 derjenigen der Schwalbenschwänze. Der Kehlquerschnitt  $F_{III}$  wird durch die Summe aus der Resultierenden der Flankendrucke  $K$  und der Eigenfliehkraft des Zackens  $2 K \cdot \cos(\psi - \rho) + Z_3$  auf Zug beansprucht, während die Seitenkräfte  $K \cdot \sin(\psi - \rho)$  Druckspannungen im Zacken, dort also ebenfalls einen zwei-

achsigen Spannungszustand erzeugen. Da aber der Kehlquerschnitt des Zackens bei gleicher Breite der Lauf- und Leitschaufeln wesentlich größer als der der Schaufeln zu sein pflegt, ist die Beanspruchung günstiger, so daß von der Ermittlung der einzelnen

Spannungen, die sich übrigens in gleicher Weise wie am Schwalbenschwanz ergeben, abgesehen wurde.

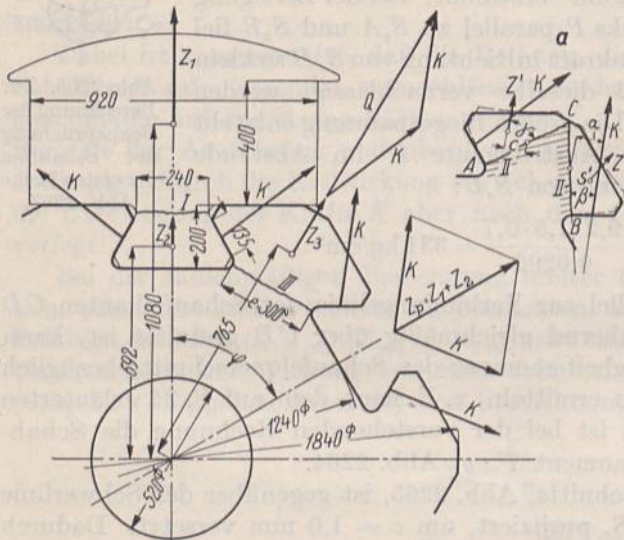


Abb. 2268. Ermittlung der Kräfte an den Schwalbenschwänzen von Dynamoankern.

Ungünstiger ist die Inanspruchnahme der Zacken an den Ankern von Dynamomaschinen, Abb. 2268, und zwar umsomehr, je weniger Pole auf dem Umfang vorhanden sind, je größer also der Winkel  $\varphi$  ist. Im Fall von sechs Polen ist aus der Nebenabbildung (a) ersichtlich, daß die Flankendrucke  $K$  die Zacken nach den gestrichelten Linien durchzubiegen suchen, so daß nur die außerhalb des Kerns  $ACB$  liegenden Teile für die Inanspruchnahme auf Biegung in Betracht kommen. Bedeutet  $l$  die axiale Länge,  $h = AC = BC$  die Höhe der fraglichen Querschnitte, so erzeugen die Flankendrucke  $K$  nach der Theorie

der geraden Balken in den Punkten  $A$  und  $B$  Spannungen:

$$\sigma_b + \sigma_z = \frac{6 K \cdot a}{l \cdot h^2} + \frac{K \cdot \sin \beta}{l \cdot h} \tag{750}$$

Dazu tritt die Wirkung der in den Schwerpunkten  $S'$  vereinigten Fliehkräfte  $Z'$  der Zackennasen:

$$\sigma'_b + \sigma'_z = \frac{6 Z' \cdot c}{l \cdot h^2} + \frac{Z' \cdot \sin \gamma}{l \cdot h} \tag{751}$$



während die Schubkräfte  $K \cdot \cos \beta$  und  $Z' \cdot \cos \gamma$  vernachlässigt werden können. (Zu beachten ist, daß eine recht erhebliche Steigerung der Beanspruchung in einer der Kehlen eintritt, wenn der Flankendruck an einer Seite am äußeren Ende des Zackens wirkt, z. B. infolge ungenauer Bearbeitung.)

Zur Berechnung der mittleren Zugspannung  $\sigma_{zIII}$  im Kehlquerschnitt setzt man die Kräfte  $K$  zur Resultierenden  $Q = 2K \cdot \cos\left(\psi - \varrho - \frac{\varphi}{2}\right)$  zusammen und findet:

$$\sigma_{zIII} = \frac{Q + Z_3}{F_{III}} \quad (752)$$

Auch diese Spannung ist aus den gleichen Gründen wie  $\sigma_{zI}$  als Mindestwert anzusehen.

Zur Ermittlung der Beanspruchung schnellaufender Turbinenradkränze, in denen die Schaufeln mit Schwalbenschwänzen befestigt sind, Abb. 2269, betrachtet man zweckmäßigerweise einen Ausschnitt von 1 cm Länge, berechnet die auf ihn entfallende Fliehkraft der Schaufeln und Füllstücke  $Z_{1cm}$  und daraus den Flankendruck

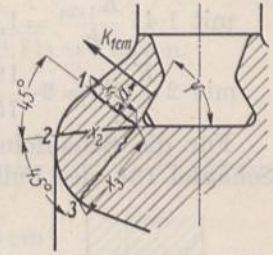


Abb. 2269. Zur Berechnung von Turbinenradkränzen.

$K_{1cm} = \frac{Z_{1cm}}{2 \cos(\psi - \varrho)}$ . Durch ihn werden die parallel, unter  $45^\circ$  und senkrecht zu  $K_{1cm}$  angeordneten Kranzquerschnitte 1, 2 und 3 auf Biegung, Zug und Schub belastet. Zur Erleichterung der folgenden Rechnung ist angenommen, daß sich die Flächen im Schnitt der Flankenlinie mit dem Grund der Nut treffen. Geht man bei der Gestaltung des Kranzes von einer bestimmten zulässigen Beanspruchung  $k_b = k_z$  aus und vernachlässigt die Schubkräfte, so ergeben sich als Wandstärken:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \sqrt{\frac{6 K_{1cm} \cdot a}{k_b}}, \\ x_2 &= 1,41 \frac{K_{1cm}}{k_z} + \sqrt{1,41 \frac{K_{1cm}}{k_z} \left(1,41 \frac{K_{1cm}}{k_z} + 4,25a\right)}, \\ x_3 &= 2 \frac{K_{1cm}}{k_z} + \sqrt{2 \frac{K_{1cm}}{k_z} \left(2 \frac{K_{1cm}}{k_z} + 3a\right)}. \end{aligned} \right\} \quad (753)$$

Das folgt z. B. für den Querschnitt 3 aus der Spannung in der Kehle:

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{K_{1cm}}{1 \cdot x_3} + \frac{6 K_{1cm} (a + x_3/2)}{1 \cdot x_3^2} = k_z,$$

wenn man die Beziehung nach  $x_3$  auflöst. Die drei Maße genügen meist zum Festlegen des Kranzumrisses.

**Beispiel 2.** Zur Beschaukelung Abb. 2263 soll der Kranz bei  $k_b = k_z = 750 \text{ kg/cm}^2$  zulässiger Beanspruchung berechnet werden.

1. Schaufelreihe. Zur Berechnung der Fliehkraft  $Z_s$  der gesamten Schaufel sei ihre Länge unter Einschluß des Schwalbenschwanzes mit  $l = 4,8 \text{ cm}$  (vgl. Beispiel 1) eingesetzt.

$$Z_s = \frac{\gamma \cdot l \cdot f_s}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_s = \frac{7,9 \cdot 4,8 \cdot 0,74}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 \cdot 59,4 = 168 \text{ kg}.$$

Ein Füllstück wiegt 13,2 g und entwickelt eine Fliehkraft:

$$Z_f = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_f = \frac{13,2}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 \cdot 57,7 = 77 \text{ kg}.$$

Die Summe der Fliehkkräfte von 245 kg wirkt auf einer Teilung von 1,1 cm und ergibt eine Belastung der Längeneinheit des Kranzes:

$$Z_{1cm} = \frac{245}{1,1} = 223 \text{ kg/cm},$$



einen Flankendruck:

$$K_{1\text{cm}} = \frac{Z_{1\text{cm}}}{2 \cos(\psi - \varrho)} = \frac{223}{2 \cdot \cos(60^\circ - 8^\circ)} = 181 \text{ kg/cm}$$

und einen mittleren Flächendruck an den Flanken:

$$p = \frac{K_{1\text{cm}} \cdot \cos \varrho}{a_1} = \frac{181 \cdot \cos 8^\circ}{0,7} = 256 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Schaufel, für sich allein betrachtet, würde zu 136 kg Flankendruck und etwa 850 kg/cm<sup>2</sup> Flächendruck führen.

Mit  $a = 0,58 \text{ cm}$  wird:

$$x_1 = \sqrt{\frac{6 K_{1\text{cm}} \cdot a}{k_b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 181 \cdot 0,58}{750}} = 0,92 \text{ cm},$$

mit  $1,41 \frac{K_{1\text{cm}}}{k_z} = 1,41 \cdot \frac{181}{750} = 0,340$   $x_2 = 0,340 + \sqrt{0,340(0,340 + 4,25 \cdot 0,58)} = 1,32 \text{ cm},$

mit  $2 \frac{K_{1\text{cm}}}{k_z} = 2 \cdot \frac{181}{750} = 0,483$   $x_3 = 0,483 + \sqrt{0,483(0,483 + 3 \cdot 0,58)} = 1,52 \text{ cm}.$

Für die Schaufeln der zweiten Reihe gelten die folgenden Zahlen: Fliehkraft der Schaufel 134, des Füllstückes 41,5 kg; Belastung des Kranzes 185 kg/cm, Flankendruck 150 kg/cm,  $x_1 = 0,83$ ,  $x_2 = 1,06$ ,  $x_3 = 1,36 \text{ cm}$ . Mit diesen Werten ist der Kranz Abb. 2263 aufgezeichnet. Dabei ist der berechnete strichpunktierte Umriß auf der rechten Seite durch den stark ausgezogenen ersetzt worden, um einen zur Scheibenmittelebene annähernd symmetrischen Kranz zu bekommen.

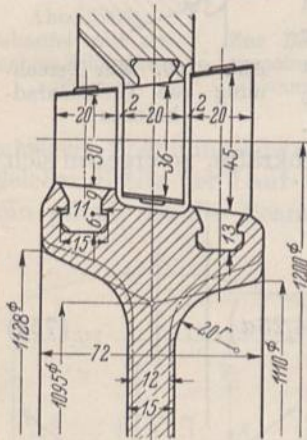


Abb. 2270. Kranz mit zwei Geschwindigkeitsstufen und Befestigung der Schaufeln durch Hammerfüße.

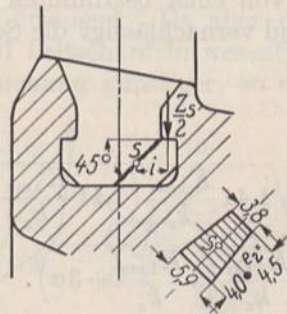


Abb. 2271. Zur Berechnung des Hammerfußes an den Schaufeln Abb. 2270.

Welche Änderungen zweckmäßig sind, wenn die gleichen Schaufeln durch Hammerfüße befestigt werden, zeigt das folgende Beispiel.

**Beispiel 3.** Zur Befestigung der Beschauflung, Abb. 2263, sollen Hammerfüße benutzt werden.

Vermindert man die Halsstärke der Schaufel wegen der geringeren Kerbwirkung auf 11 mm, Abb. 2270, so läßt sich die Breite des Fußes bei etwa dem gleichen Flächendruck wie

am Schwabenschwanz auf 15 mm herabsetzen. Wählt man die Nasenhöhe zu 6 mm und nimmt die Schaufelfliehkraft ebenso groß wie im Beispiel 2 zu  $Z_s = 168 \text{ kg}$  an, so wird die Biegebeanspruchung in einem unter  $45^\circ$  von der Kehle verlaufenden, annähernd trapezförmigen Schnitt an einer Schaufel der ersten Reihe, Abb. 2271, nach der Theorie der geraden Balken:

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{Z_s \cdot \cos 45^\circ}{2 F} + \frac{Z_s \cdot i}{2 W} = \frac{168 \cdot 0,707}{2 \cdot 0,86 \cdot 0,49} + \frac{168 \cdot 0,41}{2 \cdot 0,913} = 141 + 38 = 179 \text{ kg/cm}^2.$$

Berechnet man die Spannung entsprechend dem Vorschlage von Bach auf S. 49 nach der Formel für gekrümmte, stabförmige Körper, so ergeben sich bei Annahme einer scharfen Kehle und unter Einsetzen des ungünstigeren kleineren Wertes für den Krümmungshalbmesser  $r$  die folgenden Zahlen:

$$r = \sqrt{0,01 e_2^2 + \varrho^2} + e_2 = \sqrt{0,01 \cdot 0,45^2 + 0} + 0,45 = 0,50 \text{ cm}; \quad Z = 0,0775 \text{ cm}^4;$$

$$M_b = \frac{Z_s \cdot i}{2} = \frac{168 \cdot 0,5}{2} = 42 \text{ kgcm} \quad \text{und nach Formel (46)}$$

$$\sigma = \frac{P + M_b/r}{F} + \frac{M_b \cdot r}{Z} \cdot \frac{e_2}{r + e_2} = \frac{168/2 + 42/0,5}{0,85 \cdot 0,49} + \frac{42 \cdot 0,5}{0,0775} \cdot \frac{0,45}{0,5 + 0,45} = 527 \text{ kg/cm}^2.$$



Die Spannung würde demnach infolge der Kerbwirkung auf das 2,9fache der bei der ersten Rechnung ermittelten steigen, ist aber sicher noch zulässig. Zur Bestimmung der Nutenwandstärke wurde das Gewicht des Füllstücks zu 9,6 g, die von ihm entwickelte Fliehkraft zu 56 kg ermittelt, woraus sich die Belastung der Längeneinheit der Nuten zu  $Z_{1\text{cm}} = 204 \text{ kg/cm}$  ergab. Die Nutenwand wird auf Zug und Biegung beansprucht und muß bei  $k_b = k_z = 750 \text{ kg/cm}^2$  zulässiger Beanspruchung 6,8 mm stark werden, wie nach Abb. 2272 aus:

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{Z_{1\text{cm}}}{2 x_1} + \frac{6 Z_{1\text{cm}} (x_1/2 + c_1)}{2 x_1^2} = k_z$$

oder

$$x_1 = \frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} + \sqrt{\frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} \left( \frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} + 3 c_1 \right)} \quad (754)$$

oder mit

$$\frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} = \frac{204}{750} = 0,272 \text{ aus } x_1 = 0,272 + \sqrt{0,272 (0,272 + 3 \cdot 0,11)} = 0,68 \text{ cm}$$

folgt. In einem unter  $45^\circ$  durch die Kehle gelegten Schnitt wird:

$$\begin{aligned} x_2 &= 0,71 \frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} + \sqrt{0,71 \frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} \left( 0,71 \frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} + 4,25 c_1 \right)} \\ &= 0,193 + \sqrt{0,193 (0,193 + 4,25 \cdot 0,11)} = 0,55 \text{ cm.} \end{aligned} \quad (755)$$

Schließlich kann man in gleicher Weise auch den Querschnitt 3 auf das Biegemoment  $\frac{Z_{1\text{cm}}}{2} \cdot c_3$  berechnen, wenn auch zu beachten ist, daß diese Berechnung zu ungünstig ist, weil ein um so größerer Teil der Kraft  $Z_{1\text{cm}}/2$  durch tangentielle Spannungen im Kranz aufgenommen wird, je weiter der Querschnitt vom Angriffspunkt der Kraft abliegt. Der Sicherheit wegen auf das volle Moment berechnet, wird:

$$\begin{aligned} x_3 &= \sqrt{\frac{6 Z_{1\text{cm}} \cdot c_3}{2 k_b}} \\ &= \sqrt{\frac{6 \cdot 204 \cdot 1,39}{2 \cdot 750}} = 1,06 \text{ cm} \end{aligned} \quad (756)$$

erforderlich. In Abb. 2270 sind diese Maße zur Aufzeichnung des strichpunktirten Randes des Kranzes benutzt, der beim Vergleich mit Abb. 2263 deutlich die viel günstigeren Verhältnisse bei Verwendung von Hammerfüßen erkennen und diese namentlich für hochbeanspruchte Schaufeln vorteilhaft erscheinen läßt. Insbesondere ist die Kranzbreite in Abb. 2270 nur 72 gegenüber 92 mm in Abb. 2263.

Praktisch wird man den Kranz, Abb. 2270, in Rücksicht auf größere Steifigkeit etwas verstärken und ihm den kräftig angedeuteten Umriß geben.

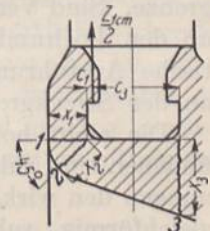


Abb. 2272. Berechnung der Kranzabmessungen im Fall der Befestigung der Schaufeln durch Hammerfüße.

## IV. Trommeln und Scheiben.

### A. Werkstoffe der Trommeln und Scheiben von Dampfturbinen, Wahl der zulässigen Beanspruchung, Ausführungen.

In Rücksicht auf die Betriebsicherheit muß von den Werkstoffen der Trommeln und Scheiben der Dampfturbinen große Festigkeit und Zähigkeit, namentlich aber größte Gleichmäßigkeit und Spannungsfreiheit verlangt werden. Man verwendet deshalb ausschließlich zähe, gut durchgeschmiedete und vor der letzten Bearbeitung zwecks Beseitigung aller Spannungen sorgfältig ausgeglühte Stähle. Für gering beanspruchte, mit mäßiger Geschwindigkeit laufende Trommeln und Scheiben genügt im Siemens-



Martinofen hergestellter Regelstahl St 42.11 der DIN 1611 mit 4200... 5000 kg/cm<sup>2</sup> Zugfestigkeit,  $\delta_5 = 30\%$  Bruchdehnung und 2300... 2750 kg/cm<sup>2</sup> Spannung an der Streckgrenze oder Regelstahl St 50.11 der DIN 1611 mit 5000... 6000 kg/cm<sup>2</sup> Zugfestigkeit,  $\delta_5 = 24\%$  Bruchdehnung und 2750... 3300 kg/cm<sup>2</sup> Spannung an der Streckgrenze.

Für höher beanspruchte nimmt man:

St C 45.61 der DIN 1661, der ausgeglüht 6000... 7000 kg/cm<sup>2</sup> Zugfestigkeit,  $\delta_5 = 19\%$  Bruchdehnung und 3400 kg/cm<sup>2</sup> Spannung an der Streckgrenze, vergütet 6500... 7500 kg/cm<sup>2</sup> Zugfestigkeit,  $\delta_5 = 18\%$  sowie 3900 kg/cm<sup>2</sup> Spannung an der Streckgrenze besitzt.

Bei sehr hohen Beanspruchungen greift man zu legierten Stählen, insbesondere zu Nickelstahl von 6000... 7000 kg/cm<sup>2</sup> Zugfestigkeit, 3500... 4000 kg/cm<sup>2</sup> Spannung an der Streckgrenze oder Chromnickelstahl von 7000 kg/cm<sup>2</sup> Zugfestigkeit,  $\delta_5 = 15\%$  Bruchdehnung und 5000 kg/cm<sup>2</sup> Spannung an der Streckgrenze.

Die Proben zur Nachprüfung der Festigkeitseigenschaften werden zweckmäßigerweise den Stücken selbst entnommen, vgl. Abb. 76, und zwar bei Trommeln dem ausgebohrten Kern, bei Scheiben an der Nabe, weil dort die höchste Beanspruchung durch die tangentialen Zugspannungen auftritt und das Stück am wenigsten durchgeschmiedet ist, so daß die Proben Mindestzahlen ergeben werden. Das schwierige Durcharbeiten der Naben von Scheiben sucht man übrigens durch Aufdornen der Bohrung zu erreichen.

Gleichmäßigkeit und Spannungsfreiheit der Stücke muß gefordert werden in Rücksicht auf die Erwärmung beim Betrieb, welche die Spannungen zur Wirkung kommen läßt und Werfen und Verziehen, damit aber unruhigen Lauf und selbst Anstreifen der Scheiben- und Trommelkränze an den ruhenden Teilen verursachen kann.

Die zulässige Beanspruchung wählt man am besten in Abhängigkeit von der Streckgrenze. Nach Stodola nimmt man bei der Berechnung der Scheiben auf die normale Laufgeschwindigkeit für  $k_s$  das 0,25... 0,4fache der Spannung an der Streckgrenze. Sind Ventilationslöcher in den Scheiben vorgesehen, so pflegen die Spannungen an den Lochumfängen nach den Formeln (792) und (793) die höchsten zu sein. Praktische Ausführungen zeigen dort nach der gleichen Quelle 0,35... 0,6 der Spannung an der Streckgrenze.

Die recht hohen Beanspruchungen im Vergleich mit den sonst im Maschinenbau üblichen sind zulässig, weil die an einfachen Trommeln und Scheiben errechneten Spannungen den wirklichen nahe kommen und weil die Inanspruchnahme durch den Betrieb gleichförmig, ruhender Belastung ähnlich ist, solange keine Schwingungen auftreten; sie setzen aber auch fehlerfreie Werkstoffe voraus. Zur Beurteilung der größten Inanspruchnahme genügt es, sofern man die höchste Schubspannung als maßgebend ansieht, die Tangentialspannung in der Mitte der Scheibe oder am Umfang der Bohrungen zu kennen. Da die Spannung parallel zur Drehachse  $\sigma_3 = 0$  ist, wird nach den Ausführungen auf S. 46

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_t + \sigma_3) = \frac{1}{2}(\sigma_t + 0) = \frac{\sigma_t}{2}.$$

Naturgemäß ist auch auf die genaue Bearbeitung und den sorgfältigen Zusammenbau der Teile großer Wert zu legen. Alle raschlaufenden müssen ausgewuchtet werden. Bedingt doch schon eine Abweichung des Schwerpunktes eines 1000 kg schweren Ankers

um 0,1 mm von der Drehachse bei 3000 Umläufen in der Minute  $\frac{1000}{981} \cdot 314^2 \cdot 0,01 = 1010$  kg

Flihkraft. Das Auswuchten geschieht zunächst meist statisch, indem man die Teile an den Lagerstellen auf zwei genau wagerechte und parallele Lineale stützt und nachprüft, ob sie in allen Stellungen im Gleichgewicht bleiben, also keine ausgesprochene Ruhelage infolge einseitiger Lage des Schwerpunktes zeigen. Durch diese statische Untersuchung lassen sich jedoch etwaige Zentrifugalmomente nicht nachweisen, die entstehen, wenn die Schwerpunkte einzelner Teile außerhalb, der Gesamtschwerpunkt aber auf der Drehachse liegen. Solche Fehler werden durch dynamisches Auswuchten nachgewiesen, wobei man den Läufer in federnd gestützten Lagern laufen läßt und beobachtet, ob das



Ganze dauernd ruhig bleibt. Ist das nicht der Fall, so läßt sich an den Ausschlägen die Lage der Schwerpunkte ermitteln und der Fehler durch Anbringen von Ausgleichgewichten beseitigen.

Zur Nachprüfung der mechanischen Festigkeitsverhältnisse zusammengebauter Teile dient die Schleuderprobe. Bei derselben wird die Drehzahl auf das 1,15 bis 1,2fache, an Dynamoankern und Rädern von Kreisverdichtern bis auf das 1,5fache der normalen gesteigert und dadurch das Stück der 1,32- bis 2,25fachen Beanspruchung durch die Fliehkraft ausgesetzt. Wenn dabei an einzelnen Stellen die Fließgrenze überschritten wird, z. B. die Naben sich erweitern und auf den Wellen locker werden, so hält man das für zulässig, weil sich der Werkstoff verfestigt hat und weitere Belastungen in gleicher Höhe aushält, sofern keine wechselnden Spannungen auftreten. Denn dann wäre Ermüdung, schließlich Rißbildung und Bruch zu erwarten. Auch darf sich der Fließvorgang nicht auf zu weite Gebiete erstrecken.

Dem Lockerwerden auf der eigentlichen Welle beugt man dadurch vor, daß man das Ausdrehen auf den endgültigen Durchmesser erst nach dem Schleudern vornimmt und die Teile warm aufzieht oder durch kegelige Buchsen verspannt oder auf federnde Ringe stützt, damit sie trotz der Erweiterung beim Laufen und Warmwerden beim Anlassen dauernd festsitzen oder zentrisch laufen.

## B. Berechnung raschlaufender Trommeln und Scheiben auf Festigkeit.

Für die Beanspruchung raschlaufender Trommeln und Scheiben sind in erster Linie die Eigenfliehkraft und die Fliehkraftwirkung der auf dem Umfang sitzenden Schaufeln, Becher, Pole usw. entscheidend, während die Wirkung der durch das Treibmittel erzeugten Umfangskraft meist vernachlässigt werden kann. Dabei nimmt man gewöhnlich die Wirkung der Schaufeln, Pole usw. gleichmäßig längs des Umfangs oder der Oberfläche verteilt an. Gegenüber der so ermittelten Spannung fällt jedoch die tatsächliche um so höher aus, je mehr die Belastung aus einzelnen örtlich wirkenden Kräften besteht, je kleiner z. B. die Zahl der Pole an einem Dynamoanker ist. Eine genauere Untersuchung dieses Falles hat H. Schmalz [XXIX, 9] durchgeführt, indem er die Gesamtbelastung in eine gleichmäßige Grundbelastung und mehrere darüber gelagerte harmonische Lastwellen zerlegt, die zugehörigen Spannungen ermittelt und übereinander lagert.

### 1. Beanspruchung von Trommeln.

An Trommeln, die mit Nuten zur Befestigung der Beschauelung versehen sind, Abb. 2273, ermittelt man zunächst die mittlere Wandstärke  $s$ , und den zugehörigen Außenhalbmesser  $R_1$ . Liegt nun das Verhältnis des Innen- zu diesem Außenhalbmesser  $\frac{R_2}{R_1}$  in der Nähe von 1, ist also die Wandstärke der Trommel nicht allzu beträchtlich, so dürfen die beim Laufen in der Wandung entstehenden tangentialen Zugspannungen gleichmäßig verteilt angenommen werden. Wenn  $\gamma$  das Einheitsgewicht des Werkstoffes in  $\text{kg/cm}^3$ ,  $v_t$  die Laufgeschwindigkeit am mittleren Wandungshalbmesser in  $\text{cm/sek}$  und  $g = 981 \text{ cm/sek}^2$  die Fallbeschleunigung bedeuten, so bedingt die Eigenfliehkraft eine mittlere Zugspannung:

$$\sigma_{z1} = \frac{\gamma \cdot v_t^2}{g} \text{ kg/cm}^2, \quad (757)$$

wie des näheren beim Riementrieb auf S. 1168 unter Beachtung der dort verwandten andern Maßeinheiten nachgewiesen wurde. Aus den folgenden, für verschiedene Lauf-

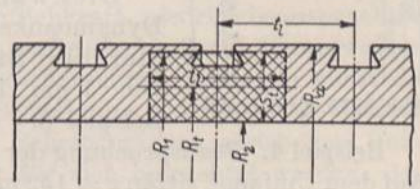


Abb. 2273. Bezeichnungen an Trommelwandungen.



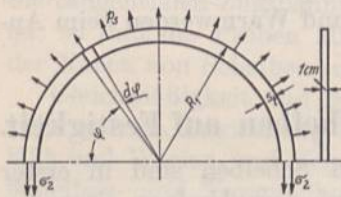
geschwindigkeiten  $v_t$  bei  $\gamma = 7,85/1000 \text{ kg/cm}^3$  gültigen Werten erhellt, daß Trommeln nur für mäßige Laufgeschwindigkeiten bis zu etwa 100 m/sek geeignet sind.

$v_t =$	20	40	60	80	100	120 m/sek
$\sigma_{z1} =$	32	128	288	512	800	1150 $\text{kg/cm}^2$ .

Auch die von der Beschauelung entwickelten Fliehkräfte erzeugen tangentielle Zugspannungen in der Wandung. Zur Berechnung derselben geht man von der auf 1 cm des Trommelumfangs vom Halbmesser  $R_1$  entwickelten Fliehkraft  $Z_{1\text{cm}}$  aus und denkt sie sich gleichmäßig über die Teilung  $t_l$ , den Mittenabstand zweier Schaufelreihen, Abb. 2273, verteilt. Dann stellt  $p_s = \frac{Z_{1\text{cm}}}{t_l}$  die mittlere, auf einen  $\text{cm}^2$  der Trommeloberfläche entfallende Belastung dar, welche Spannungen in Höhe von:

$$\sigma_2 = \frac{p_s \cdot R_1}{s_t} = \frac{Z_{1\text{cm}} \cdot R_1}{s_t \cdot t_l} \tag{758}$$

erzeugt, wie sich leicht bei Betrachtung eines Trommelstreifens von 1 cm Breite, Abb. 2274, aus der Gleichgewichtsbedingung in senkrechter Richtung:



$$2 \sigma_2 \cdot 1 \cdot s_t = \int_0^\pi p_s \cdot 1 \cdot R_1 \cdot d\varphi \cdot \sin \varphi = 2 p_s \cdot R_1$$

nachweisen läßt. Somit ist die Gesamtbeanspruchung der Wandung:

$$\sigma_z = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{\gamma \cdot v_t^2}{g} + \frac{Z_{1\text{cm}} \cdot R_1}{s_t \cdot t_l} \tag{759}$$

Abb. 2274. Zur Ermittlung der Spannungen infolge der Fliehkräfte der Schaufeln.

Neben diesen tangentialen Spannungen entstehen noch radial gerichtete im Ansatzquerschnitt III der Zacken, Abb. 2267, der die von den Schaufeln und den Zacken selbst entwickelten Fliehkräfte zu übertragen hat. Sie fallen aber nur bei ungewöhnlich schmalen Zacken größer als die Tangentialspannungen aus und sind erst dann für die Inanspruchnahme der Trommelwandung entscheidend.

Die radiale Erweiterung  $\rho$ , der die Trommel beim Laufen unterliegt, ergibt sich auf Grund der gleichen Betrachtung, wie sie für die Erweiterung  $\rho_k$  von Riemenscheibenkränzen nach Formel (683) S. 1204 gilt:

$$\rho = \alpha \cdot \sigma_z \cdot R_t \tag{760}$$

Sie ist u. a. beim Einschrumpfen der Zapfen oder Wellenenden in die Trommeln zu beachten; das radiale Schrumpfmaß muß größer als diese Erweiterung sein, um das Lösen der Verbindung beim Laufen zu vermeiden, was nicht allein in Rücksicht auf die Übertragung des Drehmoments, sondern auch wegen des ruhigen zentrischen Laufes notwendig ist.

Dickwandige Trommeln, wie sie u. a. als Kernkörper von Dynamoankern vorkommen, müssen als durchbohrte Scheiben gleicher Stärke — man denkt sich aus dem Kern eine solche von 1 cm Dicke herausgeschnitten — berechnet werden, vgl. Beispiel 8.

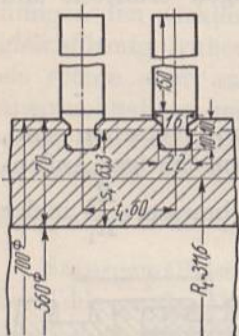


Abb. 2275. Zu Beispiel 4.

**Beispiel 4.** Beanspruchung der Trommelwandung, Abb. 2275, bei 3000 Umläufen/min. Auf dem Umfange sitzen  $z = 152$  mit dem Füllstück aus einem Stück bestehende Schaufeln von 150 mm wirksamer Länge. Jede von ihnen entwickelt beim Laufen eine Fliehkraft von 560 kg. Trommelwerkstoff: Siemens-Martinstahl St 50. 11 DIN 1611 mit mindestens  $2750 \text{ kg/cm}^2$  Spannung an der Streckgrenze.

Die mittlere Wandstärke ergibt sich aus dem Wandquerschnitt  $F$  zwischen zwei Schaufelreihen von  $t_l = 60 \text{ mm}$  Abstand:

$$s_t = \frac{F}{t_l} = \frac{7,0 \cdot 6,0 - 2,2 \cdot 1,0 - 1,6 \cdot 1,0 - 0,5 \cdot 0,4}{6} = \frac{38}{6} = 6,33 \text{ cm} .$$



Mittlerer Wandungshalbmesser  $R_t = \frac{56,0 + 6,33}{2} = 31,16 \text{ cm}$ , ideeller Außenhalbmesser  $R_1 = 34,33 \text{ cm}$ , mittlere Wandungsgeschwindigkeit  $v_t = \omega \cdot R_t = 314 \cdot 31,16 = 9790 \text{ cm/sek}$ .  
Mittlere Tangentialspannung beim Laufen:

$$\sigma_1 = \frac{\gamma \cdot v_t^2}{g} = \frac{7,85 \cdot 9790^2}{1000 \cdot 981} = 767 \text{ kg/cm}^2.$$

Wirkung der Schaufeln. Teilung längs des Kreises vom Halbmesser  $R_1$ :

$$t = \frac{2\pi \cdot R_1}{z} = \frac{2\pi \cdot 34,33}{152} = 1,42 \text{ cm}.$$

Fliehkraft auf 1 cm Länge:

$$Z_{1\text{cm}} = \frac{Z_s}{t} = \frac{560}{1,42} = 394 \text{ kg/cm}.$$

Tangentialspannung:

$$\sigma_2 = \frac{Z_{1\text{cm}} \cdot R_1}{s_t \cdot t_l} = \frac{394 \cdot 34,33}{6,33 \cdot 6} = 356 \text{ kg/cm}^2.$$

Summe der Spannungen:

$$\sigma_z = \sigma_1 + \sigma_2 = 767 + 356 = 1123 \text{ kg/cm}^2.$$

Von der Mindestspannung an der Streckgrenze werden somit  $\frac{1123}{2750} \cdot 100 = 40,8\%$  ausgenutzt.

Die mittlere Radialspannung im Ansatzquerschnitt der Zacken von  $e = 38 \text{ mm}$  Breite ist niedrig. Eigenfliehkraft des Zackens von  $7,8 \text{ cm}^2$  Querschnitt je Zentimeter Länge:

$$(Z_s)_{1\text{cm}} = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_z = \frac{7,8 \cdot 1 \cdot 7,85}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 \cdot 34 = 209 \text{ kg/cm};$$

$$\sigma_r = \frac{(Z_1)_{1\text{cm}} + (Z_s)_{1\text{cm}}}{e} = \frac{394 + 209}{3,8} = 159 \text{ kg/cm}^2.$$

Die radiale Erweiterung der Trommel beim Laufen beträgt:

$$\rho = \alpha \cdot \sigma_z \cdot R_t = \frac{1123 \cdot 31,16}{2100000} = 0,0167 \text{ cm}.$$

## 2. Berechnung raschlaufender Scheiben.

Höhere Umfangsgeschwindigkeiten als  $100 \dots 120 \text{ m/sek}$  lassen sich an den rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen nur durch Scheiben ermöglichen. Sie gestatten  $300 \text{ m/sek}$  und mehr auszunutzen, weil die durch die Eigenfliehkraft niedrig beanspruchten mittleren Teile der Scheibe zur Aufnahme der Fliehkräfte der äußeren herangezogen werden. Die Ausbildung oder das Einsetzen der Beschaukelung verlangen meist die Verstärkung des Außenrandes zu einem Kranz, die Befestigung auf der Welle vielfach auch die Ausbildung einer Nabe, so daß man an Scheibenrädern meist drei Teile unterscheiden kann, die auch bei der Berechnung oft für sich betrachtet werden, den Kranz, die eigentliche Scheibe und die Nabe.

Dementsprechend wurden auch die Bezeichnungen nach Abb. 2276 gewählt, diejenigen der eigentlichen Scheibe durch Zahlen:  $R_1, x_1$  und  $R_2, x_2$ , die des Kranzes durch das Beizeichen  $k$ :  $R_k, b_k, s_k$ , die der Nabe durch  $n$ :  $R_n, b_n, s_n$  gekennzeichnet. Der Außenhalbmesser ist  $R_a$ , der Nabenbohrungshalbmesser  $R_o$  genannt. Zu dem beliebigen Durchmesser  $r$  gehört die Scheibenstärke  $x$ .

Die folgenden Berechnungen gelten unter der Voraussetzung, daß die Scheiben symmetrisch zu ihrer Mittelebene ausgebildet sind und daß sich ihre Stärke so allmählich



ändert, daß man die Neigung der radialen Spannungen vernachlässigen kann. Dann entstehen beim Laufen nur radiale und tangential Zugspannungen, die man genügend genau über die Dicke der Scheibe gleichmäßig verteilt ansehen kann. Der Fliehkraft  $Z$  des Scheibenausschnittes  $A$  in Abb. 2277 wird durch den Zuwachs, den die eingezeichneten Tangential- und Radialspannungen  $\sigma_t$  und  $\sigma_r$  erfahren, das Gleichgewicht gehalten. Es gilt, die Größe dieser Spannungen in beliebigen Abständen von der Drehachse, also den Spannungsverlauf längs des Scheibenhalmessers zu ermitteln.

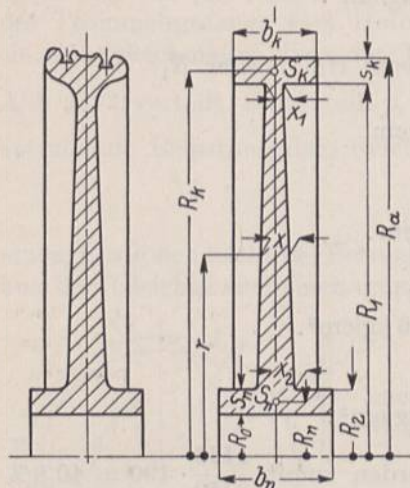


Abb. 2276. Bezeichnungen an Scheiben.

Zu dem Zweck denkt man sich aus einem Elementarringe der Scheibe vom Halbmesser  $r$  und der Stärke  $dr$  ein Element unter dem Winkel  $d\varphi$ , Abb. 2278, herausgeschnitten. Hat die Scheibe die Stärke  $x$ , so ist der Inhalt des Elements durch  $dV = r \cdot d\varphi \cdot x \cdot dr$ , seine Masse durch  $dM = \frac{\gamma}{g} \cdot r \cdot d\varphi \cdot x \cdot dr$  und die von ihm entwickelte Fliehkraft bei der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  durch:

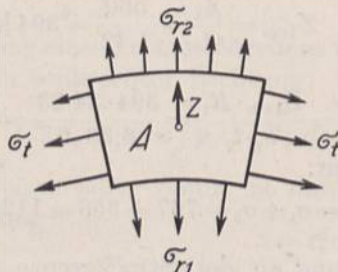


Abb. 2277.

$$dZ = dM \cdot \omega^2 \cdot r = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot d\varphi \cdot x \cdot dr$$

gegeben. Wirken nun an den Begrenzungsflächen des Elements die Spannungen:  $\sigma_r$  an der Innenfläche 1, radial nach innen gerichtet,

die um das Differential größere  $\sigma_r + d\sigma_r$  an der Fläche 2, radial nach außen und

die einander gleichgroßen Tangentialspannungen  $\sigma_t$  an den Flächen 3 und 4, so erhält man die am Element angreifenden, in Abb. 2279 eingeschriebenen Kräfte  $P_1, P_2$  und  $T$ , wenn man die Spannungen mit den Flächen, an denen sie wirken, multipliziert. Das Gleichgewicht in Richtung des Halbmessers verlangt nun, daß:

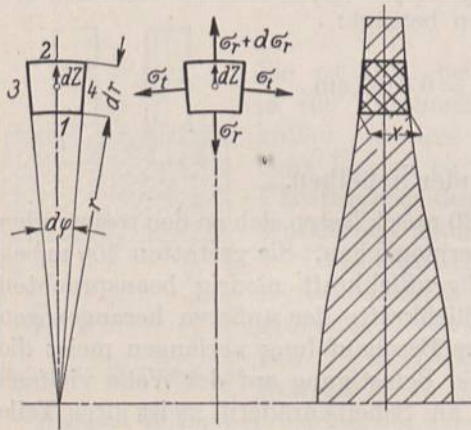


Abb. 2278.

Zur Berechnung der Spannungen in Scheiben.

$$-P_1 + P_2 - 2T \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} + dZ \approx -P_1 + P_2$$

$$-T \cdot d\varphi + dZ$$

$$= -\sigma_r \cdot r \cdot d\varphi \cdot x + (\sigma_r + d\sigma_r) (x + dx) (r + dr) d\varphi$$

$$-\sigma_t \cdot x \cdot dr \cdot d\varphi + \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot d\varphi \cdot x \cdot dr = 0$$

sei. Vernachlässigt man die unendlich kleinen Glieder höherer Ordnung, so geht die Gleichung über in:

$$+\sigma_r \cdot dx \cdot r + \sigma_r \cdot x \cdot dr + d\sigma_r \cdot x \cdot r - \sigma_t \cdot x \cdot dr + \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot x \cdot dr = 0 \tag{761}$$

und führt zur ersten Hauptgleichung:

$$\frac{d(\sigma_r \cdot x \cdot r)}{dr} - \sigma_t \cdot x + \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot x = 0. \tag{762}$$

Die zweite Hauptgleichung gewinnt man auf Grund der Formänderungen, denen das Element und die Ringe unterliegen, aus denen die Scheibe zusammengesetzt gedacht



werden kann. Bei einer Dehnungszahl  $\alpha$  des Scheibenwerkstoffs würde die Radialspannung  $\sigma_r$  allein eine Dehnung in radialer Richtung  $\alpha \cdot \sigma_r$  erzeugen. Die tangential Spannung  $\sigma_t$  verringert dieselbe um  $\frac{1}{m} \cdot \alpha \cdot \sigma_t$ , wenn  $m$  die Querdehnungszahl ist. Mithin beträgt die radiale Gesamtdehnung:

$$\varepsilon_r = \alpha \left( \sigma_r - \frac{1}{m} \cdot \sigma_t \right). \tag{763}$$

Entsprechend wird die tangentiale:

$$\varepsilon_t = \alpha \left( \sigma_t - \frac{1}{m} \cdot \sigma_r \right). \tag{764}$$

Löst man die Gleichungen nach  $\sigma_r$  und  $\sigma_t$  auf, so folgt:

$$\sigma_r = \frac{m(m \cdot \varepsilon_r + \varepsilon_t)}{\alpha(m^2 - 1)}; \quad \sigma_t = \frac{m(\varepsilon_r + m \cdot \varepsilon_t)}{\alpha(m^2 - 1)}.$$

Der Elementarring vom Halbmesser  $r$  und Umfang  $U = 2\pi r$  nimmt beim Laufen einen größeren Durchmesser an. Beträgt die radiale Erweiterung  $\varrho$  cm, so ist sein innerer Umfang  $2\pi(r + \varrho)$  geworden und mithin um  $\lambda = 2\pi\varrho$  cm gewachsen. Die Tangentialdehnung läßt sich somit auch durch:

$$\varepsilon_t = \frac{\lambda}{U} = \frac{2\pi\varrho}{2\pi r} = \frac{\varrho}{r} \tag{765}$$

ausdrücken. In radialer Richtung nimmt die Erweiterung auf der Strecke  $dr$  um  $d\varrho$  zu; also ist die Radialdehnung:

$$\varepsilon_r = \frac{d\varrho}{dr}. \tag{766}$$

Diese Beziehungen gestatten, die Spannungen allein auf die Verschiebung  $\varrho$  in radialer Richtung zurückzuführen:

$$\sigma_r = \frac{m \left( m \frac{d\varrho}{dr} + \frac{\varrho}{r} \right)}{\alpha(m^2 - 1)}, \quad \sigma_t = \frac{m \left( \frac{d\varrho}{dr} + m \frac{\varrho}{r} \right)}{\alpha(m^2 - 1)}. \tag{767}$$

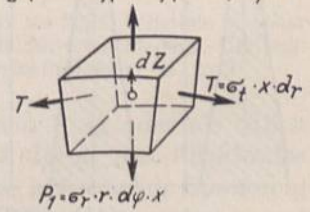


Abb. 2279.

In die erste Hauptgleichung eingeführt, wird:

$$d \left[ \left( m \frac{d\varrho}{dr} + \frac{\varrho}{r} \right) \cdot x \cdot r \right] - \left( \frac{d\varrho}{dr} + m \frac{\varrho}{r} \right) \cdot x + \alpha \cdot \frac{m^2 - 1}{m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot x = 0,$$

$$m \cdot d \left( \frac{d\varrho}{dr} \cdot x \cdot r \right) + d(\varrho \cdot x) - \frac{d\varrho}{dr} \cdot x - m \cdot \frac{\varrho}{r} \cdot x + \alpha \cdot \frac{m^2 - 1}{m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot x = 0.$$

Nach Division durch  $m \cdot x \cdot r$ :

$$\frac{1}{x \cdot r} \cdot d \left( \frac{d\varrho}{dr} \cdot x \cdot r \right) + \frac{1}{m} \frac{d(\varrho \cdot x)}{x \cdot r} - \frac{1}{m \cdot r} \cdot \frac{d\varrho}{dr} - \frac{\varrho}{r^2} + \alpha \cdot \frac{m^2 - 1}{m^2} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r = 0$$

läßt sich die Differentiation durchführen:

$$\frac{d^2\varrho}{dr^2} + \frac{d\varrho}{dr} \cdot \frac{d \ln x}{dr} + \frac{d\varrho}{dr} \cdot \frac{1}{r} + \frac{1}{m} \cdot \frac{d\varrho}{r \cdot dr} + \frac{1}{m} \cdot \frac{\varrho}{r} \cdot \frac{d \ln x}{dr} - \frac{1}{m \cdot r} \cdot \frac{d\varrho}{dr} - \frac{\varrho}{r^2} + \alpha \cdot \frac{m^2 - 1}{m^2} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r = 0,$$

eine Beziehung, die mit  $\alpha \cdot \frac{m^2 - 1}{m^2} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 = A$  zur zweiten Hauptgleichung führt:

$$\frac{d^2\varrho}{dr^2} + \frac{d\varrho}{dr} \left( \frac{d \ln x}{dr} + \frac{1}{r} \right) + \varrho \left( \frac{1}{m \cdot r} \cdot \frac{d \ln x}{dr} - \frac{1}{r^2} \right) + A \cdot r = 0. \tag{768}$$



a) Die Scheibe gleicher Festigkeit ohne Bohrung.

Die von de Laval angegebene und zuerst angewandte Scheibenform gestattet, alle Elemente der Scheibe mit der noch zulässig erachteten Beanspruchung auszunutzen, führt zu geringen Scheibengewichten und ermöglicht, die bei der betreffenden Spannung größtmögliche Geschwindigkeit zu erreichen. Mit  $\sigma_t = \sigma_r = \sigma$  und  $d\sigma_r = 0$  geht die erste Hauptgleichung (762) über in:

$$\sigma \frac{d(x \cdot r)}{dr} - \sigma \cdot x + \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot x = \sigma \cdot r \cdot \frac{dx}{dr} + \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot x = 0.$$

Zur Trennung der Veränderlichen multipliziert man die Gleichung mit  $\frac{dr}{\sigma \cdot r \cdot x}$ , wobei:

$$\frac{dx}{x} = - \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\omega^2}{\sigma} \cdot r \cdot dr$$

wird und die Integration zu:

$$\ln x = - \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\omega^2}{\sigma} \cdot \frac{r^2}{2} + C$$

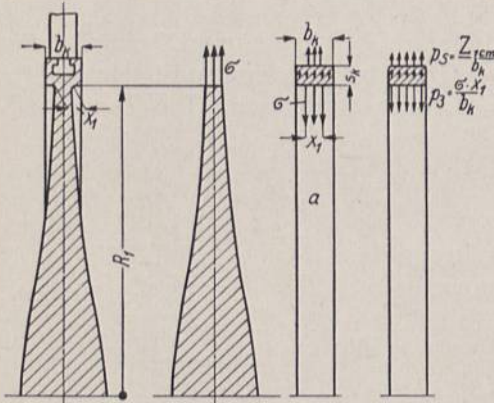


Abb. 2280.

Zur Berechnung der Scheibe gleicher Spannung.

führt.  $C$  findet man aus der Bedingung, daß die Scheibe nach Abb. 2280 am Übergang zum Kranz in der Entfernung  $R_1$  von der Drehachse eine bestimmte Stärke  $x_1$  haben muß, wie weiter unten des näheren ausgeführt ist, so daß  $x = x_1$  für  $r = R_1$  wird. Damit findet sich:

$$C = + \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{\omega^2}{\sigma} \cdot R_1^2 + \ln x_1$$

und

$$\ln x = + \ln x_1 + \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{\omega^2}{\sigma} (R_1^2 - r^2)$$

oder

$$x = x_1 \cdot e^{\frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{\omega^2}{\sigma} (R_1^2 - r^2)} = x_1 \cdot e^{\frac{\gamma \cdot v_1^2}{2g \cdot \sigma} (1 - k^2)}. \tag{769}$$

In der letzten Form ist  $k = \frac{r}{R_1}$  und  $\omega \cdot R_1 = v_1$ , der Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe, gesetzt. Dabei zeigt sich, daß die Scheibenstärke  $x$  bei demselben Wert für  $k$ , d. h. in verhältnismäßigem Abstand von der Drehachse gleich groß ist, Abb. 2281.

Wie die Spannung, so ist auch die Dehnung an allen Stellen der Scheibe gleich groß:

$$\epsilon_r = \epsilon_t = \alpha \left( \sigma - \frac{1}{m} \cdot \sigma \right) = \alpha \frac{m-1}{m} \cdot \sigma, \tag{770}$$

so daß ein beliebiger Halbmesser  $r$  in radialer Richtung um:

$$\rho = \epsilon_r \cdot r = \alpha \cdot \frac{m-1}{m} \cdot \sigma \cdot r \tag{771}$$

wächst.

Abb. 2282 bis 2285 geben die Form von Scheiben gleicher Festigkeit auf Grund der vorstehenden Ableitung berechnet wieder. Angenommen sind dabei:  $\sigma = 2000 \text{ kg/cm}^2$ , Scheibenstärke am äußeren Rande in der Entfernung  $R_1 = 1000 \text{ mm}$   $x_1 = 20 \text{ mm}$  und bei Abb.

	2282	2283	2284	2285
$v_1 = 100$		200	300	400 m/sek Umfangsgeschwindigkeit
oder	$n = 955$	1900	2865	3820 Umläufe in der Minute.

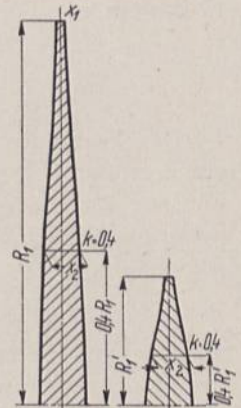


Abb. 2281. Scheiben gleicher Festigkeit verschiedenen Durchmessers, aber für gleiche Umfangsgeschwindigkeit.



Die Abbildungen zeigen deutlich, in welchem Maße die Scheiben an der Nabe mit steigender Umfangsgeschwindigkeit verstärkt werden müssen. Die Grenze der praktischen Ausführbarkeit liegt, sofern man nicht höhere Beanspruchungen zulassen will, nach Abb. 2285 bei etwa 400 m/sek, da in dem Falle die auf S. 1313 bei der Ableitung gemachte Voraussetzung, daß sich die Stärke der Scheibe so allmählich ändere, daß die Neigung der radialen Spannungen vernachlässigt werden kann, nur unvollkommen erfüllt ist.

Beispielweise ergibt sich für  $v = 300$  m/sek Umfangsgeschwindigkeit der Exponent von  $e$

$$\frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{v^2}{\sigma} (1 - k^2) = \frac{7,85}{2 \cdot 1000 \cdot 981} \cdot \frac{30000^2}{2000} (1 - k^2) = 1,800 (1 - k^2),$$

womit die folgende Zahlenreihe errechnet ist:

Abstand $r$	100	80	60	40	20	0 cm
$k$	1	0,8	0,6	0,4	0,2	0
$1 - k^2$	0	0,36	0,64	0,84	0,96	1
Scheibenstärke $x$	2,0	3,8	6,3	9,1	11,3	12,1 cm

Um nun den Anschluß des Kranzes an die Scheibe ohne zusätzliche Spannungen zu ermöglichen, muß sich der Kranz beim Laufen um den gleichen Betrag erweitern, um den sich der Rand der Scheibe vergrößert. Zum Aufstellen dieser Randbedingung betrachte man den Kranz nach Abb. 2280 als einen geschlossenen Ring oder als Stück einer Trommelwandung  $a$ , die 1. durch die Eigenfliehkraft, 2. durch die Fliehkräfte der Beschaufelung radial nach außen zu, 3. durch die in der Scheibe herrschende Spannung  $\sigma_r = \sigma$  auf der Breite  $x_1$  radial nach innen zu belastet ist. Die Wirkung der unter 1. und 2. genannten Kräfte läßt sich nach Formel (759) beurteilen, wenn sinngemäß für  $v_t$  die mittlere Kranzgeschwindigkeit  $v_k$ , für  $s_t$  die Kranzstärke  $s_k$  und für  $t_l$  die Kranzbreite  $b_k$  eingeführt wird. Die dritte Belastung denkt man sich in derselben Weise wie diejenige der Schaufeln gleichmäßig über die Kranzbreite  $b_k$  verteilt, wodurch sie einer radialen Belastung des Ringes  $p_3 = \frac{\sigma \cdot x_1}{b_k}$  kg/cm<sup>2</sup> gleichkommt. Ihr entspricht eine mittlere Druckspannung im Kranz  $\sigma_3 = -\frac{p_3 \cdot R_1}{s_k} = -\frac{\sigma \cdot x_1 \cdot R_1}{s_k \cdot b_k}$  kg/cm<sup>2</sup>, wie sich auf dem gleichen Wege nachweisen läßt, der für die Ermittlung von  $\sigma_2$  an Abb. 2274 benutzt wurde, so daß der Kranz insgesamt beansprucht ist mit:

$$\sigma_k = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = \frac{\gamma}{g} \cdot v_k^2 + \frac{Z_{1 \text{ cm}} \cdot R_a}{s_k \cdot b_k} - \frac{\sigma \cdot x_1 \cdot R_1}{s_k \cdot b_k} \tag{772}$$

Nach Formel (760) erweitert er sich beim Laufen um  $\varrho_k = \alpha \cdot \sigma_k \cdot R_k$ . Durch Gleichsetzen mit der radialen Vergrößerung der Scheibe nach (771) mit  $r = R_1$  wird:

$$\sigma_k = \frac{m - 1}{m} \cdot \sigma \cdot \frac{R_1}{R_k} \tag{773}$$

woraus unter Beachtung der Beziehung (772):

$$x_1 = \frac{s_k \cdot b_k}{\sigma \cdot R_1} \left[ \frac{\gamma}{g} v_k^2 + \frac{Z_{1 \text{ cm}} \cdot R_a}{s_k \cdot b_k} - \frac{m - 1}{m} \cdot \sigma \cdot \frac{R_1}{R_k} \right] \tag{774}$$

folgt. Untere Grenzwerte für  $x_1$  sind allerdings durch die Bearbeitung und die Neigung der Scheibe zum Werfen gezogen. Stodola gibt für  $x_1$  mindestens 7...12 mm bei

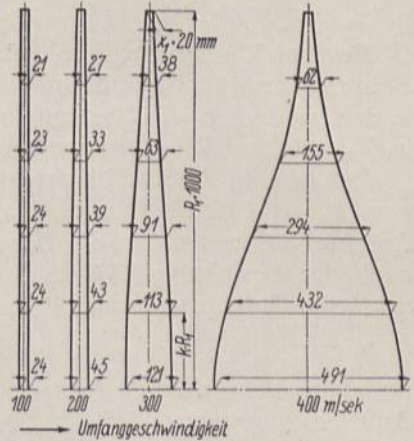


Abb. 2282 bis 2285. Scheiben gleicher Festigkeit für verschiedene Umfangsgeschwindigkeit. M. 1:20.



1 m und 25 . . . 40 mm bei 3 m Scheibendurchmesser an. Karraß [XXIX, 2] empfiehlt:

$$x_1 \geq 0,01 D, \tag{775}$$

also verhältnisgleich dem Scheibendurchmesser  $D$  zu nehmen.

Will man von einem bestimmten Wert für  $x_1$  ausgehen, so liefert die Gleichung (774) die Spannung  $\sigma$ , welche der Berechnung der Scheibe zugrunde zu legen ist:

$$\sigma = \frac{m \cdot R_k (\gamma \cdot v_k^2 \cdot s_k \cdot b_k + g \cdot Z_{1\text{cm}} \cdot R_a)}{g \cdot R_1 [m \cdot R_k \cdot x_1 + (m-1) \cdot s_k \cdot b_k]}, \tag{776}$$

**Beispiel 5.** Für die Beschauflung Abb. 2270 ist eine Scheibe gleicher Festigkeit ohne Bohrung für 3000 Umläufe/min zu berechnen. In der ersten Schaufelreihe sitzen  $z_1 = 334$ , in der zweiten  $z_2 = 382$  Schaufeln, die samt den zugehörigen Füllstücken Fliehkräfte von je  $Z_1 = 224$  und  $Z_2 = 186$  kg ausüben.

Bei dem in Abb. 2270 strichpunktiert gezeichneten Mindestquerschnitt des Kranzes von  $F_k = 13,1$  cm<sup>2</sup> Inhalt, mit einem Schwerpunkthalbmesser  $R_k = 56,7$  cm, einem Anschlußhalbmesser an die Scheibe  $R_1 = 55,5$  cm und der Mindeststärke der letzteren nach der Beziehung (775)  $x_1 \geq 0,01 D = 0,01 \cdot 1200 = 12$  mm, wenn man für  $D$  den mittleren Durchmesser der Beschauflung einsetzt, wird die mittlere Kranzgeschwindigkeit:

$$v_k = \omega \cdot R_k = 314 \cdot 56,7 = 17810 \text{ cm/sek}$$

und die Belastung der Kranzaußenfläche auf 1 cm des Umfangs bei  $R_a = 57,8$  cm Außenhalbmesser:

$$Z_{1\text{cm}} = \frac{z_1 \cdot Z_1 + z_2 \cdot Z_2}{2 \pi \cdot R_a} = \frac{334 \cdot 224 + 382 \cdot 186}{2 \pi \cdot 57,8} = 402 \text{ kg/cm.}$$

Führt man noch  $s_k \cdot b_k = F_k$  in Formel (776) ein, so wird die Spannung an der Anschlußstelle und damit in der eigentlichen Scheibe:

$$\sigma = \frac{m \cdot R_k (\gamma \cdot v_k^2 \cdot F_k + g \cdot Z_{1\text{cm}} \cdot R_a)}{g \cdot R_1 [m \cdot R_k \cdot x_1 + (m-1) \cdot F_k]} = \frac{3,3 \cdot 56,7 \left( \frac{7,85}{1000} \cdot 17810^2 \cdot 13,1 + 981 \cdot 402 \cdot 57,8 \right)}{981 \cdot 55,5 (3,3 \cdot 56,7 \cdot 1,2 + 2,3 \cdot 13,1)} = 736 \text{ kg/cm}^2.$$

Verstärkt man den Kranz dem stark ausgezogenen Umriß der Abb. 2270 entsprechend, so erhöht sich mit  $F'_k = 16$  cm<sup>2</sup>,  $R'_k = 56,5$ ,  $R'_1 = 54,8$  cm und  $v'_k = 17750$  cm/sek die Scheibenspannung bei der gleichen Stärke an der Anschlußstelle von 12 mm auf  $\sigma' = 818$  kg/cm<sup>2</sup>. Der Vergleich von  $\sigma'$  und  $\sigma$  zeigt, in welchem Maße der schwerere Kranz spannungserhöhend wirkt. (Der Kranz allein, als frei umlaufender Ring berechnet, würde einer tangentialen Fliehspannung von:

$$\frac{\gamma}{g} \cdot v_k^2 = \frac{7,85}{1000 \cdot 981} \cdot 17750^2 = 2520 \text{ kg/cm}^2$$

ausgesetzt sein. Durch die Verbindung mit der Scheibe wird dieser Betrag nach (773) auf eine mittlere Tangentialspannung

$$\sigma_k = \frac{m-1}{m} \cdot \sigma' \cdot \frac{R'_1}{R'_k} = \frac{2,3}{3,3} \cdot 818 \cdot \frac{54,8}{56,5} = 554 \text{ kg/cm}^2$$

herabgemindert.)

Wählt man in Rücksicht auf größere Steifigkeit der Scheibe  $x'_1 = 15$  mm, entsprechend der stark umrissenen Form in Abb. 2270 und 2286, so sinkt die Spannung wieder auf  $\sigma'' = 673$  kg/cm<sup>2</sup>. Die Scheibenstärken in verschiedenen Abständen nach Formel (769) geben die folgenden Zahlenreihen an:

	$r = 0$	10	20	30	40	50 cm
bei $x_1 = 12$ mm und $F_k = 13$ cm <sup>2</sup>	$x = 62,7$	59,4	50,6	38,7	26,6	16,0 mm
bei $x'_1 = 15$ mm und $F'_k = 16,0$ cm <sup>2</sup>	$x' = 87,4$	82,4	69,1	51,5	34,2	20,2 mm.

Die Ableitung der Formel (769) setzt eine volle Scheibe ohne Bohrung voraus. Konstruktiv hat de Laval diese Bedingung durch die Befestigung der Wellenschenkel an Rädern hoher Umfangsgeschwindigkeit nach Abb. 2219 erfüllt, indem er zwei be-



sondere Ränder für die Gewindelöcher der Anschlußschrauben vorsah. Bohrungen selbst kleinsten Durchmessers erhöhen die örtlichen Spannungen auf mindestens das doppelte, wie für die Scheiben gleicher Stärke auf S. 1323 nachgewiesen wird. An der Thyssen-Röder-Turbine Abb. 2225 sind zum Ausgleich dort, wo die Anschlußschrauben der Trommel und des Wellenendes sitzen, Verstärkungen der Scheiben vorgesehen, die gleichzeitig der gegenseitigen Zentrierung der Teile dienen. (Die in Abb. 2219 ange deutete Eindrehung unter dem Kranze bezweckt, dort die größte Spannung entstehen zu lassen, damit bei etwaigen Überbeanspruchungen nur der Kranz wegfliet, nicht aber die ganze Scheibe in Mitleidenschaft gezogen wird und mit ihrer gesamten Wucht zur Wirkung kommt.)

b) Die Scheibe gleicher Festigkeit mit Nabe.

Soll die Scheibe eine Bohrung bekommen, so muß die Nabe derart bemessen sein, daß, ähnlich wie oben am Kranz gezeigt, die vorgeschriebene Radialspannung an der Übergangsstelle bei gleicher radialer Vergrößerung der Scheibe und der Nabe vorhanden ist. Die Nabe, als geschlossener Ring betrachtet, steht:

1. unter der Wirkung der Eigenfliehkraft, ist

2. durch die in der Scheibe herrschende Radialspannung  $\sigma_r = \sigma$  auf der Breite  $x_2$ , Abb. 2289, radial nach außen zu belastet und kann

3. noch einer Radialpressung an der Nabeninnenfläche  $p_0$  ausgesetzt sein, die beim Zusammenbau der Scheibe mit der Welle benutzt wird, um das Losewerden der Scheibe beim Laufen zu vermeiden.

Bei der im Verhältnis zum Bohrungshalbmesser meist nicht unbeträchtlichen Nabenwandstärke ist es nun nicht mehr zulässig, mit der mittleren Tangentialspannung wie am Kranz zu rechnen. Das würde zu einer wesentlichen Unterschätzung der größten Spannung an der Innenfläche der Nabe, einer Überschätzung an der Anschlußstelle der Scheibe führen. Nimmt man in erster Annäherung hyperbolische Spannungsverteilung in der Nabenwand nach Linie ABC in Abb. 2287 an, so ergeben sich die Spannungen an der Innen- und Außenfläche  $\sigma_0$  und  $\sigma_2$  aus der mittleren Spannung  $\sigma_n$ :

$$\sigma_0 = \sigma_n \cdot \frac{R_n}{R_0} \quad \text{und} \quad \sigma_2 = \sigma_n \cdot \frac{R_n}{R_2}; \tag{777}$$

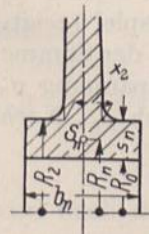


Abb. 2288. Bezeichnungen an der Nabe von Scheiben.

vgl. hierzu die Ausführungen auf S. 1280 unten und 1281. Damit läßt sich die Ableitung der Formel auf die mittlere Spannung  $\sigma_n$  zurückführen; sie erfolgt auf dem gleichen Wege wie am Kranz.

Mit den Bezeichnungen der Abb. 2288 ergibt sich nach Abb. 2289:

1. eine mittlere Fliehschpannung  $\sigma_1 = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_n^2$ ,

2. infolge der Radialspannung  $\sigma$  an der Ansatzstelle der Scheibe von der Breite  $x_2$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma \cdot x_2}{b_n} \cdot \frac{R_2}{s_n},$$

wenn die Belastung  $\sigma \cdot x_2$  auf der Nabenbreite  $b_n$  gleichmäßig verteilt in Höhe von  $\frac{\sigma \cdot x_2}{b_n}$  angenommen wird,

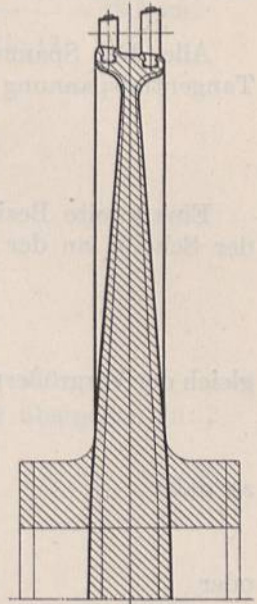


Abb. 2286. Scheiben gleicher Festigkeit zum Kranz Abb. 2270. M. 1:8.

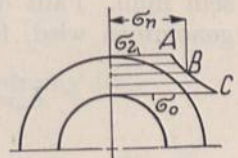


Abb. 2287. Zur Berechnung der Nabe.

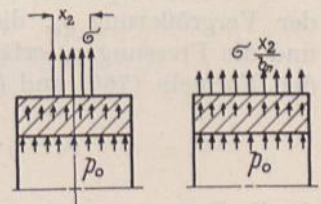


Abb. 2289. Zur Berechnung der Nabe.



3. infolge der radialen an der Innenfläche vom Halbmesser  $R_0$  wirkenden Pressung  $p_0$ :

$$\sigma_3 = \frac{p_0 \cdot R_0}{s_n}.$$

Alle drei Spannungen sind Zugspannungen. Insgesamt wird somit die mittlere Tangentialspannung in der Nabe:

$$\sigma_n = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_n^2 + \frac{\sigma \cdot x_2 \cdot R_2}{b_n \cdot s_n} + \frac{p_0 \cdot R_0}{s_n}. \quad (778)$$

Eine zweite Beziehung ergibt sich aus der Bedingung, daß die radiale Erweiterung der Scheibe an der Anschlußstelle nach Formel (771):

$$\varrho_2 = \alpha \frac{m-1}{m} \cdot \sigma \cdot R_2 \quad (779)$$

gleich der Vergrößerung der Nabe sein muß. Die letztere beträgt

$$\alpha \cdot \sigma_2 \cdot R_2 = \alpha \cdot \sigma_n \cdot \frac{R_n}{R_2} \cdot R_2 = \alpha \cdot \sigma_n \cdot R_n,$$

so daß:

$$\frac{m-1}{m} \cdot \sigma \cdot R_2 = \sigma_n \cdot R_n$$

oder

$$\frac{m-1}{m} \cdot \sigma \cdot \frac{R_2}{R_n} = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_n^2 + \frac{\sigma \cdot x_2 \cdot R_2}{b_n \cdot s_n} + \frac{p_0 \cdot R_0}{s_n} \quad (780)$$

sein muß. Falls der Bohrungshalbmesser  $R_0$  gegeben ist und die Nabenstärke  $s_n$  angenommen wird, folgt daraus die Nabenbreite:

$$b_n = \frac{m \cdot g \cdot x_2 \cdot R_2 \cdot R_n \cdot \sigma}{(m-1) \cdot g \cdot s_n \cdot R_2 \cdot \sigma - m \cdot \gamma \cdot \omega^2 \cdot s_n \cdot R_n^3 - m \cdot g \cdot p_0 \cdot R_0 \cdot R_n}. \quad (781)$$

Die Spannung an der Nabeninnenfläche wird:

$$\sigma_0 = \sigma_{\max} = \frac{m-1}{m} \cdot \sigma \cdot \frac{R_2}{R_0}. \quad (782)$$

Genauer läßt sich die Spannungsverteilung, insbesondere die größte Spannung in der Nabenbohrung ermitteln, wenn man die Nabe als eine Scheibe gleicher Stärke  $b_n$  betrachtet und nach den auf S. 1326 abgeleiteten Formeln berechnet, wie Beispiel 9 zeigt.

Das Schrumpfmaß, mit dem die Scheibe aufzuziehen ist, ergibt sich aus der Summe der Vergrößerung  $\varrho_0$ , die der Bohrungshalbmesser durch die Tangentialspannung  $\sigma_0$  und die Pressung  $p_0$  erfährt und der Zusammendrückung  $\varrho_w$  der Welle durch  $p_0$ . Nach den Formeln (765) und (764) ist:

$$\varrho_0 = \varepsilon_t \cdot R_0 = \alpha \left( \sigma_0 + \frac{p_0}{m} \right) R_0 \quad \text{und} \quad \varrho_w = \alpha \left( p_0 - \frac{p_0}{m} \right) R_0,$$

da die Pressung  $p_0$  eine gleichhohe tangential Druckspannung an der Wellenoberfläche erzeugt. Somit wird das beim Aufziehen anzuwendende Schrumpfmaß, bezogen auf den Bohrungsdurchmesser:

$$2(\varrho_0 + \varrho_w) = 2\alpha \cdot (\sigma_0 + p_0) \cdot R_0. \quad (783)$$

**Beispiel 6.** Zu der stark ausgezogenen Form der Scheibe gleicher Festigkeit, Abb. 2286, soll die Breite der Nabe von  $2R_0 = 150$  mm Bohrungsdurchmesser und  $s_n = 70$  mm Wandstärke näherungsweise berechnet werden, wenn die Zusammenbauspannung bei 3000 Umläufen/min noch  $p_0 = 50$  kg/cm<sup>2</sup> beträgt.



Mit  $R_n = 75 + 35 = 110$  mm mittlerem und  $R_2 = 75 + 70 = 145$  mm äußerem Halbmesser der Nabe wird  $x_2 = 78$  mm und

$$b_n = \frac{3,3 \cdot 981 \cdot 7,8 \cdot 14,5 \cdot 11 \cdot 673}{2,3 \cdot 981 \cdot 7,0 \cdot 14,5 \cdot 673 - 3,3 \cdot \frac{785}{1000} \cdot 314^2 \cdot 7,0 \cdot 11^3 - 3,3 \cdot 981 \cdot 50 \cdot 7,5 \cdot 11} = 23,2 \text{ cm.}$$

An der Nabeninnenfläche herrschen:

$$\sigma_0 = \frac{m-1}{m} \cdot \sigma \cdot \frac{R_2}{R_0} = \frac{2,3}{3,3} \cdot 673 \cdot \frac{14,5}{7,5} = 907 \text{ kg/cm}^2$$

Spannung. Das Schrumpfmaß beträgt:

$$2 \alpha (\sigma_0 + p_0) \cdot R_0 = \frac{2(907 + 50) \cdot 7,5}{2100000} = 0,0068 \text{ cm.}$$

c) Die Scheibe gleicher Stärke.

$x = \text{konst.}$  und  $d \ln x = 0$  läßt die zweite Hauptgleichung (768) übergehen in:

$$\frac{d^2 \varrho}{dr^2} + \frac{d\varrho}{dr} \cdot \frac{1}{r} - \frac{\varrho}{r^2} + A \cdot r = 0$$

oder

$$\frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \frac{d(\varrho \cdot r)}{dr} \right] = -A \cdot r,$$

(weil

$$\frac{1}{r} \frac{d(\varrho \cdot r)}{dr} = \frac{1}{r} \left( r \cdot \frac{d\varrho}{dr} + \varrho \right) = \frac{d\varrho}{dr} + \frac{\varrho}{r}$$

und

$$\frac{d}{dr} \left[ \frac{d\varrho}{dr} + \frac{\varrho}{r} \right] = \frac{1}{dr} \left[ \frac{d^2 \varrho}{dr^2} - \frac{d\varrho \cdot dr^2}{dr^2} + \frac{d\varrho}{r} - \varrho \cdot \frac{dr}{r^2} \right] = \frac{d^2 \varrho}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\varrho}{dr} - \frac{\varrho}{r^2}$$

ist, da das zweite Glied in der Klammer unendlich klein höherer Ordnung ist.)

Die Gleichung läßt sich integrieren und führt zu:

$$\frac{1}{r} \frac{d(\varrho \cdot r)}{dr} = -A \cdot \frac{r^2}{2} + C_1$$

und

$$d(\varrho \cdot r) = -\frac{A}{2} \cdot r^3 \cdot dr + C_1 \cdot r \cdot dr$$

$$\varrho \cdot r = -\frac{A}{8} \cdot r^4 + C_1 \cdot \frac{r^2}{2} + C_2 \quad \text{oder} \quad \varrho = -\frac{A \cdot r^3}{8} + \frac{C_1 \cdot r}{2} + \frac{C_2}{r}.$$

Mit

$$\frac{d\varrho}{dr} = -\frac{3}{8} A \cdot r^2 + \frac{C_1}{2} - \frac{C_2}{r^2}$$

und

$$\frac{\varrho}{r} = -\frac{A}{8} \cdot r^2 + \frac{C_1}{2} + \frac{C_2}{r^2}$$

wird nach den Beziehungen (767) die Radialspannung:

$$\sigma_r = \frac{m \left( m \cdot \frac{d\varrho}{dr} + \frac{\varrho}{r} \right)}{\alpha(m^2 - 1)} = \frac{m}{\alpha(m^2 - 1)} \left[ -\frac{A \cdot r^2}{8} (3m + 1) + \frac{C_1}{2} \cdot (m + 1) - \frac{C_2}{r^2} (m - 1) \right], \quad (784)$$

die Tangentialspannung

$$\sigma_t = \frac{m \left( \frac{d\varrho}{dr} + m \cdot \frac{\varrho}{r} \right)}{\alpha(m^2 - 1)} = \frac{m}{\alpha(m^2 - 1)} \left[ -\frac{A r^2}{8} (m + 3) + \frac{C_1}{2} (m + 1) + \frac{C_2}{r^2} (m - 1) \right], \quad (785)$$

$C_1$  und  $C_2$  finden sich aus den von den jeweiligen Umständen abhängigen Randbedingungen.



α) Die Scheibe gleicher Stärke ohne Bohrung.

An einer vollen Blechscheibe, wie sie z. B. an Wasserbremsen vorkommen, wird am äußeren Rand, also für  $r = R_1$ ,  $\sigma_r = 0$ , im Mittelpunkt der Scheibe, also für  $r = 0$ ,  $\sigma_t = \sigma_r$ . Diese Bedingungen, eingesetzt in die Gleichungen 784 und 785, führen zu:

$$0 = -\frac{A \cdot R_1^2}{8} (3m + 1) + \frac{C_1}{2} (m + 1) - \frac{C_2}{r^2} (m - 1)$$

und

$$\frac{C_1}{2} (m + 1) - \frac{C_2}{0} (m - 1) = \frac{C_1}{2} (m + 1) + \frac{C_2}{0} (m - 1)$$

oder

$$C_2 = 0 \quad \text{und} \quad C_1 = \frac{A}{4} R_1^2 \frac{3m + 1}{m + 1}.$$

Damit wird die Spannung im Abstände  $r$  von der Drehachse in radialer Richtung:

$$\sigma_r = \frac{A \cdot m}{\alpha (m^2 - 1)} \left[ -\frac{r^2}{8} (3m + 1) + \frac{R_1^2}{8} (m + 1) \right],$$

$$\sigma_r = \frac{A}{8} \frac{m (3m + 1)}{\alpha (m^2 - 1)} (R_1^2 - r^2) = \frac{1}{8m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 (3m + 1) (R_1^2 - r^2), \quad (786)$$

in tangentialer:

$$\sigma_t = \frac{A}{8} \frac{m}{\alpha (m^2 - 1)} [(3m + 1) R_1^2 - (m + 3) r^2] = \frac{1}{8m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [(3m + 1) R_1^2 - (m + 3) r^2]. \quad (787)$$

Die größte herrscht in der Mitte der Scheibe:

$$\sigma_{r \max} = \sigma_{t \max} = \frac{3m + 1}{8m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_1^2. \quad (788)$$

**Beispiel 7.** An einer Scheibe von 1200 mm Durchmesser von beliebiger, aber durchweg gleicher Stärke treten bei  $n = 3000$  Umläufen/min die folgenden Spannungen auf: am äußeren Umfang bei  $r = R_1 = 60$  cm:

$$\sigma_r = 0; \quad \sigma_t = \frac{m - 1}{4m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_1^2 = \frac{2,3}{4 \cdot 3,3} \cdot \frac{7,85}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 \cdot 60^2 = 495 \text{ kg/cm}^2,$$

in der Mitte der Scheibe bei  $r = 0$ :

$$\sigma_r = \sigma_t = \frac{3m + 1}{8m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_1^2 = \frac{10,9}{8 \cdot 3,3} \cdot \frac{7,85}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 \cdot 60^2 = 1175 \text{ kg/cm}^2.$$

β) Die Scheibe gleicher Stärke mit Bohrung.

Für eine freiumlaufende Scheibe gleicher Stärke mit einer Bohrung vom Halbmesser  $R_2$  lauten die Randbedingungen:

für  $r = R_1$ ,  $\sigma_r = 0$ , für  $r = R_2$ ,  $\sigma_r = 0$ . Durch Einführen in die Beziehung (784):

$$-\frac{A}{8} R_1^2 (3m + 1) + \frac{C_1}{2} (m + 1) - \frac{C_2}{R_1^2} (m - 1) = 0,$$

$$-\frac{A}{8} R_2^2 (3m + 1) + \frac{C_1}{2} (m + 1) - \frac{C_2}{R_2^2} (m - 1) = 0$$

findet man:

$$C_1 = \frac{A}{4} \frac{3m + 1}{m + 1} (R_1^2 + R_2^2) \quad \text{und} \quad C_2 = \frac{A}{8} \frac{3m + 1}{m - 1} \cdot R_1^2 \cdot R_2^2;$$

$$\sigma_r = \frac{A}{8} \frac{m (3m + 1)}{\alpha (m^2 - 1)} \left( R_1^2 + R_2^2 - \frac{R_1^2 \cdot R_2^2}{r^2} - r^2 \right) = \frac{3m + 1}{8m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \left( R_1^2 + R_2^2 - \frac{R_1^2 \cdot R_2^2}{r^2} - r^2 \right), \quad (789)$$

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{A}{8} \frac{m}{\alpha (m^2 - 1)} \left[ (3m + 1) \left( R_1^2 + R_2^2 + \frac{R_1^2 \cdot R_2^2}{r^2} \right) - (m + 3) r^2 \right] \\ &= \frac{1}{8m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \left[ (3m + 1) \left( R_1^2 + R_2^2 + \frac{R_1^2 \cdot R_2^2}{r^2} \right) - (m + 3) r^2 \right]. \end{aligned} \quad (790)$$



Zahlenmäßig ist  $\sigma_t$  stets größer als  $\sigma_r$ . Am Rand der Bohrung, also für  $r = R_2$ , entsteht die größte Tangentialspannung:

$$\begin{aligned}\sigma_{t\max} &= \frac{1}{8m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [(3m+1)(2R_1^2 + R_2^2) - (m+3)R_2^2] \\ &= \frac{1}{4m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [(3m+1)R_1^2 + (m-1)R_2^2].\end{aligned}\quad (791)$$

Im Vergleich mit der Tangentialspannung in der vollen Scheibe nach Formel (788):

$$\sigma'_t = \frac{1}{8m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 (3m+1) \cdot R_1^2$$

ist sie rund doppelt so groß, wenn der Bohrungshalbmesser  $R_2$  klein ist. Sie wächst weiter an, wenn  $R_2$  zunimmt.

Wird die Scheibe des Beispiels 7 mit einer Bohrung von 150 mm Durchmesser versehen, so wächst die Tangentialspannung am äußeren Rande auf 532, am Bohrungsumfang auf 2355 kg/cm<sup>2</sup>.

Nach Kirsch [III, 4] steigt die Spannung am Umfang einer Bohrung in einer unbegrenzten ebenen Platte auf das Doppelte, wenn die Platte nach allen Richtungen gleichmäßig gespannt ist und sogar auf das Dreifache, wenn die Platte nur einer gleichmäßigen Längsspannung in einer bestimmten Richtung ausgesetzt ist. Dieser Höchstwert tritt in den Endpunkten des zur Zugrichtung senkrechten Bohrungsdurchmessers auf, während in den Endpunkten des zur Zugrichtung parallelen Durchmessers ein der Zugspannung gleich großer tangentialer Druck auftritt. Wendet man nach Stodola dieses Ergebnis auf ein kleines Loch an einer beliebigen Stelle einer umlaufenden Scheibe an, die unter der radialen Spannung  $\sigma_r$ , unter der tangentialen  $\sigma_t$  steht, so kann man in erster Annäherung in den Endpunkten des radial gerichteten Bohrungsdurchmessers eine Spannung erwarten:

$$\sigma' = 3\sigma_t - \sigma_r, \quad (792)$$

in den Endpunkten des dazu senkrechten Bohrungsdurchmessers eine solche von:

$$\sigma'' = 3\sigma_r - \sigma_t. \quad (793)$$

Bohrungen an irgend einer Stelle einer Scheibe erhöhen also die Spannung am Bohrungsumfange auf mindestens das Doppelte derjenigen an derselben Stelle der vollen Scheibe. Ist eine der beiden Spannungen klein, so steigt die größte Beanspruchung am Lochrande auf das Dreifache der anderen.

#### γ) Die Scheibe gleicher Stärke mit Randbelastung; Berechnung raschlaufender Dynamoanker.

Unterliegt eine Scheibe gleicher Stärke radialen Belastungen am äußeren oder inneren Rande in Höhe von  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  kg/cm<sup>2</sup>, so entstehen Spannungen, die sich aus den Grundgleichungen (784) und (785) ergeben, wenn man  $\omega$  und damit  $A = 0$ , ferner am äußeren Rande, also für  $r = R_1$ ,  $\sigma_r = \sigma_1$ , am Innenrande, also für  $r = R_2$ ,  $\sigma_r = \sigma_2$  einsetzt und  $C_1$  und  $C_2$  bestimmt:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{m}{\alpha(m^2-1)} \left[ \frac{C_1}{2}(m+1) - \frac{C_2}{R_1^2}(m-1) \right] \left| \begin{array}{l} R_1^2 \\ -R_2^2 \end{array} \right| - 1 \\ \sigma_2 &= \frac{m}{\alpha(m^2-1)} \left[ \frac{C_1}{2}(m+1) - \frac{C_2}{R_2^2}(m-1) \right] \left| \begin{array}{l} R_1^2 \\ -R_2^2 \end{array} \right| - 1 \\ C_1 &= \frac{2\alpha(m-1)}{m} \frac{\sigma_1 \cdot R_1^2 - \sigma_2 \cdot R_2^2}{R_1^2 - R_2^2}, \quad C_2 = \frac{\alpha(m+1)}{m} \frac{(\sigma_1 - \sigma_2) \cdot R_1^2 \cdot R_2^2}{R_1^2 - R_2^2}.\end{aligned}$$

Damit wird die Radialspannung in der Entfernung  $r$  von der Achse:

$$\sigma_r = \frac{1}{R_1^2 - R_2^2} \left[ \sigma_1 \cdot R_1^2 - \sigma_2 \cdot R_2^2 - (\sigma_1 - \sigma_2) \frac{R_1^2 \cdot R_2^2}{r^2} \right], \quad (794)$$



die Tangentialspannung:

$$\sigma_t = \frac{1}{R_1^2 - R_2^2} \left[ \sigma_1 \cdot R_1^2 - \sigma_2 \cdot R_2^2 + (\sigma_1 - \sigma_2) \frac{R_1^2 \cdot R_2^2}{r^2} \right]. \quad (795)$$

Die größte Spannung bildet sich an der Lochleibung aus:

$$\sigma_{tmax} = \frac{1}{R_1^2 - R_2^2} \left[ 2 \sigma_1 \cdot R_1^2 - \sigma_2 \cdot (R_1^2 + R_2^2) \right]. \quad (796)$$

Nach den vorstehend entwickelten Formeln läßt sich die Beanspruchung der oft langen, manchmal auch aus mehreren Platten nach Abb. 2290 zusammengesetzten, raschlaufenden Dynamoanker berechnen, wenn man der Betrachtung eine Scheibe von 1 cm Stärke zugrunde legt, wie das folgende Beispiel zeigt.

**Beispiel 8.** Die Beanspruchung des Ankers, Abb. 2268, ist bei der normalen Drehzahl  $n = 333/\text{min}$  und bei der Durchgangsdrehzahl  $1,8 n = 600/\text{min}$  zu ermitteln. Die sechs geblätternen und durch Schrauben zusammengehaltenen Pole sind mit Schwalbenschwänzen in fünf den Ankerkern bildenden Stahlplatten befestigt. (Das Beispiel entspricht etwa dem Anker des Wechselstromgenerators des Spullerseekraftwerks nach der Zeitschrift „Elektrotechnik und Maschinenbau“ 1927, S. 985.)

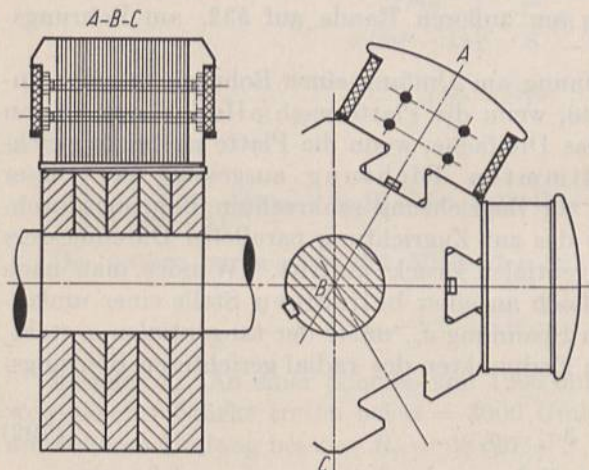


Abb. 2290. Dynamoanker.

Winkelgeschwindigkeit bei der normalen Drehzahl  $\omega = 34,87/\text{sek}$ . Beim Durchgehen der Maschine steigen sämtliche von Fliehkräften abhängigen Spannungen auf das  $1,8^2 = 3,24$ fache, wie jeweils eingeklammert angegeben ist.

Beanspruchung der Pole. Das Gewicht einer 1 cm starken, aus den Polen herausgeschnittenen Scheibe außerhalb Ebene I einschließlich der Wicklung errechnet sich; wenn man auch für die letztere das Einheitsgewicht des Stahls  $7,85 \text{ kg}/\text{dm}^3$  einsetzt, zu 38,6 kg. Bei dem Schwerpunktabstand von der Drehachse  $R_p = 108 \text{ cm}$  beträgt die Fliehkraft:

$$(Z_1)_{1\text{cm}} = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_p = \frac{38,6}{981} \cdot 34,87^2 \cdot 108 = 5170 \text{ kg/cm}$$

und die Beanspruchung des Kehlquerschnitts I:

$$\sigma_{zI} = \frac{(Z_1)_{1\text{cm}}}{a_I} = \frac{5170}{24} = 216 \text{ kg/cm}^2 \quad (700 \text{ kg/cm}^2).$$

Der Polfuß wiegt 4,36 kg/cm Breite, hat 69,2 cm Schwerpunkthalbmesser und entwickelt:

$$(Z_2)_{1\text{cm}} = \frac{4,36}{981} \cdot 34,87^2 \cdot 69,2 = 375 \text{ kg/cm}$$

Fliehkraft. Die Summe beider Kräfte  $(Z_p)_{1\text{cm}} = 5545 \text{ kg/cm}$  zerlegt sich in Flankendrucke längs der Schwalbenschwanznut in Höhe von:

$$K_{1\text{cm}} = \frac{(Z_p)_{1\text{cm}}}{2 \cos(\psi - \varrho)} = \frac{5545}{2 \cos(60^\circ - 8^\circ)} = 4500 \text{ kg/cm}.$$

Flächendruck an den Flanken (749):

$$p = \frac{K_{1\text{cm}} \cdot \cos \varrho}{b_1} = \frac{4500 \cdot \cos 8^\circ}{13,5} = 330 \text{ kg/cm}^2 \quad (1070 \text{ kg/cm}^2).$$



Beanspruchung der Zacken. In den Schnitten *II* der Nebenabbildung 2268 (*a*) entstehen durch die in der Mitte der Nutflanken vereinigt gedachten Drucke und durch die Eigenfliehkraft der Zackennasen, die sich zu  $K_{1\text{cm}} = 248 \text{ kg/cm}$  ergab, nach den Formeln (750) und (751) mit  $\frac{K}{l} = K_{1\text{cm}}$  und  $\frac{Z'}{l} = Z'_{1\text{cm}}$  die folgenden Beanspruchungen:

$$\sigma_b + \sigma_z = \frac{6 K_{1\text{cm}} \cdot a}{h^2} + \frac{K_{1\text{cm}} \cdot \sin \beta}{h} = \frac{6 \cdot 4500 \cdot 10}{29,6^2} + \frac{4500 \cdot \sin 10^\circ}{29,6} = 305 + 27 = 332 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma'_b + \sigma'_z = \frac{6 Z'_{1\text{cm}} \cdot c}{h^2} + \frac{Z'_{1\text{cm}} \cdot \sin \gamma}{h} = \frac{6 \cdot 248 \cdot 7,0}{29,6^2} + \frac{248 \sin 43^\circ}{29,6} = 12 + 6 = 18 \text{ kg/cm}^2,$$

in Summe  $350 \text{ kg/cm}^2$  ( $1134 \text{ kg/cm}^2$ ). Die Flankendrucke setzen sich zu einer Resultierenden:

$$Q_{1\text{cm}} = 2 K_{1\text{cm}} \cdot \cos(\psi - \varrho - \varphi/2) = 2 \cdot 4500 \cdot \cos(60^\circ - 8^\circ - 30^\circ) = 8350 \text{ kg/cm}$$

zusammen.

Durch die von dem  $8,46 \text{ kg/cm}$  schweren Zacken an einem Halbmesser von  $76,5 \text{ cm}$  entwickelte Fliehkraft:

$$Z_3 = \frac{8,46}{981} \cdot 34,87^2 \cdot 76,5 = 802 \text{ kg/cm}$$

wird der Kehlquerschnitt mit einer mittleren Zugspannung:

$$\sigma_{z3} = \frac{(Q + Z_3)_{1\text{cm}}}{e} = \frac{8350 + 802}{30} = 305 \text{ kg/cm}^2 \quad (988 \text{ kg/cm}^2)$$

beansprucht.

Läuferkern. In erster Annäherung darf er als eine durchbohrte Scheibe gleicher Stärke vom Außenhalbmesser  $R_1 = 620$  und Bohrungshalbmesser  $R_2 = 260 \text{ mm}$  angesehen werden, die der Eigenfliehkraft und einer gleichmäßig auf dem äußeren Umfang verteilten Belastung

$$\sigma_1 = \sigma_{z3} \cdot \frac{e}{\varphi \cdot R_1} = 305 \frac{30}{\pi \cdot 3 \cdot 62} = 141 \text{ kg/cm}^2$$

ausgesetzt ist.

Tangentialspannung am Umfang der Bohrung durch die Fliehkraft:

$$\begin{aligned} \sigma_{t1} &= \frac{1}{8m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [(3m+1)(2R_1^2 + R_2^2) - (m+3)R_2^2] \\ &= \frac{1}{8 \cdot 3,3} \cdot \frac{7,85}{1000 \cdot 981} \cdot 34,87^2 [10,9(2 \cdot 62^2 + 26^2) - 6,3 \cdot 26^2] = 32 \text{ kg/cm}^2, \end{aligned}$$

durch die Pole:

$$\sigma_{t2} = \frac{2\sigma_1 \cdot R_1^2}{R_1^2 - R_2^2} = \frac{2 \cdot 141 \cdot 62^2}{62^2 - 26^2} = 342 \text{ kg/cm}^2.$$

Berücksichtigt man die örtliche Wirkung der Pole nach H. Schmalz [XXIX, 9], so tritt eine weitere Steigerung der Spannungen in den Symmetrieebenen der Zacken um  $27 \text{ kg/cm}^2$  ein, so daß die höchste Beanspruchung längs der Bohrungswandung  $32 + 342 + 27 = 401$  ( $1300$ )  $\text{kg/cm}^2$  wird.

Preßt man den Anker auf die Welle auf oder schrumpft man beide zusammen, derart, daß bei der normalen Umlaufgeschwindigkeit noch eine Zusammenbauspannung von  $\sigma_2 = -50 \text{ kg/cm}^2$  zwischen beiden herrscht, so erhöht sich die Spannung noch um:

$$\sigma_{t3} = -\frac{\sigma_2(R_1^2 + R_2^2)}{R_1^2 - R_2^2} = \frac{50(62^2 + 26^2)}{62^2 - 26^2} = 71 \text{ kg/cm}^2.$$



Beim Durchgehen ist die Erweiterung der Bohrung größer als das Schrumpfmaß, wie sich ohne weiteres nach der beträchtlichen Zunahme der Tangentialspannungen um  $1300 - 472 = 828 \text{ kg/cm}^2$  gegenüber  $\sigma_{t3} = 71 \text{ kg/cm}^2$  erwarten läßt.

Nach der vorstehenden Rechnung tritt zahlenmäßig die höchste Beanspruchung des Ankers längs der Bohrungswandung auf; in Wirklichkeit ist sie aber infolge der Kerbwirkung in der Kehle an der Ansatzstelle der Zacken zu suchen.

d) Berechnung der Nabe als Scheibe gleicher Stärke.

Die genauere Berechnung der Nabe als Scheibe gleicher Stärke am Rad gleicher Festigkeit, Abb. 2286, bedingt folgenden Rechnungsgang. Die Zunahme des Außenhalbmessers der Nabe ist unter Berücksichtigung der gleichmäßig nach Abb. 2289 auf der Nabe verteilten Radialspannung  $\sigma_{rn} = \frac{\sigma \cdot x_2}{b_n}$  unter Bezugnahme auf die Formeln (765) und (764):

$$\rho_2 = \varepsilon_t \cdot R_2 = \alpha \left( \sigma_{tn} - \frac{1}{m} \sigma_{rn} \right) \cdot R_2.$$

Derjenigen der Scheibe nach (779) gleichgesetzt, führt sie zu der Bedingung:

$$\alpha \cdot \frac{m-1}{m} \cdot \sigma \cdot R_2 = \alpha \left( \sigma_{tn} - \frac{1}{m} \sigma_{rn} \right) \cdot R_2; \quad \frac{m-1}{m} \cdot \sigma = \sigma_{tn} - \frac{1}{m} \frac{\sigma \cdot x_2}{b_n}.$$

Die Tangentialspannung  $\sigma_{tn}$  an der Nabenaußenfläche setzt sich zusammen aus der durch die Fliehkraft erzeugten nach Beziehung (790) und der durch die radial wirkenden Belastungen nach (795). Unter Austausch von  $R_2$  gegen  $R_0$  und von  $R_1$  und  $r$  gegen  $R_2$  sowie mit  $\sigma_1 = \frac{\sigma \cdot x_2}{b_n}$ ,  $\sigma_2 = -p_0$  nach Abb. 2289 wird:

$$\begin{aligned} \sigma_{tn} &= \frac{1}{8m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [(3m+1)(R_2^2 + R_0^2 + R_0^2) - (m+3) \cdot R_2^2] \\ &+ \frac{1}{R_2^2 - R_0^2} \left[ \frac{\sigma \cdot x_2}{b_n} \cdot R_2^2 + p_0 \cdot R_0^2 + \left( \frac{\sigma \cdot x_2}{b_n} + p_0 \right) \cdot R_0^2 \right] \\ &= \frac{1}{4m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [(m-1)R_2^2 + (3m+1)R_0^2] + \frac{1}{R_2^2 - R_0^2} \left[ \frac{\sigma \cdot x_2}{b_n} (R_2^2 + R_0^2) + 2p_0 \cdot R_0^2 \right]. \end{aligned}$$

Damit geht die oben abgeleitete Bedingung für die gleiche Formänderung an der Anschlußstelle über in:

$$\begin{aligned} \frac{m-1}{m} \cdot \sigma &= \frac{1}{4m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [(m-1)R_2^2 + (3m+1)R_0^2] \\ &+ \frac{1}{R_2^2 - R_0^2} \left[ \frac{\sigma \cdot x_2}{b_n} (R_2^2 + R_0^2) + 2p_0 \cdot R_0^2 \right] - \frac{\sigma \cdot x_2}{m \cdot b_n}. \end{aligned} \quad (797)$$

Die Auflösung nach  $b_n$  liefert:

$$b_n = \frac{4g \cdot x_2 [(m-1)R_2^2 + (m+1)R_0^2] \cdot \sigma}{4g(m-1)(R_2^2 - R_0^2) \cdot \sigma - \gamma \cdot \omega^2 [(m-1)R_2^2 + (3m+1)R_0^2] \cdot (R_2^2 - R_0^2) - 8m \cdot g \cdot R_0^2 \cdot p_0}. \quad (798)$$

Auf das Beispiel 6 angewendet, wird:

$$\begin{aligned} b_n &= \frac{4 \cdot 981 \cdot 7,8 (2,3 \cdot 14,5^2 + 4,3 \cdot 7,5^2) \cdot 673}{4 \cdot 981 \cdot 2,3 (14,5^2 - 7,5^2) \cdot 673 - \frac{7,85}{1000} \cdot 314^2 (2,3 \cdot 14,5^2 + 10,9 \cdot 7,5^2) (14,5^2 - 7,5^2) - 8 \cdot 3,3 \cdot 981 \cdot 7,5^2 \cdot 50} \\ &= 20,3 \text{ cm,} \end{aligned}$$

also 2,9 cm geringer als auf S. 1321 berechnet.



Die größte Tangentialspannung an der Innenfläche ergibt sich aus der Summe der Spannungen nach (791) und (796):

$$\begin{aligned} \sigma_{t \max} &= \frac{1}{4m} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [(3m+1)R_2^2 + (m-1)R_0^2] + \frac{1}{R_2^2 - R_0^2} \left[ 2 \frac{\sigma \cdot x_2}{b_n} R_2^2 + p_0 (R_2^2 + R_0^2) \right] \\ &= \frac{1}{4 \cdot 3,3} \cdot \frac{7,85}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 (10,9 \cdot 14,5^2 + 2,3 \cdot 7,5^2) \\ &+ \frac{1}{14,5^2 - 7,5^2} \left[ 2 \cdot \frac{673 \cdot 7,8}{20,3} \cdot 14,5^2 + 50 (14,5^2 + 7,5^2) \right] = 214 + 793 = 1007 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Zylindrische Naben erweitern sich nicht gleichmäßig, sondern nach Abb. 2291 in der Mitte stärker und sind infolgedessen dort auch höher beansprucht. Der Ausgleich ist entweder nach Abb. 2292 oder durch Verstärken oder Verlängern der Nabe möglich. Das letztere ist, abgesehen davon, daß es vielfach durch die konstruktiven Verhältnisse beschränkt sein wird, weniger wirksam, weil die Nabenquerschnitte um so geringer in Anspruch genommen sind, je weiter sie von der Mittelebene abliegen. In einer bestimmten, von den Abmessungen der Nabe und der Höhe der Spannungen an der Ansatzstelle der Scheibe abhängigen Entfernung wird überhaupt keine Formänderung mehr auftreten, eine Verlängerung daher unwirksam sein. Einseitig angesetzte Naben sind ungünstiger, nämlich rund doppelt so hoch beansprucht wie symmetrisch zur Scheibenmitte angeordnete und deshalb nur an mäßig belasteten Scheiben zulässig.

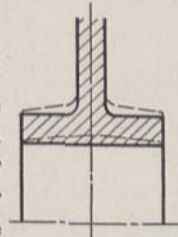


Abb. 2291. Formänderung langer Naben.

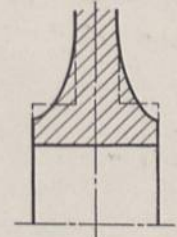


Abb. 2292. Zur Gestaltung der Naben.

ε) Die Scheibe gleicher Stärke mit Kranz und Nabe.

Die grundlegende Bedingung ist, daß die Formänderungen der drei Teile, Kranz, Scheibe, Nabe, an den beiden Übergangstellen in radialer Richtung gleich groß sein müssen. Bezeichnen  $\sigma_{r1}$  und  $\sigma_{r2}$  die an den genannten Stellen herrschenden Radialspannungen, so unterliegen die drei Teile den durch Abb. 2293 verdeutlichten Belastungen. Für die mittlere Tangentialspannung  $\sigma_k$  am Kranz gilt die auf S. 1317 abgeleitete Formel (772), wenn  $\sigma$  durch  $\sigma_{r1}$  und  $x_1$  durch die gleichmäßige Scheibenstärke  $x$  ersetzt wird:

$$\sigma_k = \frac{\gamma}{g} v_k^2 + \frac{Z_{1cm} \cdot R_a}{s_k \cdot b_k} \quad (799)$$

$$- \frac{\sigma_{r1} \cdot x \cdot R_1}{s_k \cdot b_k}$$

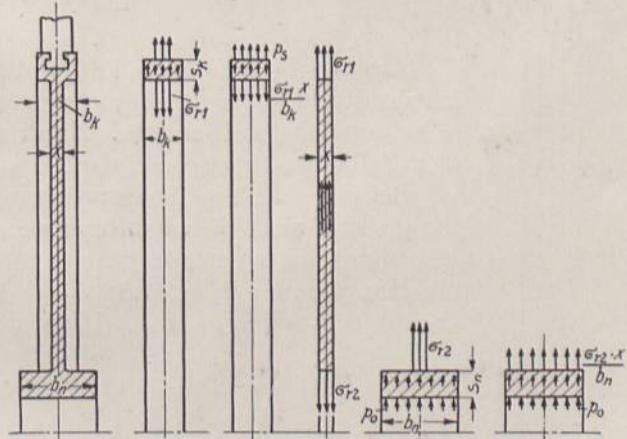


Abb. 2293.

Die zugehörige radiale Erweiterung  $\varrho_k = \alpha \cdot \sigma_k \cdot R_k$  muß gleich der Vergrößerung des Scheibenaußenhalbmessers

$$\alpha \left( \sigma_{t1} - \frac{\sigma_{r1}}{m} \right) R_1, \quad \text{also} \quad \sigma_k \cdot R_k = \left( \sigma_{t1} - \frac{\sigma_{r1}}{m} \right) R_1$$

sein. Die Tangentialspannung  $\sigma_{t1}$  am äußeren Rand der Scheibe setzt sich aus Spannungen infolge der Fliehkraft nach Formel (790) und infolge der Randbelastungen



$\sigma_{r1}$  und  $\sigma_{r2}$  nach (795) zusammen, wenn in diese Beziehungen  $r = R_1$  eingeführt wird. Damit ergibt sich:

$$I. \quad \frac{\gamma}{g} \cdot v_k^2 \cdot R_k + \frac{Z_{1\text{cm}} \cdot R_a \cdot R_k}{s_k \cdot b_k} - \frac{\sigma_{r1} \cdot x \cdot R_1 \cdot R_k}{s_k \cdot b_k} = \frac{1}{4m} \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [(m-1) R_1^3 + (3m+1) R_1 \cdot R_2^2] + \frac{\sigma_{r1} (R_1^3 + R_1 \cdot R_2^2) - 2\sigma_{r2} \cdot R_1 \cdot R_2^2}{R_1^2 - R_2^2} - \frac{\sigma_{r1}}{m} \cdot R_1. \quad (800)$$

In ähnlicher Weise gilt an der Nabe, daß die Erweiterung der Scheibe

$$\alpha \left( \sigma_{t2} - \frac{\sigma_{r2}}{m} \right) \cdot R_2$$

gleich der auf S. 1326 abgeleiteten Vergrößerung  $\varrho_2$  des Nabenhalbmessers sein muß:

$$\alpha \left( \sigma_{t2} - \frac{1}{m} \sigma_{r2} \right) R_2 = \alpha \left( \sigma_{t2} - \frac{\sigma_{r2}}{m} \cdot \frac{x}{b_n} \right) R_2$$

oder

$$\sigma_{t2} - \frac{\sigma_{r2}}{m} = \sigma_{t2} - \frac{\sigma_{r2}}{m} \cdot \frac{x}{b_n}$$

$\sigma_{t2}$  setzt sich aus der Wirkung der Fliehkraft nach (791) und derjenigen der Randbelastungen nach (796) mit  $\sigma_1 = \sigma_{r1}$  und  $\sigma_2 = \sigma_{r2}$  zusammen, während die rechte Seite der Beziehung in Form und Aufbau der Bedingungsgleichung (797) entspricht. Es braucht nur  $\sigma$  durch  $\sigma_{r2}$  ersetzt zu werden. So ergibt sich als zweite Grundgleichung:

$$II. \quad \left. \begin{aligned} & \frac{1}{4m} \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [(3m+1) R_1^2 + (m-1) R_2^2] + \frac{2\sigma_{r1} \cdot R_1^2 - \sigma_{r2} (R_1^2 + R_2^2)}{R_1^2 - R_2^2} - \frac{\sigma_{r2}}{m} \\ & = \frac{1}{4m} \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [(m-1) R_2^2 + (3m+1) R_0^2] + \frac{1}{R_2^2 - R_0^2} \left[ \sigma_{r2} \cdot \frac{x}{b_n} (R_2^2 + R_0^2) + 2p_0 R_0^2 \right] \\ & \quad - \frac{\sigma_{r2} \cdot x}{m \cdot b_n} \end{aligned} \right\} (801)$$

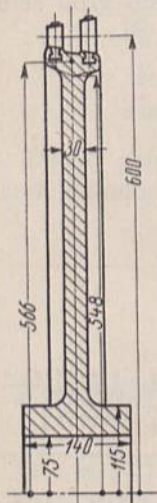


Abb. 2294. Zu Beispiel 9.

Aus den Beziehungen (800) und (801) die Unbekannten, z. B.  $\sigma_{r1}$  und  $\sigma_{r2}$  zu ermitteln, falls die Abmessungen der Scheibe gegeben sind, führt zu sehr verwickelten Formeln. Man tut gut, die Gleichungen unter Einführen der Zahlenwerte zu vereinfachen und dann erst zu lösen.

**Beispiel 9.** Die Beanspruchung der Scheibe Abb. 2294 mit einem Kranz und einer Beschauflung nach Abb. 2270 bei  $n = 2400$  Umläufen in der Minute ist zu ermitteln.

Hauptmaße:  $R_a = 57,8$ ;  $R_k = 56,6$ ;  $R_1 = 54,8$ ;  $R_2 = 11,5$ ;  $R_0 = 7,5$ ;  $x = 3,0$  cm;  $b_k \cdot s_k = F_k = 16$  cm<sup>2</sup>;  $b_n = 14$  cm;  $p_0 = 50$  kg/cm<sup>2</sup>;  $m = 3,3$ .

$$\omega = 251,3 \text{ /sek}; \quad \frac{1}{4m} \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 = \frac{7,85 \cdot 251,3^2}{4 \cdot 3,3 \cdot 1000 \cdot 981} = 0,03828.$$

$$v_k = \omega \cdot R_k = 251,3 \cdot 56,6 = 14224 \text{ cm/sek}, \quad Z_{1\text{cm}} = 402 \left( \frac{2400}{3000} \right)^2 = 357 \text{ kg/cm}.$$

Mit diesen Werten wird Gleichung I:

$$\begin{aligned} & \frac{7,85}{1000 \cdot 981} \cdot 14224^2 \cdot 56,6 + \frac{257 \cdot 57,8 \cdot 56,6}{16} - \frac{\sigma_{r1} \cdot 3 \cdot 54,8 \cdot 56,6}{16} \\ & = 0,03828 (2,3 \cdot 54,8^3 + 10,9 \cdot 54,8 \cdot 11,5^2) + \frac{\sigma_{r1} (54,8^3 + 54,8 \cdot 11,5^2) - 2\sigma_{r2} \cdot 54,8 \cdot 11,5^2}{54,8^2 - 11,5^2} - \frac{\sigma_{r1}}{3,3} \cdot 54,8, \\ & 126100 - 623,7 \sigma_{r1} + 5,04 \sigma_{r2} = 0, \end{aligned}$$



Gleichung II:

$$0,03828 (10,9 \cdot 54,8^2 + 2,3 \cdot 11,5^2) + \frac{2\sigma_{r_1} \cdot 54,8^2 - \sigma_{r_2} (54,8^2 + 11,5^2)}{54,8^2 - 11,5^2} - \frac{\sigma_{r_2}}{3,3}$$

$$= 0,03828 (2,3 \cdot 11,5^2 + 10,9 \cdot 7,5^2) + \frac{\sigma_{r_2} \cdot \frac{3}{14} (11,5^2 + 7,5^2) + 2 \cdot 50 \cdot 7,5^2}{11,5^2 - 7,5^2} - \frac{\sigma_{r_2} \cdot 3}{3,3 \cdot 14},$$

$$1156 + 2,092 \sigma_{r_1} - 1,860 \sigma_{r_2} = 0.$$

Aus ihnen ergibt sich:  $\sigma_{r_1} = 209$ ,  $\sigma_{r_2} = 857$  kg/cm<sup>2</sup>. Die Spannung an der Innenfläche der Nabe setzt sich nach den Formeln (791) und (796) zusammen aus:

$$\sigma_{t_0} = 0,03828 (10,9 \cdot 11,5^2 + 2,3 \cdot 7,5^2) + \frac{1}{11,5^2 - 7,5^2} \left[ \frac{2 \cdot 857 \cdot 3}{14} \cdot 11,5^2 + 50 (11,5^2 + 7,5^2) \right]$$

$$= 60 + 762 = 822 \text{ kg/cm}^2.$$

Bei der langen, ziemlich dünnen Nabe dürften die wirklichen Spannungen in der Mitte nicht unbedeutend höher liegen.

Auch im Fall der praktisch häufig benutzten hyperboloidischen Scheiben, deren Profillinien Gleichungen  $x \cdot r^a = C$  folgen, lassen sich die Hauptgleichungen (762) und (768) integrieren und die Spannungen und Formänderungen rechnerisch ermitteln (XXIX, 1, 2).

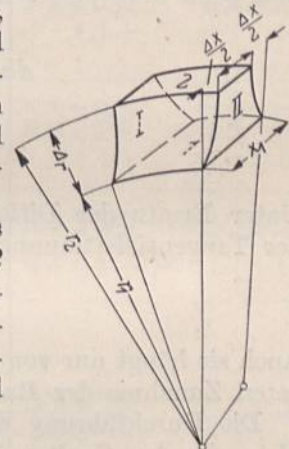
d) Berechnung einer Scheibe von gegebener Form.

Im folgenden ist ein von H. Keller [XXIX, 10] zuerst beschriebenes Verfahren erläutert, bei welchem die bei der Ableitung der Hauptgleichungen auf S. 1314 und 1315 benutzten Differentiale durch kleine endliche Differenzen ersetzt werden. Derartige Differenzenverfahren lassen sich mit Vorteil auch auf andere Fälle, z. B. die genauere Berechnung von Böden, Deckeln, Platten und einwandigen Kolben anwenden, sofern man nur die Differentialgleichungen der Spannungen an einem Körperelement aufstellen kann [XXIII, 10, XXIX, 11]. Wegen anderer rechnerischer und zeichnerischer Verfahren zur Untersuchung raschlaufender Scheiben vgl. [XXIX, 1].

Keller geht von einem Körperelement aus, Abb. 2295, das durch zwei um die Drehachse beschriebene Zylinderflächen I und 2 und zwei Radialebenen I und II begrenzt ist. Sind die Radial- und Tangentialspannungen  $\sigma_r$  und  $\sigma_t$  in der Fläche I, also im Abstand  $r_1$  von der Drehachse bekannt und gelingt es, ihre Zunahme  $\Delta\sigma_r$  und  $\Delta\sigma_t$  auf der Strecke  $\Delta r$  zu ermitteln, so sind die auf dem Zylinder 2 herrschenden Spannungen:

$$\sigma'_r = \sigma_r + \Delta\sigma_r \quad \text{und} \quad \sigma'_t = \sigma_t + \Delta\sigma_t. \quad (802)$$

Abb. 2295.



Sie bilden die Ausgangsspannungen am nächsten Element, das außen durch einen Zylinder vom Halbmesser  $r_3$  begrenzt ist. Von Element zu Element fortschreitend, wird die Scheibe stufenweise durchgerechnet. Das Maß  $\Delta r$  der einzelnen Stufen ist dort, wo die Stärke  $x$  der Scheibe oder die Spannungen größeren Änderungen unterliegen, klein, etwa 0,5 cm groß, zu nehmen, kann aber sonst 1...3 cm betragen. Am innern und äußern Rande der Scheibe müssen die Randbedingungen erfüllt sein, insbesondere die Radialspannung am innern gleich der Pressung, die zwischen der Scheibe und der Welle beim Laufen noch herrschen soll, am äußern Rande gleich der durch die Beschaufung erzeugten Spannung sein. Liegt eine Scheibe ohne Bohrung vor, so gilt für ihre Mitte:  $\sigma_r = \sigma_t$ .



Bei Division der Gleichung (761) durch  $x \cdot r$  findet sich die Zunahme der Radialspannung:

$$d\sigma_r = \frac{1}{r}(\sigma_t - \sigma_r)dr - \frac{\sigma_r \cdot dx}{x} - \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dr.$$

Ersetzt man die Differentiale durch die endlichen Unterschiede nach Abb. 2295, so geht die Gleichung über in die Form:

$$\Delta\sigma_r = (\sigma_t - \sigma_r) \frac{\Delta r}{r} - \sigma_r \cdot \frac{\Delta x}{x} - \frac{\gamma}{g} \omega^2 \cdot r \cdot \Delta r, \quad (803)$$

nach welcher sich die Zunahme  $\Delta\sigma_r$  auf der Strecke  $\Delta r$ , also zwischen den beiden Zylindern 1 und 2 berechnen läßt, weil auf der rechten Seite nur in der Fläche 1 bekannte Größen sowie  $\Delta r$  und  $\Delta x$  vorkommen.

Die radiale Dehnung  $\varepsilon_r$  kann man nach den Ausführungen auf S. 1315 durch zwei Beziehungen ausdrücken. Nach (763) ist:

$$\varepsilon_r = \alpha(\sigma_r - \sigma_t/m).$$

Andererseits gilt nach (766), (765) und (764):

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= \frac{d\rho}{dr} = \frac{d(\varepsilon_t \cdot r)}{dr} = \frac{\alpha \cdot d(\sigma_t - \sigma_r/m) \cdot r}{dr} \\ &= \alpha \left[ \sigma_t - \frac{\sigma_r}{m} + r \left( \frac{d\sigma_t}{dr} - \frac{1}{m} \frac{d\sigma_r}{dr} \right) \right]. \end{aligned}$$

Das Gleichsetzen der beiden Werte führt zu:

$$\sigma_r - \frac{\sigma_t}{m} = \sigma_t - \frac{\sigma_r}{m} + r \cdot \frac{d\sigma_t}{dr} - \frac{r}{m} \cdot \frac{d\sigma_r}{dr}$$

und beim Multiplizieren mit  $\frac{dr}{r}$  zu:

$$\begin{aligned} d\sigma_t &= (\sigma_r - \sigma_t) \frac{dr}{r} - \frac{1}{m}(\sigma_t - \sigma_r) \frac{dr}{r} + \frac{1}{m} \cdot d\sigma_r. \\ &= \frac{m+1}{m}(\sigma_r - \sigma_t) \frac{dr}{r} + \frac{1}{m} \cdot d\sigma_r. \end{aligned}$$

Unter Ersatz der Differentiale durch die endlichen Unterschiede wird die Zunahme der Tangentialspannung:

$$\Delta\sigma_t = -\frac{m+1}{m}(\sigma_t - \sigma_r) \frac{\Delta r}{r} + \frac{1}{m} \Delta\sigma_r. \quad (804)$$

Auch sie hängt nur von den Maßen des Elementes, von  $\sigma_r$ ,  $\sigma_t$  und der nach (803) berechneten Zunahme der Radialspannung  $\Delta\sigma_r$  ab, läßt sich also zahlenmäßig berechnen.

Die Durchführung der Untersuchung erfolgt zweckmäßig an Hand der folgenden Liste. In den Spalten 1...7 sind zunächst die in den Formeln (803) und (804) vorkommenden Größen, die sich aus den Maßen der gewählten Elemente ergeben, zusammengestellt, in den Spalten 8...13 die Spannungen und die Glieder für die Zunahme der Radialspannung und in Spalte 14 diese selbst ermittelt. Die bei der ersten Durchrechnung gefundenen Größen sind durch einen Strich von den bei der zweiten Durchrechnung erhaltenen, mit zwei Strichen versehenen Größen unterschieden. 15 und 16 enthalten die zur Berechnung von  $\Delta\sigma_t'$  nötigen Glieder, Spalte 17  $\Delta\sigma_t'$  selbst. Schließlich sind in 18 und 19 die an den Außenflächen des betrachteten Elementarringes wirkenden Spannungen  $\sigma_t' + \Delta\sigma_t'$  und  $\sigma_r' + \Delta\sigma_r'$  eingetragen. Während Spalte 1...7 vor der Berechnung der Spannungen aufgestellt werden können, müssen Spalte 8...19 zeilenweise, von einem der Scheibenränder beginnend, entwickelt werden. In Zeile 1 ist  $\sigma_t'$  schätzungsweise angenommen,  $\sigma_r'$  aber unter Beachtung der einen Randbedingung gleich der



Berechnung der Scheibe Abb. 2296.

Spalte	Erste Durchrechnung												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Zeile	$r$	$\Delta r$	$x$	$\Delta x$	$\frac{\Delta r}{r}$ (2)/(1)	$\frac{\Delta x}{x}$ (4)/(3)	$r \cdot \Delta r$ (1) \cdot (2)	$\sigma'_i$	$\sigma'_i$	$\sigma'_i - \sigma'_i$ (8) - (9)	$(\sigma'_i - \sigma'_i) \frac{\Delta r}{r}$ (10) \cdot (5)	$\frac{\Delta x}{x}$ (9) \cdot (6)	$\frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \Delta r}{g}$ 0,790 \cdot (7)
	kg/cm <sup>2</sup>												
1	10,0	0,5	10	0	0,05	0	5,0	+ 940	—	+ 990	+ 49,5	0	+ 3,9
2	10,5	0,5	10	0	0,0476	0	5,25	+ 889,5	—	+ 893,9	+ 42,6	0	+ 4,2
3	11,0	0,5	10	0	0,0455	0	5,5	+ 845,7	+ 34,1	+ 811,6	+ 36,9	0	+ 4,4
4	11,5	0,5	10	0	0,0435	0	5,75	+ 807,6	+ 66,6	+ 741,0	+ 32,2	0	+ 4,5
5	12	1	10	0	0,0833	0	12	+ 774,1	+ 94,3	+ 679,8	+ 56,7	0	+ 9,5
23	40	0,5	3,14	+ 2,02	0,0125	+ 0,643	20	+ 429,7	+ 194,8	+ 234,9	+ 2,9	+ 125,2	+ 15,8
24	40,5	0,5	5,16	+ 2,04	0,0123	+ 0,396	20,25	+ 384,0	+ 56,7	+ 327,3	+ 4,0	+ 22,5	+ 16,0
25	41	0,5	7,2	0	0,0122	0	20,5	+ 368,4	+ 22,3	+ 346,1	+ 4,2	0	+ 16,2
26	41,5	0,2	7,2	0	0,0048	0	8,3	+ 359,3	+ 10,3	+ 349,0	+ 1,7	0	+ 6,6
27								+ 355,6	+ 5,4				

Spalte	Nachprüfung												
	20	21	22	23	24	25							
Zeile	$x_m$ aus (3)	$x_m \cdot \Delta r$ (20) \cdot (2)	$r_m$ aus (1)	$x_m \cdot \Delta r \cdot r_m$ (21) \cdot (22)	$\sigma'_{tm}$ aus (8)	$\sigma'_{tm} \cdot x_m \cdot \Delta r$ (24) \cdot (21)							
	kg/cm <sup>2</sup>												
1	10	5	10,3	51,3	915	4575							
2	10	5	10,8	53,8	868	4340							
3	10	5	11,3	56,3	827	4135							
4	10	5	11,8	58,8	791	3955							
5	10	10	12,5	125	744	7440							
23	4,15	2,08	40,3	83,3	407	847							
24	6,18	3,09	40,8	126	376	1162							
25	7,2	3,6	41,3	148,5	364	1310							
26	7,2	1,44	41,6	59,8	357	514							
27		160,36	3438,7			97000							



Spalte	Zweite Durchrechnung						
	26	27	28	29	30	31	32
	$\sigma'_i$	$\sigma''_i$	$\sigma'_i - \sigma''_i$ (26) - (27)	$(\sigma'_i - \sigma''_i) \frac{\Delta r}{r}$ (28) · (5)	$\sigma''_i \frac{\Delta x}{x}$ (27) · (6)	$\frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \Delta r$ 0,790 · (7)	$\Delta \sigma'_i$ (29) - (30) - (31)
Zeile	kg/cm <sup>2</sup>						
1	+ 1070	- 50	+ 1120	+ 56	0	3,9	+ 52,1
2	+ 1013	- 2	+ 1015	+ 48,4	0	4,2	+ 44,2
3	+ 963,5	+ 42,2	+ 921,3	+ 41,9	0	4,4	+ 37,5
4	+ 920,4	+ 79,7	+ 840,7	+ 36,6	0	4,5	+ 32,1
5	+ 882,6	+ 111,8	+ 649,0	+ 64,3	0	9,5	+ 54,8
·							
23	+ 533,8	+ 276,1	+ 257,7	+ 3,2	+ 177,8	15,8	- 190,4
24	+ 471,9	+ 85,7	+ 386,2	+ 4,8	+ 33,9	16,0	- 45,1
25	+ 452,0	+ 40,6	+ 411,4	+ 5,0	0	16,2	- 11,2
26	+ 442,1	+ 29,4	+ 412,7	+ 2,0	0	6,6	- 4,6
27	+ 438,1	+ 24,8					

Zusammenbauspannung  $p_0$ , mit der die Scheibe die Welle umschließen soll, angesetzt. Die Ergebnisse der Spalten 18 und 19 der ersten Zeile dienen als Ausgangszahlen der Zeile 2 in Spalte 8 und 9 usw.

Wäre  $\sigma'_i$  in Zeile 1, Spalte 8 richtig geschätzt worden, so müßte sich am Außenrand der Scheibe, also in Spalte 19 der letzten Zeile  $\sigma'_r + \Delta \sigma'_r = p_s$ , nämlich gleich der durch die Schaufeln erzeugten Randspannung ergeben. Das wird selten der Fall sein. Man müßte nun die Rechnung unter neuer Schätzung von  $\sigma_i$  so oft durchführen, bis genügende Übereinstimmung erreicht ist. Abgesehen von der Umständlichkeit ist aber die Ermittlung der Radialspannungen in der Nähe des Außenrandes infolge des starken Fallens der Werte an der Übergangsstelle zum Kranz nach Abb. 2296 oft mit erheblichen Fehlern behaftet. Keller empfiehlt deshalb mit Recht, die Tangentialspannungen zur Nachprüfung der Richtigkeit der Rechnung zu benutzen. Der Eigenfliehkraft und den Randbelastungen einer Scheibenhälfte müssen nämlich die Tangentialspannungen in der Schnittfläche das Gleichgewicht halten. In Spalte 20 ist zunächst die mittlere Breite  $x_m$  und in 21 der Flächeninhalt  $x_m \cdot \Delta r$  der einzelnen Zonenquerschnitte ermittelt. Ihre Summe liefert den Flächeninhalt  $F$  eines Radialschnittes der Scheibe. Spalte 22 und 23 dienen zur Bestimmung der auf die Drehachse bezogenen statischen Momente, deren Summe  $S$  den Abstand des Schwerpunktes  $r_s = \frac{S}{F}$ , damit aber nach der Guldinschen Regel das Gewicht  $G/2$  sowie die Fliehkraft  $Z$  der halben Scheibe:

$$\frac{G}{2} = \gamma \cdot F \cdot \pi \cdot r_s \quad \text{und} \quad Z = \frac{G}{2g} \omega^2 \cdot r_s = \pi \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot \omega^2 \cdot r_s^2$$

zu bestimmen gestattet. Die Belastung der Scheibenhälfte durch die Beschauflung beträgt bei  $p_s$  kg/cm<sup>2</sup> der Oberfläche:  $2p_s \cdot R_a \cdot b_k$ , diejenige durch den Druck  $p_0$  an der Nabeninnenfläche:  $2p_0 \cdot R_0 \cdot b_n$ . In Spalte 24 sind noch die mittlere Tangentialspannung  $\sigma'_{tm}$  in den einzelnen Zonen und in den Produkten der Spalte 25 die Tangentialkräfte  $\sigma'_{tm} \cdot x_m \cdot \Delta r$  berechnet. War nun der Wert für  $\sigma'_i$  in Zeile 1 Spalte 8 richtig geschätzt, so muß:

$$2 \sum \sigma'_{tm} \cdot x_m \cdot \Delta r = Z + 2(p_s \cdot R_a \cdot b_k + p_0 \cdot R_0 \cdot b_n)$$

sein. Trifft das nicht zu, so läßt sich der genauere Wert, wie unten gezeigt, ziemlich sicher schätzen, weil die Linien der Tangentialspannungen annähernd geometrisch ähnlich verlaufen.

**Beispiel 10.** Die Beanspruchung der Scheibe Abb. 2296 mit einer Beschauflung nach Abb. 2270 bei  $n = 3000$  Umläufen in der Minute und  $p_0 = - 50$  kg/cm<sup>2</sup> Zusammenbauspannung an der Nabe ist zu untersuchen.



Zweite Durchrechnung					Nachprüfung	
33	34	35	36	37	38	39
$-\frac{m+1}{m}(\sigma'_i - \sigma''_i) \frac{\Delta r}{r}$	$\frac{1}{m} \Delta \sigma'_i$	$\Delta \sigma'_i$	$\sigma'_i + \Delta \sigma'_i$	$\sigma''_i + \Delta \sigma'_i$	$\sigma''_{im}$	$\sigma''_{im} \cdot x_m \cdot \Delta r$
-1,3 · (29)	0,303 · (32)	(33) + (34)	(26) + (35)	(27) + (32)	aus (26)	(38) · (21)
kg/cm <sup>2</sup>					kg/cm <sup>2</sup>	kg
-72,8	+15,8	-57,0	+1013	-2	1041,5	5207
-62,9	+13,4	-49,5	+963,5	+42,2	988	4941
-54,5	+11,4	-43,1	+920,4	+79,7	941,9	4710
-47,5	+9,7	-37,8	+882,6	+111,8	901,5	4507
-83,6	+16,6	-67,0	+815,6	+166,6	849,1	8491
-4,2	-57,7	-61,9	+471,9	+85,7	502,9	1045
-6,2	-13,7	-19,9	+452,0	+40,6	462	1428
-6,5	-3,4	-9,9	+442,1	+29,4	447,1	1610
-2,6	-1,4	-4,0	+438,1	+24,8	440,1	634
					112783	

Winkelgeschwindigkeit  $\omega = 314/\text{sek}$ , Umlaufgeschwindigkeit am mittlern Schaufelhalbmesser  $v = \omega \cdot R = 314 \cdot 0,45 = 141,4 \text{ m/sek}$ . Denkt man sich den Kranz der Scheibe nach der Nebenabbildung *a* zur Mitte hin zusammengescho- ben, so entsteht bei *A* ein Absatz und damit eine Unstetigkeit, die man bei den Durchrechnungen ausschaltet, wenn man die Scheibe nur bis *AA* reichend annimmt und den schräg gestrichelten Teil zur Randbelastung durch die Beschauflung hinzuzählt. Das ist um so mehr berechtigt, als die Inanspruchnahme dieses Kranzteils sehr verwickelt ist und die Annahme zugunsten der Sicherheit der Rechnung wirkt. Die Scheibe wurde nach Abb. 2296 in 26 Zonen von 0,2 . . . 2 cm radialer Stärke eingeteilt, deren Begrenzungsflächen den 27 Zeilen der Berechnungstafel entsprechen. Die Randbelastung ergibt sich wie folgt:

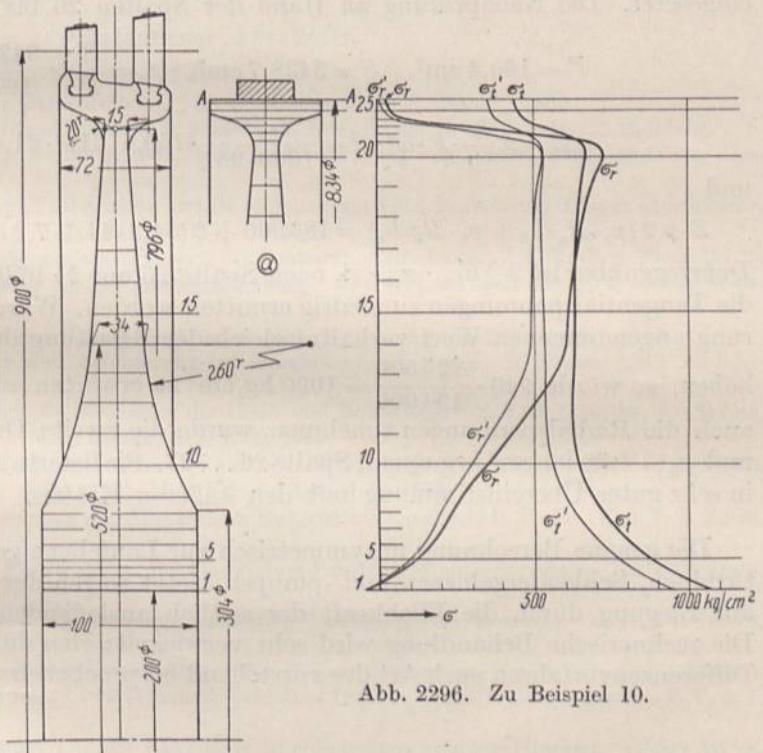


Abb. 2296. Zu Beispiel 10.

Die auf S. 1307 und 1308 ermittelte Belastung von 223 und 185 kg/cm durch die beiden Schaufelreihen vermindert sich entsprechend dem anderen mittlern Halbmesser auf das  $(\frac{45}{60})^2 = 0,563$ fache, also auf 126 und 104 kg je Zentimeter Umfang.

Wirkung des Scheibenrandes. Gewicht eines Stückes von 1 cm Länge, längs des Umfangs gemessen:

$$G = \frac{3,7 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 7,85}{1000} = \frac{37,8}{1000} \text{ kg/cm.}$$



Fliehkraft:

$$\frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R = \frac{37,8}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 \cdot 42,4 = 161 \text{ kg/cm.}$$

Insgesamt ist also der Rand mit  $126 + 104 + 161 = 391 \text{ kg/cm}$  belastet. Denkt man sich diese Belastung auf der Kranzbreite von  $7,2 \text{ cm}$  gleichmäßig verteilt, so entsteht eine Randspannung von:

$$p_s = \frac{391}{7,2} = 54,2 \text{ kg/cm}^2.$$

Mit den weiteren Größen  $\frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 = \frac{7,85}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 = 0,709 \text{ kg/cm}^4$ ,  $\frac{m+1}{m} = 1,30$  und  $\frac{1}{m} = 0,303$  ist die Zahlentafel durchgerechnet. Dabei muß die Ermittlung der Zahlen in den Spalten 8...19 mit der größten Sorgfalt geschehen, weil ein an irgendeiner Stelle gemachter Fehler auf die ganze darauffolgende Rechnung wirkt. Es ist zweckmäßig, derartige Rechnungen zu zweien durchzuführen oder sie durch gleichzeitiges Aufzeichnen der Hauptwerte zu verfolgen, wobei wenigstens grobe Fehler hervortreten werden.

Bei der ersten Durchrechnung wurde in der ersten Zeile der Spalten 8 und 9  $\sigma'_i = 940 \text{ kg/cm}^2$  angenommen, für  $\sigma'_i$  aber die vorgeschriebene Pressung  $p_0 = -50 \text{ kg/cm}^2$  eingesetzt. Die Nachprüfung an Hand der Spalten 20 bis 25 ergibt:

$$F = 160,4 \text{ cm}^2, \quad S = 3438,7 \text{ cm}^3, \quad r_s = \frac{S}{F} = \frac{3438,7}{160,4} = 21,42 \text{ cm};$$

$$Z = \pi \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot \omega^2 \cdot r_s^2 = \frac{\pi \cdot 785}{1000 \cdot 981} \cdot 160,4 \cdot 314^2 \cdot 21,4^2 = 183000 \text{ kg}$$

und

$$Z + 2(p_s \cdot R_a \cdot b_k + p_0 \cdot R_0 \cdot b_n) = 183000 + 2(54,2 \cdot 41,7 \cdot 7,2 + 50 \cdot 10 \cdot 10) = 225500 \text{ kg.}$$

Demgegenüber ist  $2 \sum \sigma'_{im} \cdot x_m \cdot \Delta r$  nach Spalte 25 nur  $2 \cdot 97000 = 194000 \text{ kg}$ , mithin sind die Tangentialspannungen zu niedrig ermittelt worden. Würde man den an der Nabenbohrung angenommenen Wert verhältnismäßig der Belastung durch die äußeren Kräfte erhöhen, so würde  $940 \cdot \frac{225500}{194000} = 1090 \text{ kg/cm}^2$  zu erwarten sein. In Rücksicht darauf, daß auch die Radialspannungen zunehmen, wurde die zweite Durchrechnung mit  $\sigma''_i = 1070$  und  $p_0 = -50 \text{ kg/cm}^2$  begonnen, Spalte 26...37. Sie lieferte  $2 \sum \sigma''_{im} \cdot x_m \cdot \Delta r = 225566 \text{ kg}$  in sehr guter Übereinstimmung mit den äußeren Kräften.

Die genaue Berechnung unsymmetrisch zur Laufebene gestalteter Räder von Wasserturbinen, Schleudergebläsen und -pumpen bietet wegen der Inanspruchnahme derselben auf Biegung durch die Fliehkraft der seitlich ausladenden Schaufeln Schwierigkeiten. Die rechnerische Behandlung wird sehr verwickelt; eher dürften sich zeichnerische oder Differenzenverfahren nach Art des vorstehend besprochenen zur Untersuchung empfehlen.



# Verzeichnis des Schrifttums zum vierzehnten bis neunundzwanzigsten Abschnitt.

Fortsetzung von S. 600.

Abkürzungen der Zeitschriften siehe S. 594.

## Vierzehnter Abschnitt.

### Kurbelgetriebe.

1. Wittenbauer, F.: Dynamischer Kraftplan des Kurbelgetriebes. Z. V. d. I. Bd 50, S. 951/52. 1906.
2. Radinger, J. F.: Über Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. Wien 1892.
3. Mollier: Der Beschleunigungsdruck der Schubstange. Z. V. d. I. Bd 47, S. 1638/40. 1903.
4. Tolle, M.: Regelung der Kraftmaschinen. Berlin: Julius Springer 1921.
5. Wittenbauer, F.: Die graphische Ermittlung des Schwungrades, ein Beitrag zur graphischen Dynamik. Z. V. d. I. Bd 49, S. 471/77. 1905.

## Fünfzehnter Abschnitt.

### Zapfen.

1. Reye, Th.: Zur Theorie der Zapfenreibung. Zivilingenieur Bd 6, S. 235/54. 1860.
2. Tower, B.: Experiments on the oil pressure in a bearing. Eng. Bd 58, S. 434. 1884. 2. Halbjahr.
3. Petroff, N.: Neue Theorie der Reibung, 1883, deutsche Übersetzung von Wurzel, 1887. Hamburg: Leo Voß.
4. Reynolds, O.: On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Towers experiments. Phil. Transactions Roy. Society of London Bd 177, S. 157/234. 1886.
5. Sommerfeld, A.: Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. Z. f. Math. u. Phys. Bd 50, S. 97/155. 1904. — Zur Theorie der Schmiermittelreibung. Z. f. techn. Physik Jg. 2, S. 58/63, 89/93. 1921.
6. Gümbel: Der heutige Stand der Schmierungsfrage. Mitt. Forsch.-Arb. H. 224, S. 1/27. 1920.
7. Gümbel-Eberling: Reibung und Schmierung im Maschinenbau. Berlin: M. Krayn. (Mit ausführlichem Verzeichnis des Schrifttums.)
8. Striebeck, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. Z. V. d. I. Bd 46, S. 1341/48, 1432/38, 1463/70. 1902. Auch Mitt. Forsch.-Arb. H. 7, 1903.
9. Lasche, O.: Die Reibungsverhältnisse in Lagern mit hoher Umfangsgeschwindigkeit. Z. V. d. I. Bd 46, S. 1881/90, 1932/38, 1961/71. 1902. Auch Mitt. Forsch.-Arb. H. 9, 1903.
10. Lasche, O.: Der Dampfturbinenbau der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft Berlin. Z. d. V. I. Bd 50, S. 1355. 1906.
11. Lasche, O. und W. Kieser: Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen und Turbodynamos. Berlin: Julius Springer 1925.
12. Heimann, H.: Versuche über Lagerreibung nach dem Verfahren von Dettmar. Z. V. d. I. Bd 49, S. 1161/68, 1224/28. 1905.
13. Charpy, A.: Versuche über die zur Verminderung der Reibung dienenden Metallegierungen. Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale Juni 1898, S. 670, Übersetzung in der Z. V. d. I. Bd 42, S. 1300/03. 1898.
14. Rydberg, G.: Beitrag zur Bewertung der Kugellager in eisenbahntechnischer Hinsicht. Glaser Bd 86, S. 9/14. 1920.
15. Kammerer, O.: Entstehung der Lagerversuche. — Welter und Weber: Durchführung der Lagerversuche, Versuchsergebnisse des Versuchsfeldes für Maschinenelemente der Technischen Hochschule zu Berlin. H. 1. München und Berlin: R. Oldenbourg 1920.
16. Freudenreich: Untersuchungen an Lagern. BBC-Mitteilungen 1917, H. 1—4.
17. Kombinierte Druck- und Traglagerkonstruktionen neuer Art. Z. f. d. ges. Turbinenwesen Jg. 13, S. 20/22. 1916.
18. Ascher, R.: Die Schmiermittel, ihre Art, Prüfung und Verwendung. Berlin: Julius Springer 1922.
19. Richtlinien für den Einkauf und die Prüfung von Schmiermitteln. Düsseldorf: Stahl Eisen 1925.
20. Falz, E.: Grundzüge der Schmiertechnik. Berlin: Julius Springer 1925.
21. Pfarr, A.: Die Turbinen für Wasserkraftbetriebe. Berlin: Julius Springer 1912.



## Sechzehnter Abschnitt.

**Kreuzköpfe.**

1. Frey, H.: Schubstangen und Kreuzköpfe. Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau, H. 6. Berlin: Julius Springer 1913.
2. Volk, C.: Maschinenteile. Fortschritte und Neuerungen. Z. V. d. I. Bd 52, S. 488/96. 1908.
3. Drawe, R.: Konstruktive Einzelheiten an doppelt wirkenden Viertaktgasmaschinen. Z. V. d. I. Bd 54, S. 302/04. 1910.
4. Hoeltje, E.: Über die Bearbeitung von Maschinenteilen. Werkst. Techn. Jg. 7, S. 206/09. 1913.

## Siebzehnter Abschnitt.

**Schubstangen.**

1. Watzinger, A.: Die Spannungsverteilung in geschlossenen Schubstangenköpfen. Z. V. d. I. Bd 53, S. 1033/36. 1909.
2. Matsumura, T.: Die Festigkeit geschlossener Schubstangenköpfe. Z. V. d. I. Bd 55, S. 460/65. 1911.
3. Reimer, A. und Sellge: Schwierigkeiten im Betriebe der Gasmaschinen und ihre Beseitigung. St. u. E. Jg. 27, S. 627/30. 1907.
4. Strebelt, C.: Schmiervorrichtung für Schiffsmaschinen. Z. V. d. I. Bd 50, S. 1701/09. 1906.
5. Volk, C.: Maschinenteile. Z. V. d. I. Bd 52, S. 488/96. 1908.
6. Frey, H.: Schubstangen und Kreuzköpfe. Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau, H. 6. Berlin: Julius Springer 1913.
7. Baumann, A.: Berechnung von gekrümmten Stäben. Z. V. d. I. Bd 52, S. 337/45, 376/82. 1908.
8. Blumenfeld, R.: Berechnung von gekrümmten Stäben. Z. V. d. I. Bd 51, S. 1426/29. 1907.
9. Beke, J.: Beitrag zur Berechnung der Spannungen in Augenstäben. Eisenbau Jg. 12, S. 233/44. 1921.
10. Kearton, W. J.: The Strength of Forked Connecting Rods. Engg. Bd 116, S. 442/44. 1923.
11. Mathar, J.: Über die Spannungsverteilung in Stangenköpfen. Dissertation Aachen 1926. Auch Forsch.-Arb. H. 306. Berlin: VDI-Verlag 1928.
12. Hoeltje, E.: Über die Bearbeitung von Maschinenteilen. Werkst. Techn. Jg. 7, S. 209/12. 1913.

## Achtzehnter Abschnitt.

**Achsen und Wellen.**

## Allgemeine Technische Schwingungslehre:

1. Föppl, O.: Grundzüge der technischen Schwingungslehre. Berlin: Julius Springer 1923.
2. Geiger, J.: Mechanische Schwingungen und ihre Messung. Berlin: Julius Springer 1927.

## Verdrehungsschwingungen:

3. Frahm, H.: Neue Untersuchungen über die dynamischen Vorgänge in den Wellenleitungen von Schiffsmaschinen mit besonderer Berücksichtigung der Resonanzschwingungen. Z. V. d. I. Bd 46, S. 797/803, 880/88. 1902.
4. Roth, P.: Schwingungen von Kurbelwellen. Z. V. d. I. Bd 48, S. 564/67. 1904.
5. Gumbel: Verdrehungsschwingungen eines Stabes mit fester Drehachse und beliebiger zur Drehachse symmetrischer Massenverteilung unter dem Einfluß beliebiger harmonischer Kräfte. Z. V. d. I. Bd 56, S. 1025/31, 1085/89. 1912.
6. Gumbel, L.: Verdrehungsschwingungen und ihre Dämpfung. Z. V. d. I. Bd 66, S. 252/56. 1922.
7. Drewes, R.: Neues graphisches Verfahren auf statischer Grundlage zur Untersuchung beliebiger Wellenmassensysteme auf freie Drehschwingungen. Z. V. d. I. Bd 62, S. 588/92, 610/14. 1918.
8. Holzer, H.: Die Berechnung der Drehschwingungen und ihre Anwendung im Maschinenbau. Berlin: Julius Springer 1921.
9. Wydler, H.: Drehschwingungen in Kolbenmaschinenanlagen und das Gesetz ihres Ausgleichs. Berlin: Julius Springer 1922.

## Biegungsschwingungen rasch umlaufender Wellen:

10. Stodola, A.: Dampf- und Gasturbinen. Berlin: Julius Springer 1924.
11. Bach, C.: Versuche zur Beantwortung der Frage: Werden komprimierte Wellen durch das Einarbeiten von Nuten krumm? Z. V. d. I. Bd 42, S. 1279. 1898.
12. Germanischer Lloyd: Vorschriften für die Klassifikation und für den Bau und die Ausführung von eisernen und stählernen Schiffen. 1904/18.
13. Witkowitz Bergbau- und Eisenhüttengesellschaft: Dreiteilige Kurbelachse. Z. V. d. I. Bd 54, S. 521/22. 1910.
14. Liebhaber, A. v.: Anfertigung und Bearbeitung von gekröpften Kurbelwellen. Werkst.-Techn. Jg. 6, S. 336/38. 1912.
15. Meyer, E.: Über den Einfluß der Kröpfungsecken auf die Formänderung von gekröpften Kurbelwellen. Z. V. d. I. Bd 53, S. 295/98. 1909.
16. Diller, H.: Näherungsweise Bestimmung der Auflagerkräfte an statisch unbestimmten Wellen. Dissertation, Aachen 1926.



17. Enßlin, M.: Mehrmals gelagerte Kurbelwellen mit einfacher und doppelter Kröpfung. Stuttgart: Bergsträßer 1902.
18. Gessner, A.: Mehrfach gelagerte, abgesetzte und gekröpfte Kurbelwellen. Berlin: Julius Springer 1926.
19. Hoeltje, E.: Über die Bearbeitung von Maschinenteilen. Werkst.-Techn. Jg. 7, S. 239/43. 1913.

## Zwanzigster Abschnitt.

**Kupplungen.**

1. Ernst: Ausrückbare Kupplungen für Wellen und Räderwerke. Berlin: Julius Springer 1890; auch Z. V. d. I. Bd 33, S. 481 u. f. 1889.
2. Klein, L.: Reibungsziffern für Holz und Eisen. Mitt. Forsch.-Arb. H. 10. 1903.
3. Ohnesorge, O.: Über das Verhalten von Kraftmaschinen im mechanischen oder elektrischen Parallelbetriebe. Z. V. d. I. Bd 54, S. 1276/79. 1910.
4. Ohnesorge, O.: Die neue Kraftmaschinenkupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. Z. V. d. I. Bd 52, S. 1030/35. 1908.
5. Volk, C.: Maschinenteile. Z. V. d. I. Bd 51, S. 1768/70. 1907.
6. Jellinek, St.: Transmissionen. Berlin: Julius Springer 1912.
7. Hentschel, K.: Dinbuch 6: Transmissionen. Berlin: Beuth-Verlag 1926.

## Einundzwanzigster Abschnitt.

**Lager.**

1. Lasche, O.: Die Reibungsverhältnisse in Lagern mit hoher Umfangsgeschwindigkeit. Z. V. d. I. Bd 46 S. 1181/90, 1932/38, 1961/71. 1902. Auch Mitt. Forsch.-Arb. H. 9. 1903.
2. Bach, C.: Eine Stelle an manchen Maschinenteilen, deren Beanspruchung auf Grund der üblichen Berechnung stark unterschätzt wird. Z. V. d. I. Bd 45, S. 1567/71. 1901; Bd 46, S. 141/42. 1902.
3. Volk, C.: Die Bearbeitung der Ringschmierlager. Z. V. d. I. Bd 51, S. 1245/49. 1907.
4. Wallichs, A.: Massenfabrikation der Transmissionslager im Eisenwerk Wülfel. Werkst. Techn. Jg. 3, S. 254/68. 1909.
5. Lenz, K.: Die Schmierung schnellaufender Maschinen. Z. V. d. I. Bd 51, S. 855/62. 1907.
6. Kablitz, R.: Transmissionslager mit selbsttätiger Schmierung. Z. V. d. I. Bd 46, S. 1841/47. 1902.
7. Hülle, Fr. W.: Die Werkzeugmaschinen, ihre neuzeitliche Durchbildung für wirtschaftliche Metallbearbeitung. Berlin: Julius Springer 1923.
8. Stribeck, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. Z. V. d. I. Bd 46, S. 1341/48, 1432/38, 1463/70. 1902. Auch Mitt. Forsch.-Arb. H. 7. 1903.
9. Kammerer, O.: Versuchsergebnisse des Versuchsfeldes für Maschinenelemente. Heft 2. Lagerversuche.
10. Lasche, O. und W. Kieser: Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen und Turbodynamos. Berlin: Julius Springer 1925.
11. Deutsche Vakuum-Oel A.-G.: Lager und ihre Schmierungen.
12. Hentschel, K.: Dinbuch 6: Transmissionen. Berlin: Beuth-Verlag 1926.
13. Falz, E.: Grundzüge der Schmiertechnik. Berlin: Julius Springer 1925.
14. Hülsewig, A.: Holzlager bei Walzwerken. St. u. E. Jg. 47, S. 1483/85. 1927.
15. Turk, C.: Walzenlagerung. St. u. E. Jg. 47, S. 1437/43. 1927.
20. Stribeck, R.: Kugellager für beliebige Belastung. Z. V. d. I. Bd 45, S. 73/79, 118/25. 1901.
21. Stribeck, R.: Prüfverfahren für gehärteten Stahl unter Berücksichtigung der Kugelform. Z. V. d. I. Bd 51, S. 1445/51, 1500/06, 1542/47. 1907.
22. Brühl, P.: Die Geschichte des modernen Kugellagers. Z. V. d. I. Bd 53, S. 1844/49, 1887/89, 2055. 1909.
23. Ahrens, W.: Die Kugellager und ihre Verwendung im Maschinenbau. Berlin: Julius Springer.
24. Behr, H. und M. Gohlke: Die Wälzlager, Kugel- und Rollenlager. Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau, H. 4. (2. Aufl. von Nr. 23.) Berlin: Julius Springer 1925.
25. Rydberg, A.: Beitrag zur Bewertung des Kugellagers in eisenbahntechnischer Hinsicht. Glaser Bd 86, S. 9/14. 1920.

## Zweiundzwanzigster Abschnitt.

**Führungen, Maschinenrahmen und -gestelle.**

- Straube, P.: Die Standfestigkeit der stehenden Dampfmaschinen. Z. V. d. I. Bd 43, S. 1285/90, 1551/52. 1899.

## Dreiundzwanzigster Abschnitt.

**Zylinder.**

1. Krüger, W.: Untersuchungen über die Anstrengung dickwandiger Hohlzylinder unter innerem Druck. Dissertation Berlin 1908. Mitt. Forsch.-Arb. H. 87.
2. Riedler, A.: Hydraulisches Hochdruck-Preß- und Prägeverfahren. Z. V. d. I. Bd 45, S. 584/590, 621/26. 1901.
3. Bach, C.: Versuche über die Formänderung und die Widerstandsfähigkeit von Zylindern mit und ohne Rippen. Z. V. d. I. Bd 43, S. 1700/04. 1907.



4. Neufang, E.: Die Gießereianlagen der Gasmotoren-Fabrik Deutz. St. u. E. Jg. 28, S. 513/18. 1908.
5. Eichelberg, G.: Temperaturverlauf und Wärmespannungen in Verbrennungsmotoren. Mitt. Forsch.-Arb. H. 263, S. 5/46.
6. Nägel: Die Dieselmotoren der Gegenwart. Z. V. d. I. Bd 67, S. 677 u. f. 1923.
7. Drawe, R.: Konstruktive Einzelheiten an doppeltwirkenden Viertaktgasmaschinen. Z. V. d. I. Bd 54, S. 260/65. 1910.
8. Pfitzner-Urtel: Der Automobilmotor und seine Konstruktion. Berlin: M. Krayn 1907.
9. Irresberger: Formerei von Auto-Zylinderblöcken. St. u. E. Jg. 41, S. 1217/22, 1529/33. 1921.
10. Keller, H.: Berechnung gewölbter Platten. Mitt. Forsch.-Arb. H. 124.
11. Frey, H.: Die Zylinder ortsfester Dampfmaschinen. Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau, H. 1. Berlin: Julius Springer 1927.
12. Riedler, A.: Schnellbetrieb. Berlin 1899.
13. Kaiser, G.: Konstruktion der gezogenen Geschützrohre. Wien: L. W. Seidel u. Sohn 1900.

## Vierundzwanzigster Abschnitt.

## Reibräder.

1. Versuche mit Reibrädergetrieben. Z. V. d. I. Bd 41, S. 1362/64. 1897.
2. Klein, H.: Reibungsziffern für Holz und Eisen. Mitt. Forsch.-Arb. H. 10, S. 49/68.
3. Ernst, A.: Hebezeuge, 4. Aufl. S. 212 u. f. Berlin: Julius Springer 1903.

## Fünfundzwanzigster Abschnitt.

## Zahnräder.

1. Schiebel, A.: Zahnräder. I. Teil. Stirn- und Kegelräder mit geraden Zähnen. II. Teil. Räder mit schrägen Zähnen (Räder mit Schraubenzähnen und Schneckengetriebe). Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. H. 3 und 5. Berlin: Julius Springer 1922 und 1923.
2. Schiebel, A.: Die Unregelmäßigkeiten des Ganges fehlerhafter Zahntriebe. Sonderabdruck aus den Technischen Blättern. Prag 1910.
3. DIN 868. Zahnräder, Begriffe, Bezeichnungen, Kennzeichen. Deutscher Normenausschuß Jan. 1928. Bei der Ausarbeitung des Abschnitts 25 wurde der Entwurf vom Juli 1927 benutzt.
4. Kutzbach, K.: Grundlagen und neuere Fortschritte der Zahnradherzeugung. Berlin: VDI-Verlag 1925.
5. Rikli, H.: Bestimmung des Wirkungsgrades von Zahnrädern. Z. V. d. I. Bd 55, S. 1435/38. 1911.
6. Lasche, O.: Elektrischer Antrieb mittels Zahnradübertragung. Z. V. d. I. Bd 43, S. 1417/22, 1487/93, 1528/32, 1563/69. 1899.
7. Kammerer, O.: Technische Mittel für akademische Vorlesungen über Maschinenbau. Z. V. d. I. Bd 47, S. 735/40, 854/59, insbes. S. 739/40, 854/57. 1903.
8. Maag, M.: Die Maag-Zahnräder und ihre Bedeutung für die Maschinen-Industrie. Schweizerische Bauzeitung Bd 70, Nr. 12, Anhang. 1917.
9. Fölmer, M.: Vorschläge und theoretische Grundlagen zu einem erweiterten Evolventenmodulsystem für Stirnrädergetriebe. Betrieb Bd 1, S. 107/112, 265/74. 1919.
10. Kutzbach, K.: Bezeichnungen und Vorschriften für die Verzahnung von Stirn- und Kegelrädern. Maschinenbau/Gestaltung Jg. 1, S. 144/54. 1922.
11. Gerlach, P.: Fehler der Triebstockverzahnung. Z. V. d. I. Bd 52, S. 588. 1908.
12. Büchner, K.: Beitrag zur Kenntnis der Abnutzungs- und Reibungsverhältnisse der Stirnzahnräder. Z. V. d. I. Bd 46, S. 159/66, 278/84. 1902.
13. Hartmann, W.: Genauigkeitsgrad und Geschwindigkeitsverhältnisse bei Verzahnungen. Z. V. d. I. Bd 49, S. 163/67. 1905.
14. Barth, C.: Die Grundlagen der Zahnradbearbeitung unter Berücksichtigung der modernen Verfahren und Maschinen. Dissert. Aachen. Berlin: Julius Springer 1911.
15. Hermann, H.: Untersuchungen eines Wechselgetriebes mit  $n + 1$  Rädern für  $n$  Übersetzungen. Z. V. d. I. Bd 60, S. 1069/73. 1916.
16. Pregél, Th.: Bilgrams Kegelradhobelmaschine. Chemnitz 1905.
17. Crain, R.: Schraubenräder mit geradlinigen Eingriffflächen. Dissert. Berlin 1907.
18. Striebeck, R.: Versuche mit Schneckengetrieben. Z. V. d. I. Bd 41, S. 936/41, 968/72. 1897; Bd 42, S. 1156/62. 1898.
19. Ernst, Ad.: Eingriffverhältnisse der Schneckengetriebe mit Evolventen- und Zykloidenverzahnung und ihr Einfluß auf die Lebensdauer der Triebwerke. Berlin: Julius Springer 1901.  
Auszug: Z. V. d. I. Bd 44, S. 1229/36, 1313/20, 1423/30, 1466/75. 1900.
20. Wolff, W.: Über die Erzielung günstiger Eingriffverhältnisse an Schneckenrieben. Dissertation Aachen 1923.
21. Striebeck, R.: Berechnung der Zahnräder. Z. V. d. I. Bd 38, S. 1182/87. 1894.
22. Kutzbach, K.: Fortschritte und Probleme der mechanischen Energieumformung. Z. V. d. I. Bd 65, S. 673/78, 1301/06, 1376/82. 1921.



23. Kutzbach, K.: Zur Entwicklung der Zahnrädergetriebe. Z. V. d. J. Bd 60, S. 990/92, 1030. 1916.
24. Stribeck, R.: Die Abnutzung der Zahnräder und ihre Folgen. Z. V. d. I. Bd 38, S. 168/70. 1894.
- 25a. Gerlach, P.: Die Bearbeitung der Zähne von Stirnrädern. Z. V. d. I. Bd 52, S. 1270/77. 1908.
- 25b. Schiebel, A.: Die Eingriffverhältnisse der Zahnräder mit besonderer Berücksichtigung der Schneckengetriebe. Sonderabdruck aus Technische Blätter. Prag 1902.
26. Bach, C. und E. Rosen: Untersuchung eines dreigängigen Schneckengetriebes. Mitt. Forsch.-Arb. H. 11, S. 36/59. 1903. Auch Z. V. d. I. Bd 47, S. 221/31, 536. 1903.
27. Westberg, N.: Schneckengetriebe mit hohem Wirkungsgrade. Mitt. Forsch.-Arb. H. 6, S. 22/32. 1902. Auch Z. V. d. I. Bd 46, S. 915/20. 1902.
28. Lindner, G.: Globoidschnecken. Z. V. d. I. Bd 46, S. 644/48. 1902.
29. Gumbel: Über geschmierte Zahnräder. Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen Jg. 13, S. 205/09, 220/23, 225/28, 239/44, 245/48, 258/62, 268/72. 1916.
30. Noack, W. G.: Flugzeuggetriebe. Z. V. d. I. Bd 64, S. 317/22, 346/50, 377/81. 1920.

## Sechszwanzigster Abschnitt.

## Riemen-, Stahlband- und Seiltriebe.

1. Betriebsblatt 21. Treibriemen. Auswahl, Riemenverbindung und Behandlung. Herausgeg. vom Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung. Berlin: Beuth-Verlag.
- 1a. Betriebsblatt 32 Spannrollen. Berlin: Beuth-Verlag.
2. Bach, C.: Elastizität von Treibriemen und Treibseilen. Z. V. d. I. Bd 31, S. 221/25, 241/45. 1887.
3. Bach, C.: Die Elastizität der an verschiedenen Stellen einer Haut entnommenen Treibriemen. Z. V. d. I. Bd 46, S. 985/89. 1902.
4. Stephan, P.: Ledertreibriemen und Riementriebe. Dingler Bd 328, S. 289/95, 307/10, 323/26, 343/45, 358/60, 387/90, 403/05, 470/72. 1913.
5. Stephan, P.: Der Riementrieb mit Druckrollen. Werkst.-Techn. Jg. 15, S. 222/24. 1921.
6. Kammerer, O.: Versuche mit Riemen- und Seiltrieben. Mitt. Forsch.-Arb. H. 56/57. Auszug in Z. V. d. I. Bd 51, S. 1085/94. 1907.
7. Kammerer, O.: Versuche mit Riemen besonderer Art. Mitt. Forsch.-Arb. H. 132. Auszug in Z. V. d. I. Bd 56, S. 206/12. 1912.
8. Kutzbach, K.: Die Übertragungsverluste und die Beanspruchung der Seil- und Riementriebe. Z. V. d. I. Bd 58, S. 1006/11. 1914.
9. Duffing, G.: Vorspannung und Achsdruck bei Riemen- und Seiltrieben. Z. V. d. I. Bd 57, S. 967/75. 1913.
10. Stiel, W.: Theorie des Riementriebs. Dissertation Braunschweig 1917. Mit ausführlichem Verzeichnis des Schrifttums. Berlin: Julius Springer.
11. Schulze-Pillot, G.: Neue Riementheorie nebst Anleitung zum Berechnen von Riemen. Berlin: Julius Springer 1926.
12. Brauer, E. A.: Das Gleiten des Treibriemens auf der Riemenscheibe. Z. V. d. I. Bd 52, S. 965/66. 1908.
13. Fieber, A.: Das Riemengetriebe und die Gehrkensteheorie. Z. V. d. I. Bd 53, S. 1641/42. 1909.
14. Skutsch, R.: Über den Einfluß der elastischen Nachwirkung auf die Leistungsfähigkeit der Riementriebe. Dissertation Braunschweig 1910.
15. Friederich, A.: Versuche über die Größe der wirksamen Kraft zwischen Treibriemen und Scheibe. Dissertation Stuttgart 1914. Mitt. Forsch.-Arb. H. 196/98. Auszug in Z. V. d. I. Bd 59, S. 537/43, 580/85, 608/11. 1915.
16. Skutsch, R.: Zwei Vorträge über die Mechanik der Riementriebe. Dortmund 1916.
17. Reichel, E.: Über Riementriebe in Amerika. Z. V. d. I. Bd 37, S. 970/79. 1893.
18. Lewis, W.: Versuche über die Kraftübertragung durch Riemen. Glaser Bd 75, S. 32/39, 54/60. 1914.
19. Skutsch, R.: Über die Reibung von Leder auf Eisen. Dingler Bd 329, S. 273/78, 306/10, 341/46, 355/57. 1914.
20. Thomae, Dr.: Bericht über Treibriemen auf der Pariser Weltausstellung. Z. V. d. I. Bd 45, S. 353/56. 1901.
21. Gehrken, O.: Leistung von Riementrieben. Z. V. d. I. Bd 37, S. 15/19. 1893.
22. Niethammer, F. und R. Czepek: Bestimmung von Riemenverlusten. Z. V. d. I. Bd 52, S. 668/71. 1908.
23. Schömburg, W.: Über schwere Riemenantriebe für Walzwerkanlagen. St. u. E. Jg. 32, S. 1655/59. 1912.
24. Markmann, A.: Versuche mit schnellaufenden Riemscheiben. Versuchsergebnisse des Versuchsfeldes für Maschinenelemente. Berlin. H. 4. München, Berlin: R. Oldenbourg 1923.
25. Reinhardt, K.: Festigkeitsberechnung der Schwungräder. Mitt. Forsch.-Arb. H. 226. 1920.
26. Lindner, G.: Maschinenelemente. Stuttgart: Deutsche Verlagsanstalt 1910.
27. Spannrollengetriebe. Z. V. d. I. Bd 51, S. 636/37. 1907.
28. Jellinek, St.: Transmissionen. Berlin: Julius Springer 1902.
29. Eloesser-Kraftband-Gesellschaft: Stahlbandtriebe. Z. V. d. I. Bd 49, S. 1957. 1907.
30. Silberberg, L.: Entwicklung und Aussichten des Stahlbandantriebes. Z. V. d. I. Bd 55, S. 1768/73. 1911.
31. Bonte, H.: Versuche über den Wirkungsgrad von Seilen. Z. V. d. I. Bd 57, S. 1711/15. 1913.
32. Bonte, H.: Die Aussichten der verschiedenen Kraftübertragungsmittel. Z. V. d. I. Bd 63, S. 849/52. 1919.



## Achtundzwanzigster Abschnitt.

**Schwungräder.**

1. Wittenbauer, F.: Die graphische Ermittlung des Schwungradgewichts, ein Beitrag zur graphischen Dynamik. Z. V. d. I. Bd 49, S. 471/77. 1905.
2. Rosenberg, E.: Anforderungen an Antriebmotoren beim Parallelbetrieb von Wechselstromdynamos. Z. V. d. I. Bd 48, S. 793/98, 856/61. 1904.
3. Tolle, M.: Regelung der Kraftmaschinen. Berlin: Julius Springer 1921.
4. Güldner, H.: Berechnung des Schwungradgewichts der Verbrennungsmotoren. Z. V. d. I. Bd 45, S. 365/73, 409/15. 1901.
5. Langer, P.: Kraftmaschinen im Rheinland. Z. V. d. I. Bd 69, S. 1023/30. 1925.
6. Hoffmann, H.: Maschinenwirtschaft in Bergwerken. Z. V. d. I. Bd 53, S. 50/57. 1909.
7. Zahn, W.: Zur Theorie der Bandagenschwungräder. Diss. Aachen 1909.
8. Scholtes: Luftwiderstand von Schwungrädern. Z. V. d. I. Bd 45, S. 1788. 1901.
9. Heinrich, E.: Versuche über die Luftwiderstandsarbeit eines Schwungrades. Z. V. d. I. Bd 57, S. 1950/52. 1913.
10. Reinhardt, K.: Festigkeitsberechnung der Schwungräder. Mitt. Forsch.-Arb. H. 226, S. 1/109. 1920.
11. Grashof, F.: Die Festigkeitslehre. S. 138/41. Berlin: R. Gaertner 1866.
12. Goebel, J.: Über Schwungradexplosionen. Z. V. d. I. Bd 42, S. 352/58. 1898; Bd 43, S. 237/39. 1899.
13. Schenk, J.: Festigkeitsberechnung größerer Drehstrommaschinen. Diss. München 1903.
14. Der Maschinenschutz. Verein Deutscher Maschinenbau-Anstalten. Charlottenburg 2, Hardenbergstraße 3. 1926.
15. Schmalz, Dr. H.: Spannungsermittlung in Rotoren mit ausgeprägten Polen. Elektrotechnik und Maschinenbau Jg. 45, S. 313/17. Wien 1927.

## Neunundzwanzigster Abschnitt.

**Schaukeln, Trommeln, Scheiben und Räder an rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen.**

1. Stodola, A.: Dampf- und Gasturbinen. Berlin: Julius Springer 1924.
2. Karraß, G.: Die Bauteile der Dampfturbinen. Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau H. 10. Berlin: Julius Springer 1927.
3. Camerer, R.: Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen. Neu bearb. von B. Esterer. Leipzig: W. Engelmann 1924.
4. Ostertag, P.: Kolben- und Turbokompressoren. Berlin: Julius Springer 1923.
5. Pfeleiderer, C.: Die Kreiselpumpen. Berlin: Julius Springer 1924.
6. Lasche, O. und W. Kieser: Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen und Turbodynamos. Berlin: Julius Springer 1925.
7. Lasche, O.: Erfahrungen an der Beschaufung von Dampfturbinen. Z. V. d. I. Bd 62, S. 583/88, 605/10, 628/32, 641/45. 1918.
8. Haimann, G.: Bestimmung der Reibungskräfte bei Keilflächen durch ausgeführte Versuche. Masch. B. Jg. 4, S. 570/72. 1925.
9. Schmalz, H.: Spannungsermittlung in Rotoren mit ausgeprägten Polen. Elektrotechnik und Maschinenbau Jg. 45, S. 313/17. 1927.
10. Keller, H.: Berechnung von Radscheiben. Schweizerische Bauzeitung Bd 54, S. 307/10. 1909.
11. Tellers, H.: Über die Festigkeit einwandiger kegelförmiger Kolben. Diss. Aachen 1927. Mitt. Forsch.-Arb. H. 305.



## Sachverzeichnis.

- Abflußrohre 353.  
 Abmaß 182.  
 Abnutzung der Zahnräder 1056.  
 Abnutzungstiefe 1057.  
 Abrundungen, Wahl der — 172.  
 Abscherung 39.  
 Absperrmittel 397.  
 Absperrventile 398.  
 — an Dampfzylindern 408.  
 Achsabstand 1028.  
 Achsen 739.  
 —, Berechnung gerader — auf Festigkeit 740, 751.  
 —, — — — auf Formänderung 744.  
 —, Durchbildung 748.  
 —, Form gleicher Festigkeit 752.  
 —, Herstellung und Bearbeitung 750.  
 —, hohle — 742.  
 —, statisch unbestimmte — 783.  
 — Trommel- 756.  
 Achslager an Lokomotiven 883.  
 Achswinkel an Kegelradtrieben 1094.  
 Adko-Spannrollentrieb 1231.  
 AEG-Verzahnung 1044.  
 Aktionswirkung 1291.  
 Alfakeil 201.  
 Aluminium 109.  
 Aluminium-Bronze 121.  
 Andrehvorrichtungen für Schwungräder 1277.  
 Anker an Kesseln 285, 294.  
 — von Dynamomaschinen, Berechnung 1323.  
 Ankerschrauben 242.  
 Anläufe an Zapfen 686, 749, 770.  
 Anpreßdruck an Kupplungen 829.  
 Anschnitt am Gewinde 219.  
 Anstrengung 44.  
 Anzug der Keile 189.  
 A-Rahmen 923, 925.  
 Arbeitshub bei Verbrennungsmaschinen 609.  
 Arbeitsleisten 163.  
 Arbeitsvermögen 7, 151.  
 —, elastisches 7.  
 —, spezifisches 7.  
 —, von Schwungrädern 1261.  
 Arme, Berechnung der — an Riemenscheiben 1202.  
 Arme, Berechnung der — an Schwungrädern 1280, 1283.  
 —, — — — an Zahnrädern 1080, 1143.  
 Armzahl an Riemenscheiben 1197.  
 — an Schwungrädern 1276.  
 — an Zahnrädern 1080.  
 Asbest zu Dichtungen 386.  
 Auflagedruck an Spurzapfen 673.  
 — zwischen Rahmen und Fundament 922.  
 Aufradlinie 1036.  
 Aufschumpfen von Mänteln auf Zylindern 948.  
 Aufschweißen von Flanschen 361.  
 Aufwalzen von Flanschen 361.  
 Augen 163.  
 — an Rahmen 936.  
 — an Stangen 727.  
 Augenlager 842, 863.  
 Ausbreiterversuch 69.  
 Ausgleichgetriebe 1101.  
 Ausgleichvorrichtung an Rohrleitungen 395.  
 Ausklinkzustand an Zapfen 619.  
 Auslauf des Gewindes 219.  
 Auslaufen von Weißmetallaussgüssen 636.  
 Auspuffhub bei Verbrennungsmaschinen 609.  
 Ausrichten der Lager 863.  
 Ausrückbare Kupplungen 820.  
 Ausrüstung der Dampfzylinder 967.  
 — von Pumpen 956.  
 Außengetriebe 1029.  
 Ausstrahlung an Dampfzylindern 966.  
 — von Lagern 641, 661.  
 — — Lagern mit Laufsitzpassung 668.  
 — — Rohrleitungen 397.  
 Auswuchten der Läufer von Dampfturbinen 1310.  
 Axialdruck an Dampfturbinen 1293.  
 Bachsche Berichtigungszahl bei zusammengesetzter Festigkeit 44.  
 Bajonettrahmen 140, 923, 931.  
 Bajonettverschluß 1005.  
 Balanciermaschine, Rahmen für — 922.  
 Balatariemen 1159.  
 Balken, geschlitzte 37.  
 Bamaglager 871.  
 Bandeisen 76.  
 Bandkupplung 816.  
 —, ausrückbare 821.  
 Baubleche 83.  
 Baumwollpackung 531.  
 Baumwollriemen 1158.  
 Baumwollseile 1234.  
 Beanspruchung, ruhende 10.  
 —, schwellende 12.  
 —, wechselnde 12.  
 Bearbeitung, Einfluß auf Festigkeit 69.  
 —, — auf Formgebung 155, 162.  
 Bearbeitung von Stahl 89.  
 — der Stirnzahnräder 1060.  
 Bearbeitungsverfahren 168.  
 Becherturbine 1295.  
 Befestigungsgewinde 206, 215.  
 Befestigungsmittel beim Bearbeiten 166.  
 Behälterwandungen 303.  
 Beharrungstemperatur an Lagern 662.  
 Belastung, Verteilung der — auf die Kugeln eines Lagers 895.  
 —, spezifische — von Kugellagern 894.  
 Belastungsgrundzahl bei der Berechnung von Zahnrädern 1071.  
 Belastungszahl an Riemen 1183.  
 — an selbsttätigen Ventilen 422.  
 — an Zahnrädern 1072, 1077.  
 Berechnung, allgemeine Bemerkungen 141.  
 Beton 134.  
 Betriebsdruck in Rohrleitungen 334.  
 Betriebswälvkreis 1028, 1048.  
 Bewegliche Kupplung 814.  
 Bewegungsgewinde 215.  
 Bewegungsschraube 245.  
 Bewegungssitz 183.  
 Bezeichnungen, Verzeichnis der — XV.  
 Bezugsprofil 1046.



- Bezugstemperatur DIN 102, 524.  
 180.  
 Biegefestigkeit 22.  
 Biegegröße, Tetmajersche 67.  
 Biegelinie 38.  
 Biegemoment 22, 24.  
 —, ideales 45.  
 Biegestab, normaler 66.  
 Biegeversuch 23, 66.  
 Biegsame Wellen 760.  
 Biegung, für — günstige Querschnittformen 34.  
 —, zulässige Beanspruchung auf — 35.  
 Biegegsfedern 49.  
 Bilgramhobelmaschine 1099.  
 Blaubruchversuch 67.  
 Blech 74, 83.  
 Bleche DIN 1621, 83.  
 Blechträger 306.  
 —, Ausbildung 314.  
 —, Berechnungsbeispiel 326.  
 —, Vernietung 314.  
 —, übliche Abmessungen 315.  
 Blei 108.  
 Blgihohre 344.  
 Blockkette 1258.  
 Bobine 493.  
 Böden 1004.  
 —, ebene 285.  
 —, Einbeulen der — 284.  
 —, Kessel- 282.  
 Bogenschubkurbeltrieb 601.  
 Bohren 168, 170.  
 Bohrungen an Scheiben 1319, 1322.  
 Bolzenkupplung 815.  
 Bolzenspiel, Einfluß auf die Spannung in Stangenköpfen 724.  
 Boninsche Zahl zur Berechnung von Pumpenventilen 426.  
 Bordringe an Röhren 361.  
 Borsigsches Gebläseventil 459.  
 — Klappenventil 408.  
 Breiteisen 76.  
 — DIN 1612 82.  
 Brille an Stopfbüchsen 582.  
 Brinellscher Kugeldruckversuch 68.  
 Bronze 112.  
 — als Lagermetall 843.  
 Bronzerohre 344.  
 Bronzeschalenstärke 706, 844.  
 Bruchdehnung 5, 65.  
 Bruchgrenze 3.  
 Bruchsicherheit 4.  
 Brücken, zulässige Beanspruchung 310.  
 Brückenrollenlager 914.  
 Büchse 617, 706, 842.  
 Buckleydichtung 539.  
 Bügel an Exzentern 800.  
 — an Schubstangenköpfen 719.  
 — für Hebezeuge 515.  
 Bügelverschluß 1005.  
 Bund an Lagerschalen 844.  
 Bund an Wellen 749.  
 — an Zapfen 686.  
 Bürstenkupplung 816.  
 Chromleder 129, 1155.  
 Chromnickelstahl 88.  
 Compoundöl 627.  
 Corlissbahn 492.  
 Dachbinder, zulässige Beanspruchung 311.  
 Daelensches Ventil 407.  
 Dampfkessel, polizeiliche Bestimmungen 84.  
 —, Wandstärke 275.  
 Dampfmantel an Dampfzylindern 966.  
 Dampfzylinder 962.  
 —, Ausrüstung 967.  
 —, besondere Anforderungen 962.  
 —, Entwurf 975.  
 — Gleichstrom- 974.  
 — Heiß- 986.  
 — mit Drehschiebersteuerung 970, 982.  
 — mit Schiebersteuerung 968, 978.  
 — mit Ventilsteuerung 972, 982, 986.  
 Dampfturbine, einstufige 1291.  
 —, mehrstufige 1292.  
 Dampfturbinenlager 854.  
 Dampfturbinenläufer 1291.  
 Dampfturbinenscheiben 1293, 1313.  
 Dampfturbinentrommeln 1293, 1311.  
 Deckel 1004.  
 —, Berechnung 1008.  
 —, doppelwandige 1007, 1014.  
 —, ebene 1009.  
 —, elliptische 1015.  
 —, gewölbte 1011, 1013.  
 —, kegelige, kugelige 1007, 1011.  
 — mit Randleisten 1006.  
 — mit Rippen 1006, 1014.  
 —, rechteckige 1014.  
 —, vertiefte 1006, 1010.  
 Deckellager DIN 505 und 506 863.  
 Deckenvorgelege 1225.  
 —, Schaltvorrichtungen 1221.  
 Dehnung 4.  
 —, größte 44.  
 Dehnungsschlupf an Riementrieben 1176.  
 Dehnungszahl 6.  
 Deltametall 119.  
 Dichtflächen 164.  
 Dichtmittel an Behältern 305.  
 Dichtungen an Röhren 385.  
 Dichtungsschrauben 234.  
 Differentialkolben 520.  
 Differentialpumpe 960.  
 Diskusgetriebe 1021.  
 Dochtöler 848.  
 Dohmen-Leblanc-Kupplung 832.  
 Dom an Kesseln 293, 299.  
 Domboden 284.  
 Doppeldrucklager 684.  
 Doppelhaken 515.  
 Doppellängslager 901.  
 Doppelmutterschraube 225.  
 Doppelriemen 1156.  
 Doppelsitzventil 461, 467.  
 Doppelwandige Deckel 1007.  
 — Kolben 533, 546.  
 Draht, Anforderungen 87.  
 Drahtseile 496.  
 Drahtseilrollen 502.  
 Drahtseilscheiben 1252.  
 Drahtseiltriebe 1249.  
 —, Berechnung 1251.  
 —, Durchbildung 1250.  
 —, Kraft- und Spannungsverhältnisse 1250.  
 Drahtseiltrommeln 502.  
 Drahtwellen 760.  
 Drehen 168.  
 Drehfestigkeit 41.  
 Drehkraftlinie 611, 1263.  
 Drehkran 321.  
 Drehkran-Rollenlager 916.  
 Drehmoment 42.  
 —, ideales 46.  
 Drehschieber 489, 492.  
 Drehschiebersteuerung an Dampfzylindern 970.  
 Drehspannung, Größe und Verteilung 43.  
 Drehungsfedern 49.  
 Drehzahlen von Triebwerken und Wellen, DIN 112 743.  
 Drehzahlverhältnis 1018.  
 Dreikantlitzenseile 497.  
 Dreiplattenstoß 291.  
 Dreiweghahn 491.  
 Drosselklappen 479.  
 Druckfestigkeit 15.  
 Drucklager an Schiffsturbinen 676.  
 — für Schiffswellen 891.  
 Druckminderventil 472.  
 Druckrolltrieb 1155, 1167.  
 Druckschmierung 851, 855.  
 — an Schubstangen 717.  
 Druckstufen an Rohrleitungen, DIN 2401 334.  
 — an Turbinen 1292.  
 Druckverlauf an Dampfmaschinen 606.  
 — an Kolbenpumpen 613.  
 — an Verbrennungsmaschinen 609.  
 Druckversuch 15, 66.  
 Druckwasserspeicher 937.  
 Druckwechsel 607.  
 Druckwirkung, reine — an rotierenden Maschinen 1291.  
 Duralumin 122.  
 Duranametall 119.



- Durchbiegung 25, 38.  
 — von Wellen 745.  
 Durchganglöcher 225.  
 Durchgangventil 405.  
 Durchgehen von Maschinen 1279.  
 Durchhangkurve 1166.  
 Durchmesserteilung 1027.  
 Durchsteckschrauben 224.  
 —, Berechnungsbeispiel 250.  
 Dynamomaschinen, Polbefestigung 1271, 1303, 1306, 1326.
- Ebene Deckel 1009.  
 — Platten, Festigkeit 58.  
 — Wandungen an Kesseln 285.  
 Eckbruch 1068.  
 Eckventil 405, 414.  
 Eckverbindung an Behältern 305.  
 Eckverstärkung an Formstücken 351.  
 Edelpassung 182, 183.  
 Eigenschwingung von Wellen 747.  
 Einbau der Kugellager 908.  
 Eindrehen von Wellen 742.  
 Einfetten des Riemens 1181, 1187.  
 Einformen eines Dampfzylinders 963, 981.  
 — eines Kleinmotorzylinders 1001.  
 — eines Kreuzkopfkörpers 699.  
 — von Rahmen 929.  
 Einformvorgänge, Beachtung bei Formgebung 156.  
 Einflußlinie 786.  
 Einflußzahlen 786.  
 Eingriffeld 1085.  
 — an Schneckentrieben 1120.  
 Eingrifflänge 1032.  
 Eingrifflinie 1031.  
 Eingriffstrecke 1031.  
 Eingriffswinkel 1032.  
 —, Veränderung des —s 1042.  
 Einheitsbohrung 182, 184, 657, 667, 688, 749.  
 Einheitswelle 182, 184, 688, 748.  
 Einlaufen von Lagern 639.  
 Einlegkeil 197.  
 Einmannhandkurbel 763, 766.  
 Einpassen der Schrauben 225.  
 Einpressen von Zapfen 687.  
 Einsatzhärtung 90.  
 Einsatzstahl 82, 88.  
 —, DIN 1661 82.  
 Einschalten von Kupplungen 822.  
 Einschnürung 6, 65.  
 Einschraubtiefe 224.  
 Einschrumpfen von Zapfen 687.  
 Einstellbarkeit von Lagern 858.  
 Einstellrollenlager 915.  
 Ein- und ausrückbare Kupplungen 820.  
 Eisen 71.  
 Eisenbahnachsen, Anforderungen 87.  
 Eisenbahnwagen, Fahrwiderstand 633.
- Eisenbahnwagenachse 739.  
 Eisenbauwerke, Ausführung 320.  
 —, Normalbedingungen für die Lieferung von —n 85.  
 Eisenkohlenstofflegierungen, Eigenschaften 72.  
 Elastische Kupplungen 816.  
 Elastische Linie 38.  
 — —, Neigungswinkel der — 25.  
 Elastizitätsgrenze 3.  
 — gegenüber Drehung 42.  
 Elastizitätsmaß 6.  
 Elastizitätsmodul 6.  
 Elastizitätszahl 6.  
 Elektrische Ströme, Einwirkung auf Lager 640.  
 Elektromagnetische Kupplung 836.  
 Elektron 123.  
 Englersches Viskosimeter 625.  
 EnBlin, Berechnung ebener Platten 58.  
 Entlastung von Schiebern 969.  
 — — Ventilen 403, 408.  
 Entlüftung von Rohrleitungen 396.  
 Entwässerung von Dampfzylindern 967.  
 — — Rohrleitungen 396.  
 Entwerfen von Maschinenteilen 187.  
 Epizykloide 1036.  
 Ersatzgröße bei statisch unbestimmten Wellen 788.  
 Erzeugungswälzbahn 1027.  
 Eulersche Knickformeln 16, 573, 707.  
 Evolvente 1035.  
 Evolventenaußenverzahnung 1036.  
 Evolventeninnenverzahnung 1051.  
 Evolventenverzahnung 1036, 1064.  
 Evolventenzahnstange 1052.  
 Expansionsschieber 970.  
 Exzenter 800.  
 —, verstellbares 802.  
 Exzenterstange 800, 802, 805.  
 Eytelweinsche Formel 1174.
- Fabriknormen 184.  
 Fachwerke 306.  
 —, konstruktive Durchbildung 318.  
 —, zulässige Beanspruchung 311.  
 Fadenlinie 1035.  
 Faltversuch 66.  
 Falz, Normalöle nach — 626.  
 Farben für Rohrleitungen 392.  
 Faserseile 492.  
 Federbogen für Rohrleitungen 395.  
 Federdruckbüchse 847.  
 Federn 49, 188, 202.  
 —, Arbeitsfähigkeit 49, 50.  
 —, zulässige Beanspruchung 53.  
 Federring, Schraubensicherung 239.  
 Federstahl 88.  
 Federventil 419.
- Feingewinde, metrisches 212.  
 —, Whitworth- 210.  
 Feinpassung 182.  
 Fellows Stirnradstoßmaschine 1062.  
 Fernisventil 419, 453.  
 Festigkeit 1.  
 —, Körper gleicher — 32, 752.  
 Festigkeit, zusammengesetzte 44.  
 Festigkeitslehre 1.  
 Festsitz 183.  
 — bei Zahnrädern 1079.  
 Fettkammerschmierung 846.  
 Fettpreßschmierung 847.  
 Fettschmierung 627.  
 — an Lagern 846.  
 Feuerrohre an Kesseln 289.  
 Feuerschweißung 89, 330.  
 Flachdichtung 386.  
 Flächendruck, mittlerer 20, 620.  
 —, tatsächliche Verteilung an Zapfen 621.  
 — an Zapfen 620, 644.  
 Flächeneingriff an Zahnrädern 1073.  
 Flächeninhalt häufig gebrauchter Flächen 30.  
 Flächenpressung 20, 620.  
 —, Wahl der zulässigen — 21.  
 Flachgewinde 205.  
 Flachkeil 197, 199.  
 Flachlitzige Seile 497.  
 Flachseile 493.  
 Flammrohre 288.  
 Flammrohrkessel 298.  
 Flanke 1028.  
 Flankendurchmesser an Schrauben 205.  
 Flankenlinie 1086.  
 Flankenriemen 1155.  
 Flankenspiel 1028.  
 Flankenwinkel 1045.  
 Flansche, Anordnung der Schraubenlöcher 359.  
 —, an Rahmen 936.  
 —, aufgelötete 360, 365.  
 —, aufgenietete 360, 365, 367, 369, 371.  
 —, aufgewalzte 360, 365, 367, 369, 371, 373.  
 —, Berechnung fester — 372.  
 —, — loser — 378.  
 —, feste 358, 360, 364—372, 376.  
 —, genormte 360—373.  
 —, gußeiserne, genormte 366, 368, 370, 372.  
 —, lose 358, 360, 365, 367.  
 —, ovale 358, 360.  
 —, Stahlguß- 369, 371, 373.  
 Flanschrohre, gußeiserne 339, 359.  
 Flanschkupplung 810, 813.  
 Flanschverbindungen 358.  
 —, Abdichtung 384.  
 Fliehkraftschmiergefäß 1220.



- Fließgrenze, obere 2.  
 —, untere 2.  
 Flügelmutter 222.  
 Flügelstange, siehe Schubstange.  
 Flugmotorenzylinder 1004.  
 Flüssige Reibung 620, 628, 634, 655, 681.  
 Flußstahl 71, 74.  
 —, Anforderungen nach DIN 1000 85.  
 —, Einheitsgewicht 76.  
 — für große Wellen 86.  
 —, Gütevorschriften 80.  
 —, Kurzzeichen 80.  
 —, Verarbeitung und Verwendung 89.  
 Förderketten 507.  
 Fördermaschinentrommel 502.  
 Formänderung von Achsen und Wellen 740, 797.  
 — an Rahmen 920.  
 —, Bedeutung 144.  
 — gekröpfter Wellen 787, 797.  
 — von Zylindern 991.  
 —, Wirkung an Zapfen 665, 669.  
 Formeisen 75.  
 —, DIN 1612 82.  
 Formgebung gegossener Teile 156.  
 — geschmiedeter Teile 155, 156.  
 Form gleicher Festigkeit 928.  
 Formstücke 334.  
 Formstücke, Berechnung 349.  
 —, zulässige Beanspruchung 352.  
 Formwellen 748.  
 Formwerkzeug bei Bearbeitung von Zahnrädern 1061.  
 Francisturbine 1294.  
 —, Laufrad 1295.  
 Frantz-Landgräberdichtung 530.  
 Fräsen 171.  
 — von Zahnrädern 1061, 1063.  
 Freie Kolbenkräfte 608.  
 Freistrahlgewinn 1291.  
 Frémontsche Aussparung 775.  
 Frischdampfheizung an Dampfsylindern 967.  
 Frühzündung, Drucksteigerung durch — 989.  
 Fugenschluß 175.  
 Führungen 918.  
 —, doppelte 918.  
 —, geschlossene 918.  
 Führungsrollenlager 915.  
 Füllstücke an Dampfturbinen 1298, 1299.  
 Fundamentanker an Rahmen 929.  
 Fundamentschrauben 242, 252.  
 — an Lagern 862.  
 Fußhöhe 1028.  
 Fußkreis 1028.  
  
 Gabelköpfe an Schubstangen 715.  
 Gabelrahmen 924.  
 Gabelzapfen 646, 650, 688.  
  
 Gallsche Kette für Hebezeuge 507, 512, 514.  
 — für Kettentriebe 1258.  
 Ganghöhe 205.  
 Gangtiefe 205.  
 Gasmaschinenzylinderkopf 1007.  
 Gasrohre 341.  
 —, Abdichtung 353.  
 Gasrohrmuffe 355.  
 Gasrohrverbindungen 356.  
 Gebläseventile 454.  
 —, Belastung 456.  
 —, Berechnung der Durchgangquerschnitte 455.  
 —, Bewegungsverhältnisse 454.  
 —, Gestaltung 457.  
 —, Grundformen 455.  
 —, Wirkungsweise 454.  
 Gebläsezylinder 961.  
 Gefäße, Festigkeit 55.  
 Geflochtene Seile 499.  
 Gegenkurbel 761, 768.  
 Gegenmutter 239.  
 Gegenschwanz 1299.  
 Gekröpfte Wellen 769, 780, 787.  
 — —, Baustoffe 772.  
 — —, Berechnung 772.  
 — —, Formänderung 787.  
 — —, Herstellung und Bearbeitung 774.  
 Gekrümmte Stäbe, Festigkeit 46.  
 Gelenkkette 1258.  
 Gelenkwelle 760.  
 Geradführungen 919.  
 Geradzähne an Kegeln 1094.  
 Gerben des Leders 129.  
 Gerlach, Triebstockverzahnung nach — 1055.  
 Germanischer Lloyd, Vorschriften über Kurbelwellen 773.  
 Geschränkte Riementriebe 1192, 1193.  
 Geschweißte Rohre 341.  
 Geschwindigkeit in Doppelsitzventilen 461.  
 —, mittlere, in Rohrleitungen 346.  
 Geschwindigkeitsstufen an Dampfturbinen 1292.  
 Gestaltung, allgemeine Gesichtspunkte 136.  
 Gestelle 918.  
 Gesteuerte Doppelsitzventile 461.  
 — Ventile 460.  
 — Ventile an Pumpen und Gebläsen 463.  
 — — an Verbrennungsmaschinen 464.  
 Gewichtsventile 419.  
 Gewinde, Bezeichnung nach DIN 202 218.  
 —, Darstellung 206.  
 —, Herstellung 257.  
 Gewindeflansche 360, 361.  
 —, genormte 362, 363.  
 Gewindeformen 206.  
  
 Gewinderohre 340.  
 Gewindeschneiden 170.  
 Gleichstromdampfmaschinenkolben 541.  
 Gleichstromzylinder 974.  
 Gleitbogen an Riementrieben 1175.  
 Gleiten der Zahnflanken 1033, 1039, 1053.  
 —, spezifisches, an Zahnrädern 1056.  
 Gleitfeder, DIN 269 198, 202.  
 Gleitflächen 164.  
 — an Kreuzköpfen 695.  
 —, Schmierung 683.  
 Gleitlager 841, 842.  
 Gleitmodul 42.  
 Gleitschuhe an Kreuzköpfen 694.  
 Gleitsitz 183.  
 Gleitstehlager 864, 865.  
 Gleitsteingelenk 819.  
 Gleitstützlager 887.  
 Gleitverluste an Riemen 1190.  
 Gleitwiderstand an Nietungen 267.  
 —, spezifischer 269.  
 Gleitzahl 42.  
 Gliederkette 507.  
 —, zulässige Beanspruchung 509.  
 Gliederriemen 1157.  
 Gliederwelle 760.  
 Globoidschneckentrieb 1115.  
 Gnomkupplung 834.  
 Gratbildung 176.  
 Grenzdrehzahl 658.  
 Grenzlehre 180.  
 Grenzrad 1039, 1046.  
 Grenzzahnzahl 1046.  
 Grissongetriebe 1056.  
 Grobpassung 183.  
 Großgasmaschinenkolben 548.  
 Großgasmaschinenkreuzkopf 691, 693, 698.  
 Großgasmaschinenlager 859, 881.  
 Großgasmaschinenschubstange 715.  
 Großgasmaschinenventil 465.  
 Großgasmaschinenwelle 776.  
 Großgasmaschinenzylinder 996.  
 Großrad 1029.  
 Grundbüchse 582.  
 Grundkreis 1036.  
 Grundnormen 180.  
 Grundrahmen 923.  
 Grundschieber 970.  
 Gruppenventil 418, 439.  
 Gummidichtung 386.  
 Gummiklappe 477.  
 Gummiriemen 1159.  
 Gurte 493.  
 Gußeisen 94.  
 —, Anforderungen 103.  
 — als Lagermetall 843.  
 —, Biegefestigkeit 99.  
 —, Drehfestigkeit 102.  
 —, Festigkeit 95.  
 —, Reibungszahl 828.



- Gußeisen, Sorten 94.  
 —, Verwendung und Bearbeitung 104.  
 Gußeisenrohre 337.  
 —, Berechnung 347.  
 —, Herstellung 340.  
 Gußeiserne Flanschenrohre 339, 359, 360, 366, 368, 370, 372.  
 — Muffenrohre 338.  
 — Rohre für Heizungen 353.  
 — Schalen an Schubstangenlagern 706.  
 Gußmessing 117.  
 Gußspannungen 160.  
 — an Riemenscheiben 1198.  
 — an Zylindern 976.  
 Gütegrad 182.  
 Gütezahl 66.  
 Guthermuthklappe 477.
- Haarriemen** 1158.  
**Haftsitz** 183.  
 — bei Zahnrädern 1079.  
**Hähne** 397, 490.  
**Hahnküken** 490.  
**Hahnsteuerung** an Dampfzylindern 970, 982.  
**Haken** 515, 518.  
 —, Berechnung 517.  
 —, — nach Tolle 48.  
**Hakenflasche** 504, 516.  
**Hakenschlüssel** 223.  
**Halbflüssige Reibung** 618, 628, 634.  
**Halbrundniete** 262.  
**Halbrundschrauben** 222.  
**Halbversenkniete** 262.  
**Halslager** 885.  
**Halslagerschmierung** 856.  
**Halszapfen** 617, 686.  
 —, Formänderung 666.  
**Hammerfuß** an Dampfturbinenschaukeln 1300, 1308.  
**Hammerschraube** 222, 866.  
**Handkette** 507.  
**Handkurbel** 763, 766.  
**Handnietung** 259.  
**Handpreßpumpe** 961.  
**Handschmierung** 847.  
**Handwinde** 1139.  
**Hanfpackung** 531.  
**Hanfriemen** 1159.  
**Hanfseile** 494.  
 — für Seiltriebe 1234.  
**Hanfseilrollen** und -trommeln 494.  
**Hanfseilscheiben** 1245.  
**Hängebock** zur Unterstützung von Lagern 878.  
**Hängelager** 872, 878.  
 —, Kugel- 906.  
 —, normale DIN 119 878.  
**Hartbiegeversuch** 67, 85.  
**Härte** 68.  
**Härten**, Einfluß auf Festigkeit 77.  
 — des Stahls 73, 90.  
 Rötcher, Maschinenelemente.
- Hartguß** 71, 104.  
**Haspelrad** 507, 511.  
**Hauptspannung** 44.  
**Hebezeuge**, Berechnung der Übersetzung 1139.  
**Heißdampfschieber** 487.  
**Heißlaufen**, s. Warmlaufen.  
**HeizmantelanDampfzylindern** 966.  
**Helmöler** 847.  
**Herstellung**, Einfluß auf Formgebung 155.  
**Hildebrandtkupplung** 821.  
**Hillkupplung** 834.  
**Hinlauf** am Kurbelgetriebe 604.  
**Hobelmaschinenrahmen** 928.  
**Hobeln** 170.  
 — von Kegelradzähnen 1098.  
**Hochbauten**, zulässige Beanspruchung 310, 314.  
**Hochhubversicherungsventil** 471.  
**Hochleistungsgetriebe** 1090, 1145.  
**Hohlkeil** 197.  
**Holz** 126.  
 —, Reibungszahlen 828.  
**Holzriemenscheiben** 1200.  
**Holzschrauben** 218, 222.  
**Hookesches Gesetz** 9.  
**Hoppeverzahnung** 1044.  
**Hörbigerventil** 432, 452, 459.  
**Howaldtpackung** 586.  
**Hubbegrenzung** an selbsttätigen Ventilen 452.  
**Huberzylinder** 946.  
**Hülsenkupplung** 807.  
**Hyperbelräder** 1018, 1105.  
**Hyperbelradgetriebe** 1029.  
**Hypozykloide** 1036.  
**Hysteresis** an Gußeisen 97.  
 — — Leder 133.  
**Hysteresisverluste** an Riemen 1190.
- Ilgnerumformer**, Schwungrad für — 1262.  
**Indikatorbohrungen** an Verbrennungsmaschinen 995.  
**Indikatorstutzen** an Dampfzylindern 967.  
**Inhaltsverzeichnis** zum I. Band VI.  
**Innengetriebe** 1029, 1051.  
**Innenverzahnung** 1051.  
**Inradlinie** 1036.
- Jacksonschloß** an Riemen 1162.  
**Jenkinsventil** 401.
- Käfig** an Kugellagern 898.  
**Kalibrierte Kette** 507, 513.  
**Kaltbiegeprobe** 85.  
**Kaltnietung** 259.  
**Kaltrecken**, Einfluß auf Festigkeit 69.  
**Kammlager** 887, 888, 891.  
**Kammräder** 1066, 1082.  
**Kammzapfen** 617, 673, 677.  
**Kanalisationspumpenkörper** 960.
- Kanteneingriff** an Zahnrädern 1072.  
**Kantenpressung** an Lagerschalen 665, 845.  
**Kaplanturbine** 1295.  
**Kastenrahmen** 927.  
**Kausche** an Seilen 493.  
**Kegel**, normale, DIN 254 182, 687.  
**Kegelige Kolben** 547, 555.  
 — Zapfen 617, 671.  
**Kegelkuppe** an Schrauben 219.  
**Kegelradgetriebe** 1029, 1100.  
**Kegelräder** 1018, 1094.  
 —, Anwendung 1100.  
 —, Berechnung 1097.  
 —, Grundlagen und Ausbildung 1094.  
 —, Herstellung und Bearbeitung 1098.  
**Kegelradwechselgetriebe** nach Herrmann 1097.  
**Kegelreibräder** 1020.  
**Kegelstifte** 203.  
**Kegeltrieb** mit Riemen 1226.  
**Kegelventil** 417.  
**Kehle**, Berechnung der — an Formstücken 350.  
**Kehlkreise** an Hyperbelrädern 1106.  
**Kehlräder** 1106.  
**Keile** 188.  
**Keilformen** 192.  
**Keilige Schmierschicht** 620, 681.  
**Keilnachstellung** an Lagern 859, 860.  
**Keilriemen** 1157, 1163.  
**Keller**, Berechnung von Scheiben 1329.  
**Kennlinien** für Seiltriebe 1237.  
**Kerbschlagversuch** 67.  
**Kerbwirkung** 147.  
 — an Lagern 870.  
 — an Zylindern 994.  
 — bei stoßweiser Beanspruchung 151.  
**Kerbzähigkeit** 67, 155.  
**Kernansatz** 219.  
**Kerndurchmesser** einer Schraube 205.  
**Kernleder** 1155.  
**Kernloch** 159.  
 — an Zylindern 961.  
**Kernlochverschluß** 546.  
**Kernstopfen** 1004.  
 —, DIN 907 245.  
**Kessel**, Gestaltung einfacher — 289.  
 —, Herstellung 295.  
 —, Teile einfacher — 282.  
**Kesselbleche** 83, 84, 274.  
**Kesselböden** 282.  
 —, ebene 285.  
**Kesselrohre** 341.  
**Ketten** 507.  
 — für Kettentriebe 1258.



- Kettennietung 266.  
 Kettenfuß 507, 510, 513.  
 Kettenprüfung 508.  
 Kettenrad 507, 514.  
 Kettenrolle 510.  
 Kettenschloß 1259.  
 Kettenschmierung 850.  
 Kettentrieb 1257.  
 Kettentrommel 510.  
 Kettenzahnräder 1259.  
 Klappen 397, 475.  
 —, Drossel- 479.  
 —, gesteuerte 479.  
 —, Rückschlag- 477.  
 —, selbsttätige 477.  
 Klappenöler 847.  
 Klappenventil von Borsig 408.  
 Klappschraube an Deckeln 221, 1006.  
 Klauenkupplung 814, 815.  
 —, ausrückbare 820.  
 Kleinmotorenzylinder 1000.  
 Kleinrad 1029, 1065.  
 Kleins Kurbeltriebe 614.  
 Klemmplatten zur Befestigung von Lagern 879.  
 Klemmverbindungen 204.  
 Klingerit 386.  
 Knickfestigkeit 16.  
 Knickspannung 17.  
 Knickung, elastische 17.  
 —, unelastische 17.  
 Knochengelenk 817.  
 Knotenpunkt 306.  
 —, Durchbildung 318, 324.  
 Kolben, Arten 519.  
 —, Befestigung 544, 565.  
 —, Berechnung 552.  
 —, Betriebsanforderungen 550.  
 —, doppelwandige, 546, 556, 564.  
 —, durchbrochene 559.  
 —, eingeschliffene 522.  
 —, einwandige 547, 554.  
 —, Plunsker- 522.  
 —, Scheiben- und Tauch- 533.  
 —, Schmierung 550.  
 —, schwebende 541.  
 —, selbsttragende 540.  
 —, Versuchs- und Erfahrungswerte 559.  
 —, Wärmewirkungen 547, 564.  
 Kolbenbeschleunigung 604.  
 Kolbenbolzen 543.  
 Kolbendrucklinie 607.  
 Kolbengeschwindigkeit 603.  
 Kolbenmaschinen, Schwungräder an — 1263.  
 Kolbenringe 535.  
 — mit besonderen Anpreßmitteln 539.  
 Kolbenringschlösser 538.  
 Kolbenringzange 537.  
 Kolbenschiebersteuerung an Dampfzylindern 969.  
 Kolbenspiel 544.  
 Kolbenstangen 572.  
 —, Berechnung 572.  
 —, Gestaltung 577.  
 —, Verbindung mit Kreuzkopf 692.  
 Kollag 640.  
 Kolloidalgraphit 640.  
 Kompressordeckel 962.  
 Kompressorventile 454.  
 Kompressorzylinder 961.  
 Kopfbahn 1040.  
 Kopfhöhe 1028, 1043.  
 Kopfkreis 1028.  
 Kopfschraube 224.  
 Kopfschweiße an Ketten 508.  
 Kopfspiel 1028.  
 Körper gleicher Festigkeit an Achsen 752.  
 Korrigierte Zahnräder 1046.  
 Kräfte, Aufnahme und Weiterleitung 140.  
 Kraftlinie 23.  
 Kraftschluß 141, 920.  
 Kraftverhältnisse an Seiltrieben 1236.  
 Kraftwagenkupplung 831.  
 Kraftwagenzylinder 1000.  
 Kranbahnen, zulässige Beanspruchung 311.  
 Kranhaken, Kugellager 911.  
 Kranträger 314.  
 Kranz an Zahnrädern 1079.  
 Kranzanschluß an Scheiben 1317, 1327.  
 Kranzbeanspruchung an Riemenscheiben 1201, 1203.  
 Kranzberechnung an Dampfturbinenscheiben 1317, 1327.  
 Kranzstärke an Riemenscheiben 1196.  
 Kranzstöße an Riemenscheiben 1206.  
 Kranzverbindung an Schwungrädern 1271, 1283.  
 Kreisseiltrieb 1239.  
 Kreuzgelenkkupplung 817.  
 Kreuzköpfe 690.  
 —, Bearbeitung 167, 703.  
 —, Hauptformen 690.  
 —, Schmierung 699.  
 Kreuzkopfführung 919.  
 Kreuzkopfkörper 691, 698.  
 Kreuzkopfverbindung mit Kolbenstange 692.  
 Kreuzkopfpapfen, Ausbildung 688, 690, 706.  
 —, Berechnung 650.  
 Kreuzstück 368.  
 Kronenmutter 221.  
 Kröpfung 761, 780, 787.  
 —, Bearbeitung 774.  
 —, Zusammenbau 776.  
 Krummachse 769.  
 Krümmer 354, 368.  
 Krupp-Reibradtriebe 1025.  
 Kugeldruckversuch 68.  
 Kugelformstück 351.  
 Kugelgelenk 819.  
 Kugelige Deckel 1007.  
 — Gefäße, Festigkeit 55.  
 — Stützzapfen 685.  
 — Wandungen 351.  
 Kugellager, Anwendung 911.  
 —, Arten 892.  
 —, Berechnung 893.  
 —, Herstellung 897.  
 —, konstruktive Durchbildung 898.  
 —, Normung 902.  
 —, Wahl 907.  
 —, Werkstoffe 897.  
 Kugeln, Herstellung 897.  
 Kugelstehlager 864.  
 Kugelventil 417.  
 Kugelzapfen 618, 671, 672, 685.  
 Kühlmantel an Kompressoren 961.  
 Kühlung von Lagern 643, 663, 670, 862.  
 — — Verbrennungsmaschinenzylindern 989, 995.  
 Kunstriemen 1158.  
 —, Belastungsfähigkeit 1186.  
 Kupfer 105.  
 Kupferrohre 343.  
 Kuppelstange s. Schubstange.  
 Kupplungen 806.  
 —, bewegliche 814.  
 —, Einteilung 806.  
 —, ein- und ausrückbare 820.  
 —, elektromagnetische 836.  
 —, feste 807.  
 —, Klauen- 820.  
 —, Klinken- 820.  
 —, Kraftmaschinen- 839.  
 —, Reibungs- 822.  
 —, Schaltvorrichtungen 840.  
 —, Sicherheits- 838.  
 —, Überlastungs- 838.  
 —, Zahn- 820.  
 Kurbel 761.  
 Kurbelgetriebe 601.  
 —, geschränktes 601.  
 —, Sonderformen 614.  
 Kurbelscheibe 763, 771.  
 Kurbelschleife 614.  
 —, schwingende 615.  
 Kurbelwellen 740, 768, 789.  
 —, Anforderungen an Werkstoff 86, 87.  
 Kurbelwellenlager 868, 880, 885.  
 —, Bemessung 769.  
 Kurbelwellenzapfen, Berechnung 651.  
 Kurbelzapfen, Berechnung 649.  
 Kurvenzähne an Kegelrädern 1095.  
 Kurzstab 65.  
 Labyrinthdichtung 523, 585, 591.  
 Lademaß 137.  
 Lager, Achs- 883.



- Lager, Anforderungen 841.  
 —, Augen- 842, 863.  
 —, Deckel- 863, 866.  
 —, Einteilung 841.  
 —, Flansch- 842, 863.  
 —, Gleit- 842.  
 —, Gleitstütz- 887.  
 —, Kreuzkopf- 697.  
 —, Kugel- 892.  
 —, Kurbelwellen- 868, 880.  
 —, Normung 863.  
 —, Rollen- 912.  
 —, Schneiden- 918.  
 —, Steh- 863.  
 —, Triebwerk- 871.  
 —, Unterstützung 874.  
 —, Walzen- 883.  
 —, Wälz- 892.  
 Lagerkörper 861.  
 Lagerkreuzkopf 690, 703.  
 Lagerkühlung 643, 663, 670, 862.  
 Lagerlänge von Rohren 337.  
 Lagermetall 843.  
 Lagerschalen 843.  
 —, Bearbeitung 861.  
 —, Beweglichkeit und Einstellbarkeit 858.  
 —, selbststellbare 665, 858.  
 Lagerschalenstärke an Schubstangen 706.  
 Lagerschmierung 846.  
 Lagertemperatur 660, 662.  
 —, abhängig von Reibungszahl 635.  
 Lamellenkupplung 832.  
 —, elektromagnetische 838.  
 Laminare Strömung 523.  
 Langgewinde an Muffenrohren 357.  
 Längskeil 189, 196.  
 Längslager 841, 892, 901.  
 Längsnaht 271.  
 Langstab 65.  
 Lasche, Druckverteilung in Lagern 622.  
 Laschenkette 512.  
 Laschenkupplung 816.  
 Laschennietung 266.  
 —, doppelseitige 278.  
 —, einreihige 280.  
 —, einseitige 274.  
 —, mehrreihige 281.  
 Lascheverzahnung 1044.  
 Lastdrehzahlen von Triebwerkwellen DIN 112 743, 1196.  
 Laterne 928.  
 Läufer an Dampfturbinen 1291.  
 — an Schleudergebläsen, Kompressoren und Pumpen 1295.  
 — an Wasserturbinen 1294.  
 Laufkatze, Berechnungsbeispiel 138, 1148.  
 Laufringe, Herstellung 898.  
 Laufschaufeln 1297.  
 Laufsitz 183, 657, 664, 667, 686.  
 Laufsitz bei Zahnrädern 1079.  
 —, leichter, enger, weiter 183, 686.  
 Laufzylinder 969, 996.  
 Lavalampfturbine 1291.  
 Lebendige Kraft von Schwungrädern 1261.  
 Leder 129.  
 —, Reibungszahl 828.  
 Lederriemen 1155.  
 Leerlauf, Spannungsverhältnisse während des —s 1167.  
 Leerlaufbüchsen 1220.  
 Leerlaufdrehzahl von Wasserturbinen 1279.  
 Legeschlüssel, Schraubensicherung 241.  
 Legierungen 112.  
 Lehdorn 180.  
 Lehren 180.  
 Leichtmotor, Zylinder 1001.  
 Leimen der Riemen 1155, 1161.  
 Leitrollen für Riemtrieb 1194.  
 Leitschaufeln 1292, 1302.  
 Leitspindelgewinde 216.  
 Lenkstange s. Schubstange.  
 Liderung 520, 580.  
 Linse, Unterstützung durch — bei Spurzapfen 689.  
 Linsendichtung 385.  
 Linsensenkniete 262.  
 Linsensenschraube 222.  
 Lochleibungsdruck an festen Nietungen 309.  
 Lochversuch 69.  
 Lokomotivachse 775.  
 Lokomotivkolben 545, 547, 570.  
 Lokomotivkreuzkopf 691, 696.  
 Lokomotivschubstange 711, 712, 714.  
 Lokomotivstopfbüchse 586.  
 Lorenzgetriebe 1115.  
 Lose Flansche 360, 365, 367.  
 — —, Berechnung 378.  
 Lösekeile 192.  
 Lote 125.  
 Löten 333.  
 Lötflansche 360, 365.  
 Lötzinn, DIN 1707 126.  
 Löwenherzgewinde 213.  
 Lückentiefe 1028.  
 Lückenweite 1028.  
 Luftwiderstand von Riemen 1190.  
 — der Schwungradspeichen 1276.  
 Lunkerbildung 160, 173.  
 Lünemannsche Leerlaufbüchse 1220.  
 Mannlochverschluß 293.  
 Manschettendichtung 528, 581, 591.  
 Marinekopf an Schubstangen 712.  
 Maschinennietung 259.  
 Maschinenrahmen 918.  
 Massenkkräfte, Wirkung beim Kurbelgetriebe 607.  
 Massenwirkung an Schubstangen 708.  
 Massenwuchtdiagramm 1265.  
 Mauerkasten für Lager 876.  
 Maxwellscher Satz 786.  
 Messing 117.  
 Messingrohr 343.  
 Metallpackung 531, 592.  
 Metrisches Feingewinde 212.  
 — Gewinde 210.  
 — —, Anwendungsgebiete 213.  
 Meyerhärte 68.  
 Michell-Lager 684, 891.  
 Mies, Berechnung der Kolbenstangen 573.  
 Mischöl 627.  
 Missongschieber 484.  
 Mittellinie, Profil- 1045.  
 Mittellinie einer Verzahnung 1029.  
 Modul 1027.  
 Mohrsches Verfahren zur Bestimmung der Trägheitsmomente 32.  
 Momentenfläche 22.  
 — an Achsen 751.  
 Monelmetall 1298.  
 Morsekette 1261.  
 Mörtel 135.  
 Motorenlagerung mit Rollenlagern 916.  
 Muffenformstücke 353.  
 Muffenkupplung 807.  
 Muffenverbindung, Anordnung 391.  
 — an gußeisernen Rohren 352.  
 — an Stahlrohren 355.  
 — mit Langgewinde 357.  
 Muschelschieber 485, 968.  
 Mutter, 219.  
 —, Herstellung 258.  
 Mutterhöhe 220.  
 Nabe, als Scheibe gleicher Festigkeit 1326.  
 — an Riemenscheiben 1197.  
 —, Anschluß der — an Scheiben 1319, 1328.  
 — an Schwungrädern 1277, 1280.  
 — an Zahnrädern 1078.  
 Nachstellbarkeit der Kreuzkopfschuhe 694.  
 — der Lager 640, 859.  
 Nachstellschraube 861.  
 Nachstellung an Schubstangen 704.  
 Nadelschmiergefäß 848.  
 Nähen der Riemen 1161.  
 Nasenkeil 197.  
 Nenndruck 334.  
 — 6, normrechte Flansche für — 364.  
 — 10, — — — 366.  
 — 16, — — — 368.  
 — 25, — — — 370.  
 — 40, — — — 372.  
 Nenndurchmesser der Niete 261.



- Nennweite von Rohren 336.  
 Neutrale Faser 23.  
 Nichtrostender Stahl zu Dampfturbinenschaufeln 1297.  
 Nickelmessing zu Dampfturbinenschaufeln 1297.  
 Nickelstahl, Eigenschaften 88.  
 Nietanordnung nach Schwedler 308.  
 Nietdurchmesser, Wahl des — bei festen und dichten Verbindungen 272.  
 — — — — bei dichten Verbindungen 304.  
 — — — — bei festen Verbindungen 312.  
 Niete 259.  
 —, auf Zug beanspruchte — 282.  
 —, Berechnung auf Abscheren 309.  
 —, gleicher Widerstandsfähigkeit 311.  
 —, normale Formen 261.  
 —, Werkstoff 261.  
 Nieteisen, Anforderungen 84, 86.  
 —, DIN 1613 83.  
 Nietflansche 360, 363, 365, 367, 369, 371, 373.  
 Nietlöcher, Herstellung 264.  
 Nietteilung an Trägerturbinen 315.  
 — bei festen Verbindungen 313.  
 —, Wahl der — 273.  
 Nietungen, Arten 266.  
 —, Berechnung an Blechträgern 315.  
 Nietverbindungen, dichte 303.  
 —, Durchbildung 290.  
 —, einschnittige 274.  
 —, feste 306.  
 — —, Berechnung der — 309.  
 — —, Durchbildung 317.  
 —, feste und dichte 271.  
 —, Herstellung der Kesselnietungen 295.  
 —, zweiseitige 278.  
 Normaldurchmesser 181.  
 Normalöle nach Falz 626.  
 Normalstab 65.  
 Normalteilung 1086.  
 Normblattverzeichnis 178.  
 Normenausschuß 178.  
 Normung 177.  
 — der Absperrventile 406, 413.  
 — der Kugellager 902.  
 — der Traglager 863.  
 —, Entstehung und Bedeutung 177.  
 Normungszahlen 181.  
 Nulllinie 23.  
 Nullrad 1046.  
 Nutenkeil 197, 199.  
 Nutzspannung in Seiltrieben 1243.  
 Oberwasserturbinenzapfen 890.  
 Offener Riementrieb 1192.  
 Oildag 640.  
 Ölbad 847.  
 Öle 627.  
 Ölfangnuten 857.  
 Ölluft der Zapfen 618.  
 Ölrand 856.  
 Ölschmiergefäße 848.  
 Ölschmierung an Lagern 847.  
 Ölstand 850.  
 Orthozykloide 1036.  
 Öse an Hebezeugen 515.  
 —, Berechnung 516.  
 — zur Befestigung von Drahtseilen 501.  
 — zur Befestigung von Hanfseilen 493.  
 Ösenschraube 255.  
 Ovale Flansche 358, 360, 362.  
 — —, Berechnung 389.  
 Packungen an Rohren 385.  
 — an Stopfbüchsen 580.  
 Parallelkurbeltrieb 601.  
 Parallelnietung 266, 277.  
 Parallelschieber 487.  
 Parallelströmung 525.  
 Paßfedern, DIN 269 198.  
 Paßstifte 203, 237.  
 Passung 180, 182.  
 Patentgeschweißte Rohre 341.  
 Peetschieber 487.  
 Pekinggetriebe 1115.  
 Pennsche Schraubensicherung 241.  
 Perizykloide 1036.  
 Pfeilzähne 1084.  
 — an Kegelrädern 1095.  
 Pfeilzahnräder 1088.  
 —, Bearbeitung 1089.  
 —, Berechnung 1090.  
 Phosphorbronze 113.  
 Planetengetriebe 1029.  
 Planrad 1094.  
 Planteilwinkel 1095.  
 Planverzahnung 1086, 1095.  
 Platten an Kesseln 286.  
 —, elliptische 61.  
 —, Festigkeit ebener — 58.  
 —, kreisförmige 58.  
 —, rechteckige 61.  
 Plunser 520, 522, 567.  
 —, Ausführung 532.  
 —, Berechnung 532.  
 Polbefestigung an Dynamomaschinen 1306, 1324.  
 — an Schwungrädern 1271.  
 Polsterschmierung 848, 857.  
 Polypyrit 386.  
 Poncelet, Verfahren von — 1030.  
 Posaunenrohrschmierung an Schubstangen 716.  
 Preßpumpenkörper 961.  
 Preßschmierung 851.  
 — an Schubstangen 716.  
 Preßsitz 183.  
 Preßstrahlwirkung 1291.  
 Preßzylinder, Berechnung 941, 943.  
 —, konstruktive Durchbildung 939.  
 —, Verstärkung 946.  
 Prismenführung 919.  
 Probedruck an Rohrleitungen, DIN 2401 335.  
 Probeentnahme 63.  
 Proellpackung 589.  
 Profilbild 1045.  
 Profilmittellinie 1045.  
 Profilverschiebung 1046.  
 Proportionalitätsgrenze 2.  
 — gegenüber Drehung 42.  
 Proportionalstab 65.  
 Puddelstahl 71.  
 Pumpenkörper 954.  
 — einer Differentialpumpe 960.  
 — einer Kanalisationspumpe 960.  
 — einer stehenden Pumpe 960.  
 — zulässige Beanspruchung 352.  
 Pumpenlager 880.  
 Pumpenventile 416.  
 —, Abdichtung 418.  
 —, Befestigung 451.  
 —, Berechnung 436.  
 —, Berechnung der Belastung 439.  
 —, Berechnungsbeispiel 445.  
 —, Bewegungsverhältnisse 420.  
 —, Dichtungsdruck 434.  
 —, Hubbegrenzung 452.  
 —, konstruktive Durchbildung 436, 451.  
 —, Schlußbewegung 424.  
 —, Verdrängungswirkung 422.  
 —, Versuche an —n 430—434.  
 —, Werkstoffe 419.  
 —, Wirkungsweise 416.  
 Pumpenwelle 770, 781.  
 Pumpenzylinder 954.  
 Punktverzahnung 1054.  
 Querkeile 189.  
 —, Berechnung 192.  
 Querkeilverbindung, Kraftverhältnisse 191.  
 Querlager 841, 892, 898, 903.  
 Quernaht 272.  
 Querschnitt, gefährlicher 8.  
 Quetschgrenze 16.  
 Rachenlehre 180.  
 Räder rotierender Maschinen 1291.  
 Radlinie 1035, 1036.  
 Radmittellinie 1029.  
 Raffinatöl 627.  
 Rahmen 918, 920.  
 —, Berechnung 932.  
 —, Einformen und Gießen 929.  
 —, konstruktive Durchbildung 922.  
 — liegender Maschinen 923.  
 — stehender Kraftmaschinen 924.  
 Randabstand von Nieten 274, 313.  
 Rauchrohre an Kesseln 289.



- Reaktionswirkung 1291.  
 Reduzierventil 472.  
 Regelstahl, DIN 1611 81.  
 Reibräder 1018.  
 Reibradwendegetriebe 1021, 1025.  
 Reibscheibengetriebe für veränderliche Geschwindigkeit 1022.  
 Reibscheibenkupplung 834.  
 Reibung fester Körper 618, 628, 634.  
 —, flüssige 620, 628, 655.  
 —, halbflüssige 619, 628, 634.  
 —, innere von Schmiermitteln 625.  
 Reibungsarbeit 641, 659, 675.  
 —, spezifische 641.  
 Reibungskupplung 822, 828.  
 —, Durchbildung 828.  
 —, Schaltvorgänge 822.  
 Reibungsmoment 641, 674.  
 Reibungsverluste in den Lagern von Riemetrieben 1190.  
 Reibungszahl an Kupplungen 828.  
 — an Lagern und Zapfen s. Zapfenreibungszahl.  
 — an laufenden Riemen 1180.  
 Reitstockführung 919.  
 Reuleauxsches Verfahren 1031.  
 Ridderschieber 489.  
 Riedler, Gebläseventile 463.  
 —, gesteuerte Klappen 479.  
 —, — Pumpenventile 437.  
 Riegelverschluß 1005.  
 Riemenarten 1155.  
 Riemenberechnung 1183, 1188.  
 Riemenabeln 1221.  
 Riemenkennlinie nach Kutzbach 1172.  
 Riemenklammer 1161.  
 Riemenkralle 1161.  
 Riemenleiter 1227.  
 Riemenreibung 1179.  
 Riemenscheiben, Berechnung 1201, 1256.  
 —, DIN 111 1195.  
 —, Gestaltung 1195, 1227.  
 Riemenschloß 1159.  
 Riemenspanner 1160.  
 Rientrieb 1154, 1155.  
 —, Anordnung 1192.  
 —, ausrückbarer 1218.  
 —, für sich kreuzende Wellen 1227.  
 —, Kraft und Spannungsverhältnisse 1164.  
 —, nachstellbarer 1229.  
 —, Verluste und Wirkungsgrad 1190.  
 Riemenumleger 1225.  
 Rillenreibräder 1019.  
 Ringschmierlager 862, 865, 871.  
 Ringschmierung 848.  
 Ringschraube 518.  
 Ringventile 417, 439, 445.  
 Ritzel 1029.  
 Roheisen, graues 71.  
 —, weißes 71.  
 Rohhaut 129.  
 — für Zahnräder 1066.  
 Rohniete, Durchmesser 261.  
 Rohrbruchventil 474.  
 Rohre 334.  
 —, Berechnung 345.  
 —, Blei- 344.  
 —, biegsame 345.  
 —, Bronze- 344.  
 —, gelötete 342.  
 —, geschweißte 341.  
 —, gußeiserne 337.  
 —, Kupfer- 343.  
 —, Messing- 343.  
 —, nahtlose 342.  
 —, Verwendungsgebiete 337.  
 —, Werkstoffe 336.  
 —, Zinn- 344.  
 —, zulässige Beanspruchung 352.  
 Rohrgewinde 207.  
 —, Whitworth- mit Spitzenspiel 209.  
 Rohrkolben 520, 522.  
 Rohrleitungen, Anlage 391.  
 —, Ausgleichvorrichtungen 395.  
 —, Ausstrahlung 397.  
 —, Entlüftung 396.  
 —, Entwässerung 396.  
 —, Farben für —, DIN 2403 392.  
 — für Dampf von hoher Spannung 1912 339, 380.  
 —, mittlere Geschwindigkeit in — 346.  
 —, Unterstützung 392.  
 —, Verlegung 392.  
 Rohrleitungswiderstand 391.  
 Rohrnormalien, deutsche 1882 338.  
 Rohrquerschnitt, Ermittlung 345.  
 Rohrverbindungen 352.  
 —, bewegliche 383.  
 —, einstellbare 383.  
 Rohrverschraubung 357.  
 Rohrwalze 361.  
 Rohrwelle 740.  
 Rollen des Gewindes 258.  
 Rollen für Drahtseile 502.  
 — — Hanfseile 494.  
 — — Ketten 510.  
 Rollenkette 1257.  
 Rollenlager 912.  
 —, Berechnung 913.  
 — für eine Brücke 914.  
 —, konstruktive Durchbildung 914.  
 Rollenschmierung 851.  
 Rollenzähne 1054.  
 Rollkreis, Zykloidenverzahnung 1052.  
 Rosten 73.  
 — der Schaufeln an Dampfturbinen 1297.  
 Rostfreier Stahl 89, 1297.  
 Rostschutz an Behältern 306.  
 Rostschutz an Stahlrohren 343.  
 — gußeiserner Rohre 340.  
 Rostschutzmittel 73.  
 Rotbruchversuch 67, 85.  
 Rotguß 113.  
 Rotierende Kraft- und Arbeitsmaschinen, Elemente 1290.  
 Rückdruckwirkung 1291.  
 Rücklauf am Kurbelgetriebe 604.  
 Rückschlagventil 473.  
 Rückstandöl 627.  
 Ruhebogen an Riemetrieben 1175.  
 Ruhesitz 183.  
 Rundführung 919.  
 Rundgewinde 205, DIN 405 217.  
 Rundkuppe an Schrauben 219.  
 Rundriemen 1157, 1163.  
 Rundseil 492.  
 Rundungshalbmesser, DIN 250 181.  
 Rutschen des Riemens 1175.  
 Sägewinde 205, DIN 513 216.  
 Saughub bei Verbrennungsmaschinen 609.  
 Säulenarmlager 872.  
 Säulenbefestigung an Rahmen 926.  
 Satzräder 1032, 1038, 1054, 1063.  
 Schädliche Fläche in Zylindern 966, 970, 972, 973.  
 Schädlicher Raum 970, 972, 973.  
 Schaft an Schubstangen 704, 707.  
 Schalenkupplungen 808, 810.  
 Schaltgetriebe 1083.  
 Schaltkräfte an Kupplungen 829.  
 Schaltkupplungen 820.  
 Schaltvorgänge an Reibkupplungen 822.  
 Schaltvorrichtungen für Deckenvorgelege 1221.  
 — — für Kupplungen 840.  
 Schaltwerke an Schwungrädern 1277.  
 Schaufelbefestigung an Dampfturbinen 1298.  
 — an Schleuderverdichtern 1302.  
 — an Wasserturbinen 1302.  
 Schaufeln, Berechnung 1302.  
 — an Dampfturbinen 1297.  
 — an Wasserturbinen 1295.  
 —, Messing- 1298.  
 —, Werkstoffe 1297.  
 Schaufelschloß an Dampfturbinen 1301.  
 Scheibe, Berechnung einer — von gegebener Form 1329.  
 —, Berechnung raschlaufender 1313.  
 — gleicher Festigkeit mit Nabe 1319.  
 — gleicher Festigkeit ohne Bohrung 1316.  
 — gleicher Stärke 1321.  
 —, Werkstoff von — an Dampfturbinen 1309.



- Scheibenfeder 203.  
 Scheibenkolben 520, 533, 540.  
 —, Berechnung 552, 564.  
 —, doppelwandige 546, 556.  
 —, einwandige 547, 554.  
 Scheibenkupplung 809.  
 Scheibenschwungrad 1264.  
 Scherspannung 41.  
 Schieber 397, 483.  
 —, Absperr- 486.  
 —, Dreh- 489.  
 —, gesteuerte 488.  
 Schieberkasten 969.  
 Schieberkastendeckel 1016.  
 Schieberspiegel 968.  
 Schiebersteuerung, Zylinder mit — 968, 978.  
 Schiebesitz 183.  
 Schiebung 42.  
 Schiffsbleche 83.  
 Schiffshauptdrucklager 685, 891.  
 Schiffsmaschinenrahmen 926.  
 Schiffsmaschinenwelle 771, 772, 773.  
 Schiffsturbintrommel 1293.  
 Schlaglot, DIN 1711 125.  
 Schlankheit 17.  
 Schläuche 345.  
 Schleifen 171.  
 Schleifkolben 540.  
 Schleudergebläse, Läufer 1295.  
 Schleuderkompressoren, Läufer 1296.  
 Schleuderprobe 1311.  
 Schleuderpumpen, Läufer 1297.  
 Schlichtlaufsitz 686.  
 —, weiter 686.  
 Schlichtpassung 182, 183.  
 Schließkopf an Nieten 259.  
 Schlittenführung 919, 920.  
 Schlittenwinde 246.  
 Schloß an Kolbenringen 538.  
 — eines Riemens 1159.  
 —, Schaufel- 1301.  
 Schlupf an Riementrieben 1176.  
 —, relativer 1176.  
 Schlüsselweite 220.  
 Schmeckscher Kolbenring 539.  
 Schmelzschweißung 331.  
 Schmelzschweißverfahren 89.  
 Schmiedeeiserne Riemenscheiben 1200.  
 Schmierens des Lagermetalls 639.  
 Schmierfett 627.  
 Schmiermittel, Anforderungen 624.  
 —, Arten 627.  
 —, Auffangen der — 856.  
 —, Verteilung in den Lagern 852.  
 —, Zuführung 683.  
 Schmiernuten in den Schalen 854.  
 — in den Zapfen 855.  
 —, Wirkung der — 683.  
 Schmierringe 849.  
 Schmierschichtstärke an laufenden Zapfen 629, 656.  
 Schmierung, Dampfzylinder 550, 967, 985.  
 — Exzenter- 804.  
 — Fett- 846.  
 — Halslager- 855.  
 — Kolben- 550.  
 — Kreuzkopf- 699, 702.  
 — Kreuzkopfpapfen- 718.  
 — Kurbelzapfen- 718, 767, 771.  
 — Lager- 846.  
 — Öl- 847.  
 — Spurlager- 856.  
 — Stopfbüchs- 583, 584.  
 — Wellen- 771.  
 — Zapfen- 624.  
 Schnecke 1112, 1113.  
 —, Gestaltung und Ausführung 1133.  
 —, Lage der — 1135.  
 —, Stützung der — 1134.  
 Schneckenfräser zur Bearbeitung von Stirnrädern 1063.  
 Schneckengehäuse 1136.  
 Schneckenrad 1018, 1112.  
 Schneckentrieb 1029, 1112.  
 —, Bearbeitung 1125.  
 —, Berechnung 1126, 1147, 1150.  
 —, Fabriknormung 1138.  
 —, Werkstoffe 1126.  
 Schneckenwirkungsgrad 1128.  
 Schneidenlager 918.  
 Schnellschlußventil 473.  
 Schnittgeschwindigkeit 91, 104.  
 Schnurscheibenschwungrad 1270.  
 Schöneventil 435.  
 Schräglager 892.  
 Schrägzähne 1084.  
 — an Kegeln 1095.  
 —, Bearbeitung 1086.  
 Schränken bei Rollenlagern 912.  
 Schrauben 204.  
 — an elliptischen Deckeln 1015.  
 — an rechteckigen Deckeln 1015.  
 —, Anwendung 242.  
 —, Berechnung 229, 238.  
 —, Kraftverhältnisse 227.  
 — mit Mutter 224.  
 —, ohne Last angezogen 230.  
 —, quer zur Längsachse belastet 236.  
 —, unter Last angezogen, Längskraft beschränkt 230.  
 —, unter Last angezogen, Längskraft unbeschränkt 232.  
 —, zulässige Beanspruchung, Verband der Dampfkessel-Überwachungsvereine 234.  
 Schraubeneisen, DIN 1613 83.  
 —, DIN 1000 86.  
 Schraubenlöcher, Anordnung an Flanschen 359.  
 Schraubenräder 1018, 1108.  
 Schraubenradgetriebe 1029.  
 Schraubenschlüssel 223.  
 Schraubensicherungen 238.  
 Schraubenverbindungen, entlastete 237.  
 —, Herstellung 257.  
 Schraubgetriebe 1018, 1105.  
 Schrifttumverzeichnis 593, 1335.  
 Schrumpmaß an Scheiben und Trommeln 1312, 1320.  
 — an Zylindern 952.  
 Schrumpfringe an Preßzylindern 948.  
 Schrumpfsitz 183.  
 Schub 39.  
 Schubkurbeltrieb 601.  
 —, gerader 602.  
 —, Beschleunigungsverhältnisse 604.  
 —, Geschwindigkeitsverhältnisse 603.  
 —, Kolbenwege 602.  
 —, Kraftwirkung 606.  
 Schubmodul 42.  
 Schubrädergetriebe 1083.  
 Schubspannung, Größe und Verteilung 39.  
 —, größte 44.  
 Schubstangen 704.  
 —, Bearbeitung 713, 734.  
 —, Kräfte 705.  
 —, Lagerschalen 706.  
 —, Nachstellmittel 707.  
 Schubstangenköpfe 709.  
 Schubstangenschaft 707.  
 Schubstangenschmierung 716.  
 Schubstangenzapfen 705.  
 Schubzahl 42.  
 Schulterlager 903.  
 Schulterrollenlager 915.  
 Schutz von Zahnradern 1081.  
 Schützenwindwerk 1146.  
 Schwabepackung 589.  
 Schwächungszahl an Kesseln 275.  
 — an Rohren 348.  
 Schwabenschwanz 1298.  
 —, Berechnung 1303.  
 Schweißbarkeit 72.  
 Schweißen 330.  
 — des Flußstahls 89.  
 Schweißnähte, Anordnung 333.  
 Schweißstahl 71, 91.  
 Schweißung, stumpfe an Rohren 341.  
 —, überlappte 341.  
 Schwindung des Gußeisens 95.  
 — des Stahlgusses 92.  
 Schwindvorgänge an Großgasmaschinenzylindern 976.  
 Schwinghebelmaschine, Rahmen für — 922.  
 Schwungmoment 1265.  
 Schwungräder 1261.  
 — an Ilgnerumformern 1262.  
 — an Kolbenmaschinen 1263.  
 — an Werkzeugmaschinen 1262.  
 —, Berechnung auf Festigkeit 1278.



- Schwungräder, Berechnung der Arbeitsfähigkeit 1263.  
 —, konstruktive Durchbildung 1270.  
 —, Trägheitsmomente von — n 1268.  
 —, Zweck und Wirkungsweise 1261.  
 Sechskantmutter 220.  
 Sechskantschraube 224.  
 Seile, Baumwoll- für Seiltrieb 1234.  
 —, Draht- 496.  
 —, Faser- 492.  
 — für Hebemaschinen 492.  
 — für Personen- und Lastenaufzüge 500.  
 —, geflochtene 499, 1235.  
 —, Hanf- für Seiltriebe 1234.  
 —, verschlossene 498.  
 Seilmuffe 501.  
 Seilrollen für Drahtseile 502.  
 Seilscheibe 1245.  
 —, Einformen 1248.  
 Seilscheibenschwungrad 1285.  
 Seiltrieb 1154, 1234.  
 —, Anordnung 1239.  
 —, Berechnung 1243, 1256.  
 —, konstruktive Durchbildung 1245.  
 —, Kraft- und Spannungsverhältnisse 1236.  
 — mit Belastungsspannung 1241.  
 — mit Dehnungsspannung 1240.  
 —, Nutzspannung 1243.  
 —, Wirkungsgrad 1244.  
 Seitenschweiße an Ketten 508.  
 Selbsthemmung an Schnecken-  
 trieben 1129.  
 — an Schrauben 229.  
 Selbstschlußventil 474.  
 Selbstsperrung bei Keilen 190.  
 Selbsttätige Gebläseventile 454.  
 — Pumpenventile, Berechnung 436.  
 — —, Bewegungsverhältnisse 420.  
 — —, Dichtungsdruck 434.  
 — —, Durchbildung 436.  
 — —, Strömungszustände 441.  
 — Ventile 416.  
 Selbsttragende Kolben 540.  
 Sellersgewinde 214.  
 Sellerskupplung 808.  
 Sellerslager 858.  
 Senkniete 262.  
 Senkschraube 222.  
 Sicherheit I, 3.  
 Sicherheitskupplung 838.  
 Sicherheitsventile 469.  
 — an Dampfzylindern 967.  
 Sicherung der Schrauben 238.  
 Siederohre 341.  
 SI-Gewinde 210.  
 Silberlot 126.  
 Silcurit 1066.  
 Sitz, Ausbildung an Ventilen 398.  
 Sitzquerschnitt 398.  
 Sitzweite an Ventilen 398.  
 Sohlplatte 876.  
 Sonderbleche 83.  
 Sonderbronze 113.  
 Sondergewinde 218.  
 Sondermessing 119.  
 Sonderstähle 88, 89.  
 Sonderverzahnungen 1054.  
 Spaltgeschwindigkeit an Gebläse-  
 und Kompressorventilen 455.  
 Spaltgeschwindigkeit an Pump-  
 ventilen 436.  
 Spaltquerschnitt an Ventilen 398.  
 Spannhülsenlager 903, 909.  
 Spannrollentrieb 1155, 1167, 1229.  
 Spannung 1.  
 —, ideelle 44.  
 —, zulässige 2, 9.  
 Spannungen in Riementrieben nach  
 Kutzbach 1172.  
 — — — — Stiel 1172.  
 Spannungsdehnungslinie 6.  
 Spannungsverbindung 188.  
 Spannungsverhältnisse im arbei-  
 tenden Riemen 1170.  
 — in Seiltrieben 1236.  
 — während des Leerlaufes von  
 Riemen 1167.  
 Spannungsverteilung in gekerbten  
 Querschnitten 147.  
 Spannwaage für Riemen 1160.  
 Spannwagen für Kreisseiltriebe  
 1239, 1247.  
 Speichenräder 1264.  
 Spezialstahl 88.  
 Spiel 180.  
 — Zapfen- 618, 656.  
 Spießkantkeil 201.  
 Spindel, Ventil- 402.  
 Spindelpresse 1262.  
 Spindelstock 884.  
 Spiralzähne 1095.  
 —, Bearbeitung 1100.  
 Spitzenspiel, Gewinde mit — 207.  
 Spleißer der Seile 1235.  
 Splint 203.  
 Splintansatz an Schrauben 219.  
 Spreizring 836.  
 Sprengung 1005.  
 Spritzen der Lager 856.  
 Spritzring 857.  
 Spritzschmierung 852.  
 Sprung bei Schräg- und Pfeil-  
 verzahnungen 1084.  
 Spülschmierung 643, 851.  
 Spurlager 841, 887.  
 —, Schmierung 856.  
 Spurzapfen 617, 688.  
 —, Verteilung des Auflagerdrucks  
 673.  
 Stabeisen 76.  
 —, DIN 1612 82.  
 Stahl 71.  
 —, Elastizitätszahl 79.  
 Stahl, Festigkeit 76.  
 —, geschmiedeter 74.  
 —, Gütevorschriften 80.  
 —, Reibungszahlen 828.  
 Stahlbandtriebe 1154, 1233, 1257.  
 Stahlbolzenkette 1258.  
 Stahlguß 92.  
 —, Anforderung DIN 1681 93.  
 —, — — 1000 93.  
 Stahlgußflansche 360, 369, 371,  
 373.  
 Stahlgußrohre 340.  
 —, Berechnung 348.  
 Stahlgußschalenstärke 706, 844.  
 Stahlrohre 340.  
 —, Anforderungen 340.  
 —, Berechnung 348.  
 —, Verarbeitung 343.  
 Stangenführung 920.  
 Stangenkopf, Berechnung 719.  
 —, Normung 185.  
 Starrschmiere für Lager 846.  
 Stauchgrenze 16.  
 Stauchung 15.  
 Stauchversuch 66, 69.  
 Staufferbüchse 846.  
 Steckschlüssel 223.  
 Stegkette 507.  
 Stehbock 876.  
 Stehbolzen 243, 287, 295.  
 Stehlager 863, 872.  
 —, Kugel- 906.  
 —, normrechtes 865.  
 Steigung der Schraubenlinie 205.  
 Steine 134.  
 Stellkeil 189, 190.  
 — an Lagern 860.  
 Stellring 686, 749.  
 Stellschraube an Lagern 861.  
 Stemblech bei Nietungen 267.  
 Stemmringe 1004.  
 Steuerung an Verbrennungsmas-  
 schinen 995.  
 Steuerventile an Verbrennungsmas-  
 schinen 464.  
 Stevensgetriebe 1024.  
 Stichzahl 1027.  
 Stifte 203.  
 Stiftschraube 226.  
 —, Berechnungsbeispiel 249.  
 Stirnkurbel 761, 762, 777.  
 —, Berechnung 764.  
 Stirnräder 1018, 1029.  
 —, Berechnung 1066, 1078, 1140,  
 1148.  
 —, Durchbildung 1078.  
 —, Herstellung und Bearbeitung  
 1060.  
 Stirnradgetriebe 1029.  
 Stirnteilung 1086.  
 Stirnzapfen 617, 645, 649, 655,  
 665.  
 —, Befestigung 687.  
 Stopfbüchsausgleicher 396.  
 Stopfbüchsen 580.



- Stopfbüchsen an hin und her gehenden Teilen 581.  
 — an Plunschern 531.  
 — an sich drehenden Wellen 590.  
 — an Ventilen 402.  
 — mit Metalliderung 585.  
 — mit Weichpackung 581.  
 Stoß bei Nietungen 290.  
 Stoßen 170.  
 — von Zahnrädern 1062.  
 Stoßmaschinenständer 929.  
 Stoßverbindung an Blechträgern 316, 328.  
 Stoßzahl bei Berechnung von Brücken 310.  
 Streckgrenze 2.  
 Strecklage 601.  
 Stribeck, Untersuchung der Kugellager 893.  
 —, Zapfenreibungszahl 631.  
 Strömungszustände an selbsttätigen Ventilen 441.  
 Stufenkolben 520.  
 Stufenscheiben 1222.  
 Stufenzähne 1083.  
 Stulpdichtung 528, 534, 581, 591.  
 Stulppresse 529.  
 Stumpfgeschweißte Rohre 341.  
 Stützlager 841, 887.  
 Stützzapfen 617.  
 —, Berechnung 672.  
 —, kugelige 685.  
 — mit keiligen Schmierschichten 681.  
 — mit Preßschmierung 678.  
 — unter flüssiger Reibung 678.  
 Sykes, Stoßmaschine für Pfeilräder 1089.  
 Tangentialdruck 611.  
 — -diagramm 611, 1263.  
 Tangentialriemenleiter 1227.  
 Tangentkeile 200.  
 —, DIN 271 und 268 201.  
 Tangenzähne an Kegelrädern 1095.  
 Tauchkolben 520, 533, 540, 542, 559.  
 Teilfuge an Lagerschalen 845.  
 Teilkreis 1027.  
 Teilriß 1027.  
 Teilung 1027.  
 — von Riemenscheiben 1198, 1208.  
 — von Schwungrädern 1271.  
 — von Zahnrädern 1080.  
 Teller, Ventil- 398, 419.  
 Tellergetriebe 1021.  
 Tellerventile 417, 438.  
 Temperguß 105.  
 Tetmajersche Knickformel 17, 573, 707.  
 — Wertziffer 66.  
 Textilriemen 1158.  
 — Schloß nach Kammerer 1163.  
 Thyssen-Röder-Turbine, Läufer 1293.  
 Tiegelstahl 88.  
 Tischhöhe an Werkzeugmaschinen 928.  
 Tolle, Berechnung gekrümmter Körper 48.  
 Totlage 601.  
 Totpunkt 601.  
 —, Summierung der Kolbenkräfte im — 613, 705.  
 Tovotebüchse 847.  
 Trägheitshalbmesser 17.  
 Trägheitskräfte an Schubstangen 705, 708, 736.  
 Trägheitsmoment 28.  
 Trägheitsmomente, Tafel 30.  
 — Bestimmung des — s an Schwungrädern 1268.  
 —, Ermittlung nach Mohr 32.  
 Traglager 841, 842.  
 —, Bearbeitung 861.  
 —, Normung 863.  
 Tragschlittenführung 920.  
 Tragzapfen 617.  
 —, Berechnung auf dynamischer Grundlage 655.  
 —, — auf Festigkeit 645.  
 —, — auf Flächendruck 644.  
 —, — auf halbflüssige Reibung 644.  
 —, Sicherheit gegen Warmlaufen 647.  
 Transmissionsdrahtseile 1249.  
 Trapezgewinde 205, 215.  
 Trapezseile 1245.  
 Tredgold'sches Verfahren zur Erzeugung von Kegelrädern 1095.  
 Treibkeil 197.  
 Treibräder 1017.  
 Treibseile 1234.  
 Treibsitz 183.  
 Treibstangen s. Schubstangen  
 Treppenventile 417.  
 Triebstockverzahnung 1054, 1146.  
 Triebwerkbugellager 911.  
 Triebwerkklager 871.  
 Triebwerkwellen 742.  
 Trommelachse 756.  
 Trommeln, an rotierenden Maschinen 1291, 1293.  
 —, Dampfturbinen-, Berechnung 1311.  
 —, dickwandige 1312, 1324.  
 —, Drahtseil- 502, 504.  
 —, Hanfseil- 494.  
 —, Ketten- 510, 513.  
 —, Werkstoffe der — an Dampfturbinen 1309.  
 Tropfschalen 856.  
 Tropfschmiergefäß 848.  
 Trum, straffes und loses an Riementrieben 1154.  
 T-Stück 368.  
 Turbinenkugellängslager 911.  
 Turbinenstützlager 888.  
 Turbinenstützzapfen 676.  
 Turbodynamozapfen 670.  
 Turbogelbläse 1296.  
 Turbulente Strömung 523.  
 Typisierung 184.  
 Überdeckung 1032, 1038.  
 — an Schrägverzahnungen 1085.  
 Überdrucklinie 607, 610.  
 Überdruckturbine, Beschauelung 1300.  
 Überdruckwirkung 1291.  
 Überlappungsniemung 266, 274.  
 Überlappt geschweißte Rohre 341.  
 Überlastungskupplung 838.  
 Übermaß 180.  
 Überschraubmuffe 355.  
 Übersetzung 1018.  
 — an Hebezeugen 1139.  
 —, Wahl der — 1065.  
 Überwurfflansche 358.  
 Uhlhorn'sche Kupplung 839.  
 Umfangsgeschwindigkeit, Einfluß auf Zapfenreibungszahl 631.  
 Umlaufgetriebe 1029.  
 Umlaufrichtung von Maschinen 694.  
 Umlaufschmierung an Halslagern 856.  
 Umradlinie 1036.  
 Umsteuerkupplung, elektromagnetische 836.  
 Unebenheiten bearbeiteter Flächen 619.  
 Ungleichförmigkeitsgrad an Schwungrädern 1264.  
 Universalstoß an Blechträgern 316.  
 Untergießen 136.  
 — von Rahmen 931.  
 Unterlegscheibe 226.  
 Unterschneidung 1039.  
 —, Vermeidung der — 1040.  
 Unterschnittene Zähne, Berechnung 1076.  
 Unterstützung der Lager 874.  
 — von Rohrleitungen 392.  
 U. S. St.-Gewinde 214.  
 V<sub>0</sub>-Getriebe 1049, 1096.  
 V<sub>+</sub>-Getriebe 1047.  
 V-Räder 1046.  
 V<sub>-</sub>-Rad 1047.  
 V<sub>+</sub>-Rad 1047.  
 Vakuumpumpenzylinder 961.  
 Ventilator 1296.  
 Ventile 397, 398.  
 —, Absperr- 398.  
 —, Druckminder- 472.  
 —, entlastete 403.  
 —, Einschleifen der Sitzflächen 401.  
 — für Sonderzwecke 469.  
 —, gesteuerte 460.  
 —, Hauptformen 417.



- Ventile, Normung 186, 406, 413.  
 —, Reduzier- 472.  
 —, Rohrbruch- 474.  
 —, Rückschlag- 473.  
 —, Schnellschluß- 473.  
 —, Selbstschluß- 474.  
 —, selbsttätige für Gebläse und Kompressoren 454.  
 —, — Pumpen 416.  
 —, Sicherheits- 469.  
 Ventilkörper 405.  
 Ventilspalt 398.  
 Ventilspindel 402.  
 Ventilsteuerung an Dampfzylindern 972, 982.  
 Ventilteller, Absperr- 398.  
 — an selbsttätigen Ventilen 452.  
 Verbohren 204.  
 Verbrennungsmaschinenwelle 773, 776.  
 Verbrennungsmaschinenzylinder, allgemeine Gesichtspunkte 989.  
 — an Großgasmaschinen 996.  
 —, Ausrüstung und Durchbildung 995.  
 —, Kleinmotoren 1000.  
 —, Laufbüchse 996.  
 —, Wärmespannungen 989.  
 Verbrennungsmotor, Schubstange 716, 735.  
 Verdichten des Weißmetalls 640.  
 Verdichtungshub bei Verbrennungsmaschinen 609.  
 Verdrängungswirkung an Pumpenventilen 422.  
 Verdrehung, Berechnung der Wellen auf — 746.  
 Verdrehungswinkel 42, 43.  
 Vergitterung von Fachwerkstäben 319.  
 Vergleichsrechnungen 142.  
 Vergüten des Stahls 73, 78.  
 Vergütungsstahl, DIN 1661 82.  
 Verkleidung an Dampfzylindern 967, 981, 985.  
 Verschleiß an Zapfen und Lagern 620.  
 Verschlussene Seile 498.  
 Verschlüsse 1004.  
 Verschraubungen 355.  
 Versenk, kleines 265.  
 Verstemmen der Niete 266.  
 Verwindeversuch 69.  
 Verzahnung, Grundgesetz 1029.  
 Vierplattenstoß 291.  
 Viertaktgroßgasmaschinenzylinder 996.  
 Viertaktverfahren bei Verbrennungsmaschinen 610.  
 Viskosimeter nach Engler 625.  
 Viskosität 625.  
 Volligkeitsgrad an Kegelrädern 1095.  
 — an Pumpen 429.  
 Vorgelegewelle 753.  
 Vorschweißen von Flanschen 361.  
 Vorspannkraft an Riemen 1164.  
 Vorspannung 189.  
 — an Deckeln 1009.  
 — an Schrauben 234.  
 Vulkanfiber für Zahnräder 1066.  
 Wälzbahnen 1027.  
 Wälzbogen bei Schrägverzahnungen 1031, 1085.  
 Walzenkessel 289.  
 Walzenkupplung 817.  
 Walzenständer 883.  
 Walzflansche 360, 361, 365, 367, 369, 371, 373.  
 Wälzgetriebe 1018.  
 Wälzkörper an Schneckenrieben 1113.  
 Wälzkreise 1026.  
 Wälzlager 892.  
 Walzmessing 117.  
 Wälzverfahren bei Bearbeitung von Zahnrädern 1061.  
 Wälzzylinder 1026.  
 Wandarme zur Stützung von Lagern 877.  
 Wände, ebene an Behältern 303.  
 —, — an Kesseln 285.  
 Wange an Schubstangenköpfen 719.  
 Wärme, Einfluß auf Festigkeit von Stahl 78.  
 —, Einwirkung auf Rohrleitungen 393.  
 Wärmespannungen 145.  
 — an Deckeln 1007.  
 — an Kolben 547.  
 — an Verbrennungsmaschinenzylindern 989.  
 — an Zylindern 977.  
 Warmlaufen, Berechnung der Tragzapfen auf — 647.  
 —, — — Stützzapfen auf — 674.  
 Warmnietung 259.  
 Wasserdruckprobe 69.  
 Wasserkühlung an Lagern 643, 855, 862.  
 Wasserrohre, Abdichtung 353.  
 — an Kesseln 289.  
 Wasserstandshahn 491.  
 Wasserwerkmaschine, Berechnungsbeispiel 137, Tafel I.  
 —, Dampfkolben 564.  
 —, Deckelschrauben 249.  
 —, Doppelsitzventil 467.  
 —, Exzenter 804.  
 —, Hochdruckzylinder 986.  
 —, Kolben 564, 566, 567.  
 —, Kolbenkräfte 606.  
 —, Kolbenstange 577, 579.  
 —, Kreuzkopf 195, 700.  
 —, Kreuzkopfpapfen 650.  
 —, Kurbelwelle 777.  
 —, Kurbelwellenlager 885.  
 —, Kurbelwellenzapfen 651.  
 Wasserwerkmaschine, Kurbelzapfen 649.  
 —, Niederdruckzylinder 982.  
 —, Pumpenkolben 567.  
 —, Pumpenkörper 956.  
 —, Pumpenventil 445.  
 —, Rahmen 931.  
 —, Rohrleitungen 387.  
 —, Rückschlagklappe 480.  
 —, Schubstange 728.  
 —, Stopfbüchsen 592.  
 —, Tangentialkräfte 611, 613.  
 Wasserturbinenläufer 1294.  
 Wechsellaager 901.  
 Wechselriemenleiter 1228.  
 Wechselventil 406.  
 Weichlot 334.  
 Weichpackung für Kolben 531, 534.  
 — für Stopfbüchsen 581, 592.  
 Weißmetall 124, 843.  
 — -ausguß, Stärke in Lager-  
 schalen 706, 844.  
 —, Auslaufen derselben 636.  
 Wellen 739.  
 —, Berechnung 750.  
 —, biegsame 739, 760.  
 —, Durchbildung 748.  
 —, Form- 748.  
 —, gebogene 769.  
 —, gekröpfte 769.  
 —, gerade 740.  
 —, glatte 748.  
 —, Herstellung und Bearbeitung 750.  
 —, hohle 742.  
 —, komprimierte 750.  
 —, mehrfachstatisch unbestimmte 798.  
 —, statisch unbestimmte 783.  
 Wellenkröpfung 769.  
 Wellenkupplung 810, 813.  
 Wellrohre 288.  
 Wendegetriebe 836, 1222.  
 Werkstoffe des Maschinenbaues 63.  
 Werkstoffprüfung 63.  
 Werkzeugmaschinen, Schwungräder an — 1262.  
 Werkzeugmaschinenlager 884.  
 Wertziffer, Tetmajersche 66.  
 Westphalsche Gleichung 426.  
 Whitworthgewinde 206.  
 —, Anwendungsgebiete 213.  
 Whitworthfeingewinde 210.  
 Whitworthrohwirbelgewinde 207.  
 Widerstand, Körper gleichen —  
 gegen Biegung 32.  
 Widerstandslinie 612.  
 Widerstandsmoment 28.  
 Widerstandsmomente, Tafel 30.  
 Wildtsche Packung 587.  
 Windkessel 300.  
 Winkelarm zur Stützung von Lagern 877.



- Winkelräder 1094.  
 Winkeltriebe 1192.  
 Wippe 1229.  
 Wirbelströmung 523.  
 Wirkungsgrad von Riementrieben 1190.  
 — von Schneckenrieben 1128.  
 — von Schrauben 228.  
 — von Seiltrieben 1244.  
 — von Zahntrieben 1033.  
 Wißventil 402.  
 Wöhlersche Versuche 13.  
 Wucht von Schwungrädern 1261.  
 Wülfellager 850, 873, 874.  
 Wurzelmasse an Winkeleisen 313.  
  
 Zähigkeit 5.  
 —, absolute 625.  
 Zähigkeitsgrad von Schmiermitteln 625.  
 Zähigkeitsströmung 523.  
 Zahnbelastung, zulässige 1071.  
 Zahnbreite 1028.  
 Zahndicke 1028.  
 Zahndruck 1032, 1059.  
 Zahnformfräser 1061.  
 Zahnfuß 1028.  
 Zahnhöhe 1028.  
 Zahnkette 1258, 1260.  
 Zahnkopf 1028.  
 Zahnkupplung, ausrückbare 821.  
 Zahnräder 1026.  
 —, Berechnung auf Festigkeit 1066.  
 —, — auf Flächendruck 1069.  
 —, — auf Erwärmung 1070.  
 Zahnradformmaschine 1060.  
  
 Zahnstangenverzahnung 1039, 1052, 1055, 1086.  
 Zahnzahlen, Wahl 1065.  
 Zapfen 617.  
 —, Arten 618.  
 —, Ausführung 685.  
 —, Baustoffe 685.  
 —, Berechnung 643.  
 —, Bunde 686.  
 —, Formänderung 665.  
 —, Kreuzkopf- 690.  
 —, Lage in der Schale 629.  
 —, Laufsitzpassung 667.  
 Zapfenreibung 618, 628.  
 Zapfenreibungszahl 628, 631.  
 —, abhängig von Belastung 631.  
 —, Einfluß von — Baustoff und Bearbeitung 637.  
 — — — Form und Spiel des Lagers 636.  
 — — — des Schmiermittels 636.  
 — — — der Temperatur 635.  
 — — — Umfangsgeschwindigkeit 631.  
 Zapfenschmierung 624.  
 Zapfenspiel, Einfluß auf Beanspruchung von Stangenköpfen 724.  
 Zapfenzähne 1054.  
 Zentralschmierung 851.  
 Zentrierbohrung 182.  
 Zentrieren 169.  
 Zerreißgrenze 3.  
 Zickzacknietung 266, 277.  
 Ziehkeil 202.  
 Zinnbronze 113.  
 Zinnrohr 344.  
 Zodel-Voithkupplung 821.  
  
 Zugfestigkeit 2.  
 —, Körper gleicher — 8.  
 Zugmittel an Hebezeugen 514.  
 Zugspannung 2.  
 Zugversuch 65.  
 Zusammenbau 167, 176.  
 Zusammengebaute Welle 771, 776.  
 Zweimannhandkurbel 763.  
 Zweitaktgasmaschinenzylinder 998.  
 Zweitaktverfahren bei Verbrennungsmaschinen 610.  
 Zwiebelrisse an Gasmaschinenzylindern 995.  
 Zwischenstück 928.  
 Zyklische Kurven 1035.  
 Zykloidenverzahnung 1052, 1064.  
 Zylinder 937.  
 —, Dampfmaschinen- 962.  
 —, Einteilung 937.  
 —, Festigkeit 56, 942.  
 —, Gebläse und Kompressor- 961.  
 — mit Draht- und Blechwicklungen 954.  
 —, Preß — 939.  
 —, Pumpen — 954.  
 —, Verbrennungsmaschinen — 989.  
 —, Verteilung der Spannungen an dickwandigen —n 942.  
 Zylinderdeckel 962, 979, 1006.  
 Zylinderkopf 986.  
 Zylinderkupplung 832.  
 Zylindermantel, Aufschrupfen 948.  
 Zylinderschrauben 222.  
 Zylinderstifte 203.





# Die Maschinenelemente

Ein Lehr- und Handbuch für Studierende, Konstrukteure und Ingenieure

von

Prof. Dr.-Ing. **Felix Rötcher**, Aachen

In zwei Bänden

Erster Band: Mit Abbildung 1—1042 und einer Tafel

XX, 600 Seiten. 1927. Gebunden RM 41.—

---

**Maschinenelemente.** Leitfaden zur Berechnung und Konstruktion für Technische Mittelschulen, Gewerbe- und Werkmeisterschulen sowie zum Gebrauche in der Praxis. Von Ing. **Hugo Krause**. Vierte, vermehrte Auflage. Mit 392 Textfiguren. XII, 324 Seiten. 1922. Gebunden RM 8.—

---

**Elemente des Werkzeugmaschinenbaues.** Ihre Berechnung und Konstruktion. Von Prof. Dipl.-Ing. **Max Coenen**, Chemnitz. Mit 297 Abbildungen im Text. IV, 146 Seiten. 1927. RM 10.—

---

**Automaten.** Die konstruktive Durchbildung, die Werkzeuge, die Arbeitsweise und der Betrieb der selbsttätigen Drehbänke. Ein Lehr- und Nachschlagebuch von **Ph. Kelle**, Oberingenieur, Berlin. Zweite, umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 823 Figuren im Text und auf 11 Tafeln sowie 37 Arbeitsplänen und 8 Leistungstabellen. XI, 466 Seiten. 1927. Gebunden RM 26.—

---

**Das Einrichten von Halbautomaten.** Die Einspindel-Maschinen System Potter & Johnston und Monforts, die Mehrspindel-Maschine System Prentice. Von Oberingenieur **J. van Himbergen**, Ingenieur **A. Bleckmann** und Oberingenieur **A. Wassmuth**. (Bildet Heft 36 der „Werkstattbücher“, herausgegeben von Eugen Simon.) Mit 45 Figuren im Text. 52 Seiten. 1928. RM 2.—

---

**Zeitsparende Vorrichtungen im Maschinen- und Apparatebau.** Von **O. M. Müller**, Beratender Ingenieur, Berlin. Mit 987 Abbildungen. VIII, 357 Seiten. 1926. Gebunden RM 27.90

---

**Vorrichtungen im Maschinenbau** nebst Anwendungsbeispielen aus der Praxis. Von **Otto Lich**, Oberingenieur. Zweite, vollständig umgearbeitete Auflage. Mit 656 Abbildungen im Text. VII, 500 Seiten. 1927. Gebunden RM 26.—

---

**Elemente des Vorrichtungsbaues.** Von Oberingenieur **E. Gempe**. Mit 727 Textabbildungen. IV, 132 Seiten. 1927. RM 6.75; gebunden RM 7.75

---

**Freytags Hilfsbuch für den Maschinenbau** für Maschineningenieure sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Unter Mitarbeit von Fachleuten herausgegeben von Prof. **P. Gerlach**. Berichtigter Neudruck der siebenten, vollständig neu bearbeiteten Auflage. Mit 2484 in den Text gedruckten Abbildungen, 1 farbigen Tafel und 3 Konstruktionstafeln. XVI, 1490 Seiten. 1928. Gebunden RM 17.40

---

**Taschenbuch für den Maschinenbau.** Bearbeitet von zahlreichen Fachleuten. Herausgegeben von Prof. **Heinrich Dubbel**, Ingenieur, Berlin. Fünfte Auflage. In zwei Bänden. Erscheint im Januar 1929.



**Evolventenverzahnung.** Von Prof. Dipl.-Ing. **H. Friedrich**, Chemnitz. (Theoretische Untersuchungen für Maschinenbau und Bearbeitung, 1. Heft.) Mit 67 Abbildungen im Text und 10 Tabellen. VI, 77 Seiten. 1928. RM 7.—

---

**Die Bearbeitung von Maschinenteilen** nebst Tafel zur graphischen Bestimmung der Arbeitszeit. Von **E. Hoeltje**, Hagen i. W. Zweite, erweiterte Auflage. Mit 349 Textfiguren und einer Tafel. IV, 98 Seiten. 1920. RM 3.—

---

**Die Teilung der Zahnräder und ihre einfachste rechnerische Bestimmung.** Von Ingenieur **G. Hönnicke**. Mit 26 Textabbildungen. IV, 115 Seiten. 1927. RM 6.—

---

**Die Herstellung der Blattfedern.** Von **T. H. Sanders**. Deutsche Übersetzung von **A. Cecerle**. Mit 182 Abbildungen im Text. IV, 245 Seiten. 1927. Gebunden RM 27.—

---

**Die Gewinde**, ihre Entwicklung, ihre Messung und ihre Toleranzen. Im Auftrage von Ludw. Loewe & Co. A.-G., Berlin, bearbeitet von Prof. Dr. **G. Berndt**, Dresden. Mit 395 Abbildungen im Text und 287 Tabellen. XVI, 657 Seiten. 1925. Gebunden RM 36.—

**Erster Nachtrag.** Mit 102 Abbildungen im Text und 79 Tabellen. X, 180 Seiten. 1926.

Gebunden RM 15.75

**Namen- und Sachverzeichnis.** Herausgegeben auf Anregung und mit Unterstützung der Firma Bauer & Schaurte, Neuß. III, 16 Seiten. 1927. RM 1.—

---

**Keil, Schraube, Niet.** Einführung in die Maschinenelemente. Von Dipl.-Ing. **W. Leuckert**, Berlin, und Magistrats-Baurat Dipl.-Ing. **H. W. Hiller**, Berlin. Dritte, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 108 Textabbildungen und 29 Tabellen. V, 113 Seiten. 1925. RM 4.50

---

**Die Ermittlung der Kegelrad-Abmessungen.** Berechnung und Darstellung der Drehkörper von Präzisions-Kegelrädern und kurzer Abriss der Herstellung. Tabellen aller Abmessungen für die gebräuchlichsten Übersetzungsverhältnisse. Von Oberingenieur **Karl Golliasch**. Mit 96 Abbildungen im Text. 61 Seiten. 1923. Gebunden RM 15.75

---

**Mehrfach gelagerte abgesetzte und gekröpfte Kurbelwellen.** Anleitung für die statische Berechnung mit durchgeführten Beispielen aus der Praxis. Von Prof. Dr.-Ing. **A. Gessner**, Prag. Mit 52 Textabbildungen. IV, 96 Seiten. 1926. RM 8.10

---

**Die Satzräderysysteme der Evolventenverzahnung.** Grundlagen und Anleitung zu ihrer Berechnung. Von Dr.-Ing. **Paul Krüger**. Mit 30 Abbildungen. VI, 88 Seiten. 1926. RM 8.40

---

**Kugel- und Rollenlager (Wälzlager).** Unter besonderer Berücksichtigung des Einbauens. Von **H. Behr**. Mit 197 Figuren im Text. 64 Seiten. 1927. (Bildet Heft 29 der „Werkstattbücher“, herausgegeben von Eugen Simon.) RM 2.—

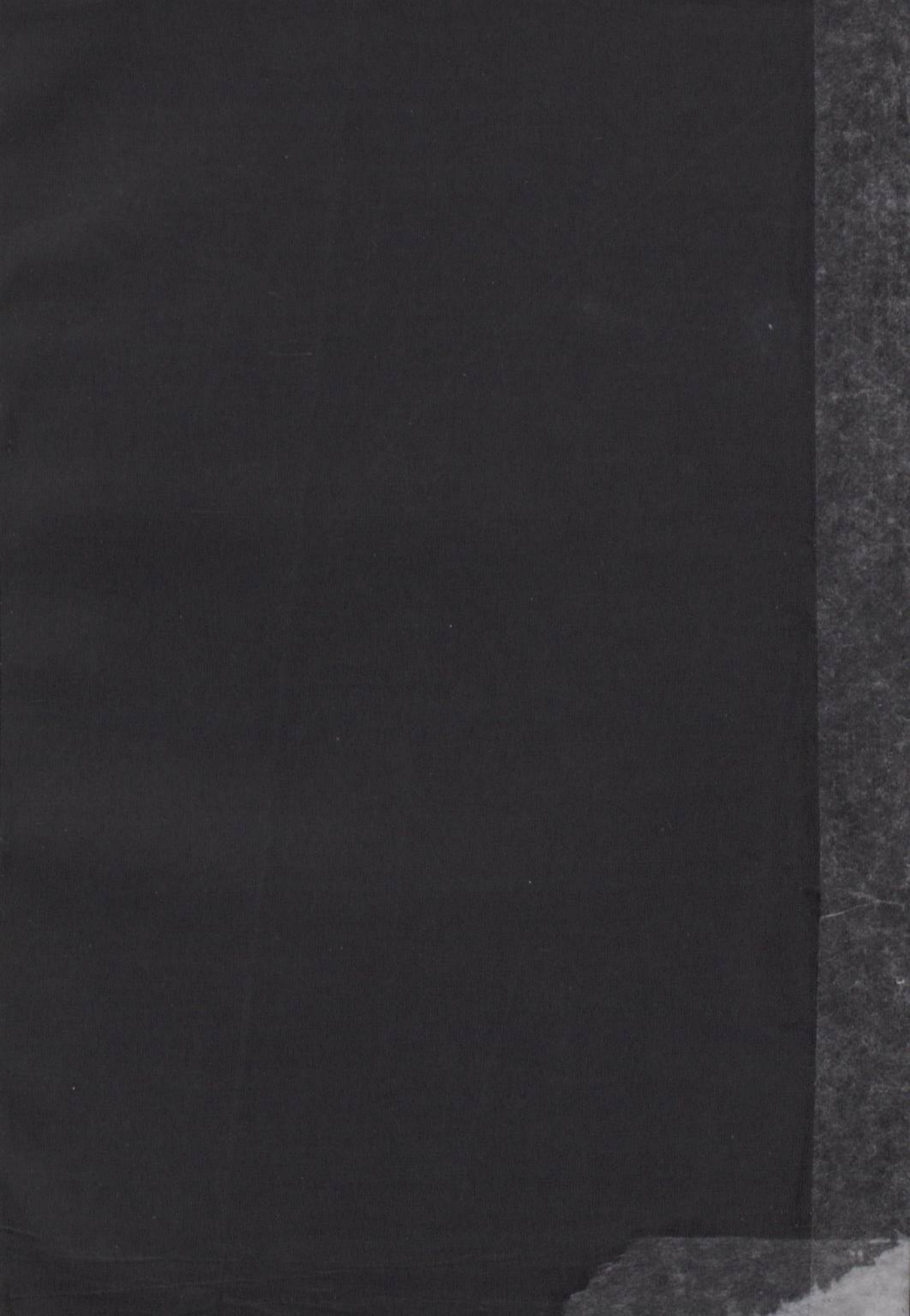
---

**Die Belastbarkeit der Wälzlager.** Von Dipl.-Ing. **Helmut Stellrecht**. Mit 23 Textabbildungen. VI, 98 Seiten. 1928. RM 9.—

---

**Die Blechabwicklungen.** Eine Sammlung praktischer Verfahren, zusammengestellt von Ing. **Johann Jaschke**, Graz. Sechste, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 307 Textabbildungen. 90 Seiten. 1925. RM 2.70









BIBLIOTEKA GŁÓWNA

343426 L/1