



N 93

m









Theoretisches Lehrbuch  
des Lokomotivbaues





# Theoretisches Lehrbuch des Lokomotivbaues

Die Lokomotivkraft, die Bewegung, Führung,  
Ausprobierung und das Entwerfen  
der Lokomotiven

im Auftrage des Vereins  
Deutscher Maschinen-Ingenieure

bearbeitet von

**F. Leitzmann** und **v. Borries †**  
Geh. Baurat Geh. Regierungsrat und Professor

Mit 455 Textfiguren



*1911. 1363.*

Berlin

Verlag von Julius Springer

1911

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



*Inv. 23358*



## Vorwort.

Der Verein Deutscher Maschinen-Ingenieure, der schon längst die Absicht gehabt hatte, ein Werk über den Lokomotivbau schreiben zu lassen, übertrug diese Arbeit im Jahre 1904 dem Geheimen Regierungsrat Professor v. Borries, und es braucht hier nicht näher begründet zu werden, daß man keine bessere Wahl hätte treffen können. Leider erkrankte Herr v. Borries wiederholt, so daß er zuletzt seine erfolgreiche Tätigkeit wesentlich einschränken mußte, und als er im Frühjahr 1906 starb, blieb das Werk unvollendet.

Hierauf erging dann von den beteiligten Seiten eine Anfrage, ob ich geneigt wäre, die Arbeit fortzusetzen. Ich fühlte mich durch dieses Vertrauen, das mir, als Nachfolger des Herrn v. Borries in seiner Stellung als Mitglied der Königlichen Eisenbahn-Direktion Hannover, auch hinsichtlich dieses Werkes entgegengebracht wurde, zwar sehr geehrt, hegte aber Zweifel darüber, ob ich imstande sein würde, den auch außerhalb unseres Vaterlandes als Autorität im Eisenbahn-Maschinenwesen anerkannten Fachmann zu ersetzen. Allein, gestärkt durch das Vertrauen meiner Vorgesetzten und durch den Umstand, daß ich vorzugsweise damit beauftragt gewesen war, während eines Zeitraumes von 20 Jahren umfassende Versuche mit verschiedenen Lokomotivbauarten auszuführen, ein reichhaltiges Material darüber zu sammeln und aus den Ergebnissen, die bereits teilweise in einzelnen Aufsätzen veröffentlicht worden sind, praktische und theoretische Lehren zu ziehen, erklärte ich mich, im Vertrauen auf die Nachsicht des Lesers, die ich hiermit erbitte, zur Übernahme der Arbeit bereit.

Die Auffassung und Bearbeitung der auftretenden Fragen sind in den meisten Fällen andere, als in den obenerwähnten Abhandlungen.

Was die allgemeine Behandlung des Stoffes anbetrifft, so bin ich bemüht gewesen, dem Zwecke des Buches entsprechend, neben den Berechnungen im weitesten Umfang auch bildliche Darstellungen zu geben und Beispiele durchzurechnen. Nach den vom Verein Deutscher Maschinenbau-Ingenieure gegebenen Vorschriften waren jedoch Konstruktionen auszuschließen.

Ich habe mich ferner nach Kräften bemüht, selbständige Berechnungen aufzustellen und im übrigen die im Fachliteratur-Verzeichnis angeführten Werke und Zeitschriften benutzt.

Den Stoff habe ich folgendermaßen eingeteilt:

Der I. Teil enthält die Lokomotivkraft in 4 Abschnitten über

die Wärme-, Dampf- und Kraftentwicklung und die Kraftübertragung.

Der II. Teil die Wirkung dieser Kraft, also das, was zur Bewegung der Lokomotive gehört, und zwar in 3 Abschnitten über  
 die Widerstände,  
 die regelmäßige Lokomotivfahrt und  
 die störenden Bewegungen.

Der III. Teil umfaßt in 2 Abschnitten

die Versuchsfahrten mit Lokomotiven und als Ergebnis der vorangegangenen Abschnitte  
 das Entwerfen der Lokomotiven.

Den Nachlaß des Herrn v. Borries habe ich, neben einigen geringfügigen Ergänzungen, unverändert gelassen, er erstreckt sich teilweise auf folgende Abschnitte:

|    | Teil | Abschnitt | Gegenstand              |
|----|------|-----------|-------------------------|
| 1. | I.   | 4.        | Kraftübertragung,       |
| 2. | II.  | 1.        | Widerstände,            |
| 3. | II.  | 3.        | Störende Bewegungen und |
| 4. | III. | 2.        | Laufwerk.               |

Bei einer solchen Doppelbearbeitung des Stoffes waren einige Wiederholungen schwer zu vermeiden, und bitte ich daher auch wegen der hierdurch eingetretenen Mängel um Nachsicht.

Ferner habe ich dem Kgl. Zentralamt im Ministerium der öffentlichen Arbeiten in Berlin und den Lokomotivbauanstalten Grafenstaden und Henschel & Sohn in Cassel, von denen ich wertvolle Mitteilungen erhalten habe, meinen Dank auszusprechen.

Darmstadt, im Mai 1911.

F. Leitzmann.



# Inhaltsverzeichnis.

|   | Seite    |
|---|----------|
| Einleitung.   |          |
| <b>Zusammenwirken der einzelnen Vorgänge . . . . .</b>              | <b>1</b> |
| Erster Teil.  |          |
| <b>Die Lokomotivkraft.</b>  |          |
| I. Die Wärmeentwicklung . . . . .                                   | 3        |
| 1. Heizstoffe . . . . .   | 3        |
| 2. Die Verbrennung . . . . .  | 5        |
| 3. Die Wärmeübertragung . . . . .                                   | 37       |
| A. Direkte Heizfläche . . . . .                                     | 43       |
| B. Der Langkessel . . . . .   | 43       |
| a) Die Wärmeübergabe in der Feuerbuchse . . . . .                   | 45       |
| b) Die Wärmeübergabe im Langkessel . . . . .                        | 46       |
| c) Vergleich zwischen den beiden Heizflächen . . . . .              | 46       |
| Der Wirkungsgrad des Lokomotivkessels . . . . .                     | 47       |
| Die Rauchkammertemperatur . . . . .                                 | 50       |
| 1. Die Änderung von $k$ . . . . .                                   | 51       |
| 2. Die Änderung der Rostfläche $R$ . . . . .                        | 52       |
| 3. Die Änderung der Heizfläche $H$ . . . . .                        | 52       |
| Die Gesamtwärme . . . . .   | 52       |
| II. Die Dampfentwicklung . . . . .                                  | 60       |
| 1. Der Wasserdampf . . . . .  | 60       |
| A. Der gesättigte Wasserdampf . . . . .                             | 63       |
| a) Die Flüssigkeitswärme . . . . .                                  | 66       |
| b) Die gebundene Wärme . . . . .                                    | 67       |
| Die Spannungskurve . . . . .  | 71       |
| B. Der überhitzte Wasserdampf . . . . .                             | 74       |
| 2. Die Dampfentwicklung . . . . .                                   | 79       |
| A. Beim Stillstand der Lokomotive . . . . .                         | 79       |
| B. Die Dampferzeugung bei der Leerfahrt . . . . .                   | 82       |
| C. Die Dampferzeugung mit Hilfe des Blashahns . . . . .             | 82       |
| D. Die Dampferzeugung während der Fahrt . . . . .                   | 82       |
| E. Die Abnahme des Dampfdrucks nach Entfernung des Feuers . . . . . | 83       |
| F. Dampfentwicklung im Beharrungszustande . . . . .                 | 84       |
| Die Kesselspeisung . . . . .  | 89       |
| 1. Die Dampfzuströmung . . . . .                                    | 90       |
| 2. Die Wasserzuströmung . . . . .                                   | 91       |
| 3. Die Kondensation und Mischung . . . . .                          | 92       |
| 4. Die Einströmung in den Kessel . . . . .                          | 93       |
| Der Einfluß der Dampfspannung . . . . .                             | 95       |
| Der Einfluß des Dampfverbrauchs . . . . .                           | 97       |
| Der Wirkungsgrad der Dampfstrahlpumpen . . . . .                    | 99       |
| Die Druckabnahme im Kessel beim Speisen . . . . .                   | 100      |
| Die Beseitigung übermäßiger Dampfspannung . . . . .                 | 100      |
| Das Vorwärmen des Speisewassers . . . . .                           | 102      |
| Mischung von Dampf und Luft . . . . .                               | 102      |

|   | Seite      |
|---|------------|
| 3. Die Dampfabführung . . . . .   | 105        |
| Der Einfluß der Regulatoröffnung . . . . .  | 105        |
| III. Die Kraftentwicklung . . . . .   | 110        |
| 1. Die Dampfströmung . . . . .  | 110        |
| 1. Die Abkühlungsfläche . . . . .   | 122        |
| 2. Der Temperaturunterschied (Temperaturgefälle) . . . . .  | 123        |
| 3. Die Abkühlungszeit . . . . .   | 125        |
| 4. Die Wärmeleitung der dampfberührten Abkühlungsflächen<br>Der Wärmeschutz gegen außen . . . . . | 127<br>133 |
| 2. Die Kraftentwicklung . . . . .   | 135        |
| A. Die indikatorische Untersuchung. Das Indizieren . . . . .                                      | 135        |
| a) Die Drucklinien . . . . .  | 142        |
| 1. Die Dampfströmung . . . . .  | 142        |
| 2. Die Expansion . . . . .  | 143        |
| 3. Die Ausströmung . . . . .  | 153        |
| Die Vorausströmung . . . . .  | 153        |
| Die Ausströmung des Dampfes während des Kolbenrückganges . . . . .                                | 156        |
| 4. Die Kompression . . . . .  | 157        |
| b) Die Völligkeit der Indikator diagramme . . . . .   | 162        |
| Die Völligkeitsgrade beim überhitzten Wasserdampf . . . . .                                       | 165        |
| B. Die kalorimetrische Untersuchung der Lokomotiven . . . . .                                     | 169        |
| a) Der Naßdampf . . . . .   | 169        |
| 1. Die Volldruckwirkung . . . . .   | 169        |
| 2. Die Expansion . . . . .  | 170        |
| 3. Die Ausströmung . . . . .  | 170        |
| 4. Die Kompression . . . . .  | 170        |
| Der Beharrungszustand . . . . .   | 170        |
| b) Der überhitzte Dampf . . . . .   | 180        |
| Das Entropiediagramm . . . . .  | 183        |
| 1. Naßdampflokomotive . . . . .   | 186        |
| 2. Heißdampflokomotive . . . . .  | 189        |
| 3. Die Dampfausströmung . . . . .   | 193        |
| IV. Die Kraftübertragung. (Das Triebwerk) . . . . .   | 198        |
| 1. Die Steuerung . . . . .  | 198        |
| A. Die Schiebersteuerung . . . . .  | 198        |
| a) Allgemeines. (Theoretische Untersuchungen) . . . . .   | 198        |
| 1. Die einfache Steuerung mit fester Expansion . . . . .  | 198        |
| 2. Die Kulissensteuerung . . . . .  | 203        |
| b) Die wirkliche Schieberbewegung . . . . .   | 206        |
| c) Das Zeunersche Schieberdiagramm . . . . .  | 209        |
| d) Die Untersuchung der Lokomotivsteuerungen nach v. Borries . . . . .                            | 209        |
| Darstellung der Schieberbewegung . . . . .  | 217        |
| Eigenschaften der Kulissensteuerungen . . . . .   | 219        |
| Steuerung der Verbund-Lokomotiven nach v. Borries . . . . .                                       | 226        |
| Ausführung der Steuerungen . . . . .  | 231        |
| B. Besondere Steuerungsbauarten . . . . .   | 232        |
| a) Doppelschiebersteuerungen . . . . .  | 232        |
| b) Die Corliß-, „Drehschieber“-Steuerung . . . . .  | 232        |
| c) Die Ventilsteuerung . . . . .  | 233        |
| 2. Das Kurbelgetriebe . . . . .   | 233        |
| A. Phoronomie des Kurbelgetriebes . . . . .   | 234        |
| B. Dynamik des Kurbelgetriebes . . . . .  | 235        |
| Trägheitskräfte . . . . .   | 237        |
| Die Kraftwechsellpunkte . . . . .   | 243        |
| Doppeltes Triebwerk . . . . .   | 243        |
| Die Kraftübertragung (nach v. Borries) . . . . .  | 244        |
| 3. Die Treibachsen . . . . .  | 251        |
| Dynamik der Treibachse . . . . .  | 252        |
| Die Anzugskraft . . . . .   | 253        |



## Zweiter Teil.

## Die Lokomotivbewegung.

|  | Seite |
|--|-------|
| I. Die Widerstände . . . . .   | 256   |
| 1. Der Eigenwiderstand der Lokomotiven . . . . .                       | 256   |
| A. Die Lokomotive als Fahrzeug . . . . .                               | 257   |
| I. Die inneren Eigenwiderstände der Lokomotive . . . . .               | 257   |
| a) Die Reibungswiderstände . . . . .                                   | 257   |
| 1. Die Bauart der Lager . . . . .                                      | 257   |
| 2. Das Lagermaterial . . . . .   | 257   |
| 3. Beschaffenheit der Reibungsflächen . . . . .                        | 258   |
| 4. Der Lagerdruck . . . . .  | 258   |
| 5. Schmiermaterial . . . . .   | 259   |
| 6. Die Geschwindigkeit . . . . .                                       | 260   |
| 7. Die Temperatur . . . . .  | 261   |
| 8. Die Ölschichtdicke und der Lagerspielraum . . . . .                 | 261   |
| 9. Der Reibungskoeffizient . . . . .                                   | 261   |
| a) Die Lokomotive . . . . .  | 262   |
| 1. Die Achslagerreibung . . . . .                                      | 262   |
| Die Trägheitskräfte . . . . .  | 263   |
| 2. Die Stopfbuchsen . . . . .  | 263   |
| 3. Die Gradführungen . . . . .   | 264   |
| 4. Die Stangenlager . . . . .  | 265   |
| 5. Die übrigen Reibungswiderstände . . . . .                           | 265   |
| b) Der Tender . . . . .  | 265   |
| Die Achslager . . . . .  | 265   |
| b) Die Luftaugwirkung in den Dampfzylindern . . . . .                  | 267   |
| II. Die äußeren Widerstände der Lokomotive . . . . .                   | 267   |
| a) Der Bahnwiderstand . . . . .  | 267   |
| 1. Die rollende Reibung . . . . .                                      | 267   |
| 2. Der Kurvenwiderstand . . . . .                                      | 269   |
| Der Kurvenwiderstand zweiachsiger Fahrzeuge . . . . .                  | 270   |
| Widerstand mehrachsiger Fahrzeuge . . . . .                            | 271   |
| Kurvenbewegliche Fahrzeuge . . . . .                                   | 271   |
| b) Der Luftwiderstand . . . . .  | 272   |
| 1. Der Kopfwind . . . . .  | 273   |
| 2. Der Seitenwind . . . . .  | 274   |
| Versuche zur Bestimmung des Eigenwiderstands der Lokomotiven . . . . . | 275   |
| Die Widerstandsformel . . . . .  | 282   |
| 1. Die gleichseitige Hyperbel . . . . .                                | 282   |
| 2. Die zweigliederige Widerstandsformel $w = a + bv^2$ . . . . .       | 288   |
| 3. Die dreigliederige Widerstandsformel $w = a + bv + cv^2$ . . . . .  | 289   |
| Die Trennung der einzelnen Lokomotivwiderstände . . . . .              | 297   |
| Versuche zur Ermittlung des Kurvenwiderstandes . . . . .               | 301   |
| Seitenreibung der Achsschenkel in Bahnkrümmungen . . . . .             | 304   |
| Fest angezogene Kurbelstangenlager und Schieberstopfbuchsen . . . . .  | 304   |
| Die Graphitschmierung . . . . .  | 305   |
| Einfluß der Kuppelstangen . . . . .                                    | 306   |
| Der Einfluß des Kopfwindes . . . . .                                   | 306   |
| Einfluß des betriebsfähigen Zustandes der Lokomotiven . . . . .        | 306   |
| B. Die Lokomotive im Dampfe . . . . .                                  | 307   |
| I. Der innere Widerstand . . . . .                                     | 307   |
| Die Reibungswiderstände . . . . .                                      | 307   |
| 1. Die Achsenreibung der Treibachsen . . . . .                         | 308   |
| Die Laufflächen . . . . .  | 308   |
| Die Schleifbacken . . . . .  | 309   |
| 2. Die Kolbenreibung . . . . .   | 309   |
| 3. Die Schieberreibung . . . . .                                       | 310   |
| 4. Die Reibung der Gradführung . . . . .                               | 311   |
| 5. Die Reibung der Stangenlager . . . . .                              | 311   |
| Die Lager am Kreuzkopf . . . . .                                       | 311   |
| Die Lager an der Treibachse . . . . .                                  | 312   |



|  | Seite |
|--|-------|
| Die Kuppelstangenlager . . . . .   | 312   |
| Die vorderen an der Treibachse . . . . .   | 312   |
| Die hinteren Kuppelstangenlager . . . . .  | 313   |
| 6. Die Steuerungsbolzen . . . . .  | 313   |
| II. Der äußere Lokomotivwiderstand . . . . .   | 313   |
| Versuche zur Ermittlung des Eigenwiderstandes der Lokomotiven im<br>Dampfe (Beschleunigungsversuche) . . . . .   | 315   |
| Ermittlung des Eigenwiderstandes der Lokomotive im Dampfe aus den<br>Ergebnissen der Leistungsversuche . . . . . | 320   |
| 2. Der Eigenwiderstand der Wagen . . . . .   | 326   |
| A. Der innere Widerstand . . . . .   | 326   |
| a) Die Achslagerreibung . . . . .  | 326   |
| 1. Für einen zweiachsigen Güterwagen . . . . .   | 327   |
| a) Unbeladen. Achschenkelbelastung . . . . .   | 327   |
| b) Für den beladenen Güterwagen . . . . .  | 327   |
| 2. Für einen vierachsigen D-Wagen . . . . .  | 328   |
| Die Walzen- und Kugellager . . . . .   | 328   |
| 1. Die Walzenlager . . . . .   | 328   |
| 2. Die Kugellager . . . . .  | 330   |
| Die Seitenreibung . . . . .  | 331   |
| b) Sonstige Widerstände . . . . .  | 332   |
| B. Die äußeren Widerstände . . . . .   | 332   |
| a) Der Bahnwiderstand . . . . .  | 332   |
| 1. Die rollende Reibung . . . . .  | 332   |
| 2. Der Kurvenwiderstand . . . . .  | 332   |
| Dreiachsige Fahrzeuge mit verschiebbarer Mittelachse . . . . .   | 333   |
| Die kurvenbeweglichen Laufachsen . . . . .   | 334   |
| Drehgestelle . . . . .   | 335   |
| b) Der Luftwiderstand . . . . .  | 335   |
| 1. Der Kopfwind . . . . .  | 335   |
| 2. Der Seitenwind . . . . .  | 336   |
| Versuche zur Bestimmung des Eigenwiderstands der Wagen . . . . .   | 337   |
| I. Aus- und Ablaufversuche mit Wagen ohne Lokomotive . . . . .   | 337   |
| A. Versuche mit Personenwagen . . . . .  | 338   |
| a) Auf wagerechter Bahn . . . . .  | 338   |
| b) Ablaufversuche auf geneigter Bahn . . . . .   | 339   |
| B. Versuche mit Güterwagen . . . . .   | 840   |
| Auf wagerechter Bahn . . . . .   | 340   |
| 1. Offene Wagen . . . . .  | 340   |
| 2. Bedeckte Wagen . . . . .  | 340   |
| II. Aus- und Ablaufversuche mit ganzen Zügen, also mit einer Lokomotive an<br>der Spitze . . . . .               | 342   |
| A. Versuche mit Personenzügen . . . . .  | 343   |
| a) Auslaufversuche in der Ebene . . . . .  | 343   |
| b) Ablaufversuche auf Gefällen . . . . .   | 345   |
| B. Versuche mit Güterzügen . . . . .   | 346   |
| Auslaufversuche in der Ebene . . . . .   | 346   |
| Versuchsergebnisse . . . . .   | 346   |
| I. Wagen ohne Lokomotiven . . . . .  | 346   |
| A. Personenwagen . . . . .   | 346   |
| B. Güterwagen . . . . .  | 347   |
| II. Ganze Eisenbahnzüge mit Lokomotive an der Spitze . . . . .   | 348   |
| A. Personenzüge . . . . .  | 348   |
| a) Auslaufversuche . . . . .   | 348   |
| b) Ablaufversuche . . . . .  | 349   |
| B. Güterzüge . . . . .   | 349   |
| Auslaufversuche . . . . .  | 349   |
| Der Einfluß der Wagenzahl . . . . .  | 352   |
| Einfluß der Ladung . . . . .   | 358   |
| 1. Offene Wagen . . . . .  | 358   |
| 2. Bedeckte Wagen . . . . .  | 359   |
| Widerstandsformeln für Eisenbahnzüge . . . . .   | 360   |

|   | Seite |
|---|-------|
| II. Die Lokomotivfahrt . . . . .  | 368   |
| 1. Die Zugbeschleunigung . . . . .                                      | 368   |
| A. Der Anzug . . . . .  | 368   |
| Zweizylindrige Verbund-Lokomotiven . . . . .                            | 369   |
| Vierzylindrige Verbund-Lokomotiven . . . . .                            | 370   |
| Versuche zur Feststellung der Anzugsfähigkeit der Lokomotiven . . . . . | 370   |
| B. Die Zugbeschleunigung . . . . .                                      | 375   |
| Versuche zur Bestimmung der Zugbeschleunigung . . . . .                 | 378   |
| Beschleunigungsversuche auf wagerechter Strecke . . . . .               | 381   |
| Beschleunigungsversuche bei größter Lokomotivleistung . . . . .         | 382   |
| Zugbeschleunigung auf Stadt- und Straßenbahnen . . . . .                | 384   |
| Die Beschleunigung elektrischer Motorwagen . . . . .                    | 389   |
| 2. Der Beharrungszustand . . . . .                                      | 389   |
| A. Die Fahrbeschränkungen . . . . .                                     | 389   |
| 1. Einfluß der Steigungen und Gefälle . . . . .                         | 389   |
| Die Steigungen . . . . .  | 389   |
| Die Gefälle . . . . .   | 393   |
| 2. Bahnkrümmungen . . . . .   | 395   |
| 3. Der Luftwiderstand . . . . .   | 396   |
| 4. Schleudern der Treibachsen . . . . .                                 | 396   |
| 5. Sonstige Fahrbeschränkungen . . . . .                                | 396   |
| B. Die Zuggeschwindigkeit . . . . .                                     | 396   |
| Die Lokomotivbauart . . . . .   | 399   |
| 1. Die Achsenkuppelung . . . . .  | 399   |
| 2. Der Radstand . . . . .   | 399   |
| 3. Die Kolbengeschwindigkeit . . . . .                                  | 400   |
| 4. Zugkraft, Zuglast und Steigung . . . . .                             | 401   |
| C. Der Fahrplan . . . . .   | 404   |
| Die Zuschläge . . . . .   | 410   |
| 1. Die Abfahrt . . . . .  | 410   |
| 2. Der Zeitverlust beim Anhalten . . . . .                              | 411   |
| 3. Zeitverlust und Gewinn auf Brechpunkten . . . . .                    | 411   |
| a) Übergang auf ein Gefälle . . . . .                                   | 411   |
| b) Übergang auf eine Steigung . . . . .                                 | 412   |
| 4. Zeitverlust durch Langsamfahren . . . . .                            | 412   |
| Weitere Korrekturen des Fahrplans . . . . .                             | 412   |
| 3. Die Verzögerung . . . . .  | 413   |
| A. Der Gegendampf . . . . .   | 414   |
| B. Die Bremse . . . . .   | 418   |
| Dynamik der gebremsten Achse eines Eisenbahnfahrzeugs . . . . .         | 419   |
| Rollende und Schleifende Bewegung der Bremsachsen . . . . .             | 421   |
| Bremsversuche . . . . .   | 425   |
| I. Mit Lokomotiven . . . . .  | 425   |
| a) Die Tenderbremse . . . . .   | 426   |
| b) Die Treibradbremse . . . . .   | 430   |
| Die Bremskraft . . . . .  | 432   |
| Die Reibungskoeffizienten . . . . .                                     | 432   |
| Die einzelnen Bremsmittel . . . . .                                     | 433   |
| II. Der gebremste Eisenbahnzug . . . . .                                | 433   |
| Bremsversuche . . . . .   | 436   |
| a) Die Lokomotivbremse . . . . .  | 438   |
| b) Die Wagenbremse . . . . .  | 438   |
| 1. Die Luftdruckbremse . . . . .  | 438   |
| 2. Die Handbremse . . . . .   | 439   |
| Die Bremswirkung . . . . .  | 439   |
| Die Bremsformel . . . . .   | 442   |
| Die Bremsprozente . . . . .   | 443   |
| III. Die störenden Bewegungen der Lokomotive . . . . .                  | 446   |
| 1. Die störenden Ursachen . . . . .                                     | 446   |
| A. Die störenden Kräfte . . . . .                                       | 446   |
| a) Die Federkräfte . . . . .  | 446   |
| b) Die Dampfkkräfte . . . . .   | 447   |



|  | Seite |
|--|-------|
| 1. Die Kolbenkräfte . . . . .  | 447   |
| 2. Die Normalkräfte in den Gradführungen . . . . .   | 448   |
| c) Die Massenkräfte . . . . .  | 450   |
| B. Äußere Einwirkungen . . . . .   | 452   |
| 2. Die störenden Wirkungen . . . . .   | 452   |
| A. Die Einwirkung innerer Kräfte und Kraftmomente der Lokomotive . . . . .   | 452   |
| I. Fortschreitende Bewegungen des Schwerpunkts . . . . .   | 453   |
| a) Die zuckenden Bewegungen . . . . .  | 453   |
| 1. Infolge ungleicher Dampfkkräfte . . . . .   | 453   |
| 2. Zucken durch Trägheitskräfte . . . . .  | 455   |
| b) Das Wogen . . . . .   | 460   |
| 1. Die Wirkung der Tragfedern . . . . .  | 460   |
| 2. Die Dampfkkräfte . . . . .  | 462   |
| 3. Die Trägheitskräfte . . . . .   | 465   |
| II. Drehende Bewegungen um den Schwerpunkt . . . . .   | 465   |
| a) Das Wanken . . . . .  | 465   |
| 1. Die Federkräfte . . . . .   | 465   |
| 2. Die Dampfkkräfte . . . . .  | 466   |
| 3. Trägheitskräfte . . . . .   | 467   |
| b) Das Nicken . . . . .  | 467   |
| 1. Die Federkräfte . . . . .   | 467   |
| 2. Die Dampfkkräfte . . . . .  | 467   |
| 3. Die Trägheitskräfte . . . . .   | 468   |
| c) Das Schlingern . . . . .  | 468   |
| 1. Die Dampfkkräfte . . . . .  | 470   |
| 2. Die Trägheitskräfte . . . . .   | 470   |
| B. Die störenden Einwirkungen der Bahn . . . . .   | 473   |
| 1. Senkrechte Wirkungen . . . . .  | 474   |
| 2. Wagerechte Wirkungen . . . . .  | 478   |
| a) Schwanken der Lokomotive . . . . .  | 478   |
| b) Schlingern der Lokomotive . . . . .   | 478   |
| C. Die Verminderung der störenden Wirkungen . . . . .  | 481   |
| 1. Die Tragfedern . . . . .  | 481   |
| 2. Die Ausgleichhebel . . . . .  | 481   |
| Schwingungen auf den Federn nach v. Borries . . . . .  | 483   |
| 3. Die Radgegengewichte . . . . .  | 485   |
| Ausgleich der Triebwerksgewichte nach v. Borries . . . . .   | 487   |
| 4. Die Gegenläufigkeit . . . . .   | 491   |
| 5. Die Größe des Radstandes . . . . .  | 495   |
| 3. Die Gangart der Lokomotive . . . . .  | 495   |
| A. Lauf der Lokomotiven in gerader Bahn und Krümmungen . . . . .   | 495   |
| 1. Lauf in gerader Bahn . . . . .  | 495   |
| 2. Lauf einer einzelnen Achse . . . . .  | 495   |
| 3. Lauf der Lokomotive in gerader Bahn . . . . .   | 496   |
| 4. Lauf auf unebenem Gleise . . . . .  | 497   |
| 5. Einstellung der Lokomotiven in Krümmungen . . . . .   | 498   |
| a) Die Spielräume . . . . .  | 504   |
| b) Seitenverschiebung der Achsen . . . . .   | 505   |
| c) Drehbare Achsen. Freie Lenkachsen . . . . .   | 505   |
| 1. Einzelne Laufachsen . . . . .   | 507   |
| Die Adams-Achse . . . . .  | 507   |
| Die Bissel-Achse . . . . .   | 507   |
| 2. Drehgestelle . . . . .  | 508   |
| B. Lokomotivbauarten . . . . .   | 508   |
| 1. Zweiachsige Lokomotiven . . . . .   | 508   |
| 2. Dreiachsige Lokomotiven . . . . .   | 509   |
| 3. Vierachsige Lokomotiven . . . . .   | 509   |
| $\frac{2}{4}$ gekuppelte Lokomotiven $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ mit Drehgestell . . . . .                           | 509   |
| $\frac{3}{4}$ gekuppelte Lokomotiven $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$ und $\frac{0 \cdot 6 \cdot 2}{C \cdot 1}$ . . . . . | 511   |
| $\frac{4}{4}$ gekuppelte Lokomotiven $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$ . . . . .   | 513   |



|  | Seite |
|--|-------|
| 4. Fünfsachsige Lokomotiven . . . . .  | 514   |
| $\frac{2}{5}$ gekuppelte Lokomotiven $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ . . . . . | 514   |
| $\frac{3}{5}$ gekuppelte Lokomotiven $\frac{4 \cdot 6 \cdot 0}{2 \cdot C}$ . . . . .         | 514   |
| $\frac{4}{5}$ gekuppelte Lokomotiven $\frac{2 \cdot 8 \cdot 0}{1 \cdot D}$ . . . . .         | 514   |
| $\frac{5}{5}$ gekuppelte Lokomotiven $\frac{0 \cdot 10 \cdot 0}{E}$ . . . . .                | 515   |
| 5. Achtsachsige Lokomotiven . . . . .  | 515   |
| Lokomotiv-Tenderkuppelung . . . . .  | 515   |
| Höhenlage des Kessels . . . . .  | 518   |
| Abnutzung der Radreifen und Eisenbahnschienen . . . . .                                      | 521   |
| Stöße im Triebwerk . . . . .   | 522   |
| Die Wirkungen auf das Gleis . . . . .  | 530   |
| Die Betriebssicherheit . . . . .   | 538   |
| Schlußbemerkung . . . . .  | 543   |

## Dritter Teil.

## Lokomotivversuche und das Entwerfen der Lokomotiven.

|  |     |
|--|-----|
| I. Versuche mit Lokomotiven . . . . .                                    | 544 |
| Einleitung . . . . .   | 544 |
| 1. Versuche über die Wärmeentwicklung . . . . .                          | 546 |
| 1. Die Lokomotivanheizung . . . . .                                      | 546 |
| 2. Die Verbrennung . . . . .   | 546 |
| 3. Der Einfluß der Rostfläche . . . . .                                  | 546 |
| 4. Der Einfluß der Heizfläche . . . . .                                  | 546 |
| 5. Rauch- und Funkenbildung . . . . .                                    | 547 |
| 6. Wärmeverluste . . . . .   | 547 |
| 2. Die Dampfentwicklung . . . . .  | 547 |
| 7. Dampfentwicklung . . . . .  | 547 |
| 8. Wärmebilanz. Desgl. . . . .   | 547 |
| 9. Feuerhöhe . . . . .   | 547 |
| 10. Wasserdampf im Kessel . . . . .                                      | 547 |
| 11. Abblasen der Sicherheitsventile und sonstige Dampfverluste . . . . . | 547 |
| 12. Größe der Regulatoröffnung . . . . .                                 | 547 |
| 3. Die Kraftentwicklung . . . . .  | 547 |
| 13. Indikatorische Untersuchungen . . . . .                              | 547 |
| 14. Kalorimetrische Untersuchungen . . . . .                             | 547 |
| 15. Leer- und Vollgang der Lokomotiven . . . . .                         | 547 |
| 16. Massenkräfte . . . . .   | 547 |
| 17. Rückdruck in den Zylindern . . . . .                                 | 548 |
| 18. Völligkeit der Indikatorgramme . . . . .                             | 548 |
| 4. Das Triebwerk oder die Kraftübertragung . . . . .                     | 548 |
| 19. Die Dampfverteilung . . . . .  | 548 |
| 20. Der Einfluß der Adhäsion gekuppelter Achsen . . . . .                | 548 |
| 5. Die Widerstände . . . . .   | 548 |
| 21. Die Reibungswiderstände . . . . .                                    | 548 |
| 22. Der Eigenwiderstand der leer gehenden Lokomotiven . . . . .          | 548 |
| 23. Der Luftwiderstand . . . . .   | 548 |
| 24. Der Bahnwiderstand . . . . .   | 548 |
| 25. Der Kurvenwiderstand . . . . .                                       | 548 |
| 26. Aus- und Ablaufversuche . . . . .                                    | 549 |
| 6. Lokomotivfahrt . . . . .  | 549 |
| 27. Beschleunigungsversuche . . . . .                                    | 549 |
| 28. Leistungsversuche . . . . .  | 549 |
| 1. Zweck der Versuche . . . . .  | 549 |
| 2. Die Versuchs-Lokomotive . . . . .                                     | 549 |

|   | Seite |
|---|-------|
| a) Auswahl derselben . . . . .  | 549   |
| b) Probefahrt . . . . .   | 550   |
| c) Ausbesserung . . . . .   | 550   |
| d) Ausmessung . . . . .   | 550   |
| e) Ausrüstung . . . . .   | 555   |
| 1. Der Indikator . . . . .  | 556   |
| 2. Der Geschwindigkeitsmesser . . . . .   | 557   |
| 3. Der Kraftmesser . . . . .  | 558   |
| 4. Der Vakuummeter . . . . .  | 558   |
| 5. Die Manometer . . . . .  | 558   |
| f) Die Regulierung der Steuerung . . . . .  | 559   |
| g) Die Probeanheizung . . . . .   | 561   |
| h) Die Probefahrt . . . . .   | 561   |
| 3. Die Versuchsstrecken . . . . .   | 562   |
| a) Auswahl und Beschaffenheit . . . . .   | 562   |
| b) Besondere Anforderungen . . . . .  | 563   |
| 4. Anweisungen für das Bahnhofs- und Streckenpersonal . . . . .                                     | 563   |
| 5. Der Versuchszug . . . . .  | 564   |
| 6. Das Personal und seine Dienstleistungen . . . . .  | 564   |
| 1. Der Lokomotivführer . . . . .  | 564   |
| 2. Der Heizer . . . . .   | 565   |
| 3. Ein geeigneter Schlosser . . . . .   | 565   |
| 4. Der Zugführer . . . . .  | 565   |
| 5. Der Schaffner . . . . .  | 565   |
| 6. Der leitende Beamte . . . . .  | 566   |
| 7. Die Materialien . . . . .  | 566   |
| a) Das Heizmaterial . . . . .   | 566   |
| b) Das Speisewasser . . . . .   | 566   |
| c) Das Schmieröl . . . . .  | 567   |
| 8. Die Behandlung der Lokomotive . . . . .  | 567   |
| a) Der Eingangs-Regulator . . . . .   | 567   |
| b) Der Füllungsgrad . . . . .   | 567   |
| c) Die Bedienung des Feuers . . . . .   | 567   |
| d) Der Dampfdruck und das Speisen . . . . .   | 569   |
| e) Die Rost- und Rauchkammerspritze . . . . .   | 569   |
| f) Das Schmieren . . . . .  | 569   |
| g) Das Sandstreuen . . . . .  | 569   |
| 9. Das Indizieren . . . . .   | 569   |
| 10. Die Vorversuche . . . . .   | 571   |
| a) Die Fahrt der Lokomotive vom Heizhaus bis zum Zuge . . . . .                                     | 571   |
| b) Aufnahme von Indikatordiagrammen an der Lokomotive ohne Zug. (Leer-<br>lauf-Diagramme) . . . . . | 571   |
| c) Der Eigenwiderstand der Lokomotive und des Zuges . . . . .                                       | 572   |
| d) Ausprobierung des Exhaustors . . . . .   | 572   |
| e) Probeanheizungen der Lokomotive . . . . .  | 573   |
| f) Bestimmung der Wasser- und Dampfverluste . . . . .   | 573   |
| 1. Der Injektoren . . . . .   | 573   |
| 2. Der Rostspritze . . . . .  | 573   |
| 3. Der Rauchkammervorspritze . . . . .  | 573   |
| 4. Der Luftpumpe . . . . .  | 573   |
| 5. Der Dampfverbrauch der Kohlenspritze . . . . .   | 574   |
| 6. Der Wasserverbrauch beim Kohlennässen mit Eimern . . . . .                                       | 574   |
| 7. Der Dampfverbrauch der Dampfsandstreuer . . . . .  | 574   |
| 8. Der Dampfverbrauch durch die Zentralöler . . . . .   | 574   |
| 9. Der Dampfverlust durch die Sicherheitsventile . . . . .  | 574   |
| 11. Die Dampfentwicklung . . . . .  | 574   |
| a) Das Vakuum . . . . .   | 575   |
| b) Der Einfluß des Windes . . . . .   | 575   |
| c) Der Wasserstand im Kessel . . . . .  | 575   |



|  | Seite |
|--|-------|
| 12. Die größte Lokomotivleistung . . . . .             | 582   |
| 13. Die indizierte Zugkraft . . . . .                  | 585   |
| 14. Die beförderte Zuglast . . . . .                   | 592   |
| 15. Die indizierte Leistung . . . . .                  | 596   |
| 16. Der Kohlenverbrauch . . . . .                      | 598   |
| 17. Der Wasser- und Dampfverbrauch . . . . .           | 600   |
| Die Dampfverwertung . . . . .                          | 604   |
| 18. Der Verbrauch an Schmiermaterialien . . . . .      | 614   |
| 19. Indikatorische Untersuchungen . . . . .            | 614   |
| a) Die Dampfeinströmung . . . . .                      | 614   |
| b) Die Expansion . . . . .                             | 614   |
| 1. Hochdruckzylinder . . . . .                         | 615   |
| 2. Niederdruckzylinder . . . . .                       | 616   |
| c) Die Ausströmung . . . . .                           | 616   |
| d) Die Kompression . . . . .                           | 616   |
| 1. Hochdruckzylinder . . . . .                         | 616   |
| 2. Niederdruckzylinder . . . . .                       | 616   |
| 20. Kalorimetrische Untersuchungen . . . . .           | 617   |
| 29. Die Zuggeschwindigkeit . . . . .                   | 621   |
| 30. Die Nutzleistung . . . . .                         | 622   |
| 7. Störende Bewegungen der Lokomotive . . . . .        | 622   |
| 31. Die zuckenden Bewegungen der Lokomotiven . . . . . | 623   |
| 32. Die schwankenden Bewegungen . . . . .              | 624   |
| 33. Die wogenden Bewegungen . . . . .                  | 624   |
| 34. Die wankenden Bewegungen . . . . .                 | 624   |
| 35. Die nickenden Bewegungen . . . . .                 | 625   |
| 36. Die schlingernenden Bewegungen . . . . .           | 625   |
| 37. Die Ausgleichhebel . . . . .                       | 625   |
| 38. Die Kurvenbeweglichkeit . . . . .                  | 625   |
| II. Das Entwerfen von Lokomotiven . . . . .            | 626   |
| Einleitung . . . . .                                   | 626   |
| 1. Die Berechnung der Lokomotivkraft . . . . .         | 626   |
| Die indizierte Zugkraft der Nutzlast . . . . .         | 632   |
| 2. Der Dampfkessel . . . . .                           | 634   |
| A. Berechnung der Dampfentwicklung . . . . .           | 634   |
| B. Entwerfen des Dampfkessels . . . . .                | 637   |
| C. Festigkeitsberechnungen . . . . .                   | 641   |
| a) Die kupferne Feuerbuchse . . . . .                  | 641   |
| b) Der eiserne Kessel . . . . .                        | 643   |
| c) Die übrigen Kesselbestandteile . . . . .            | 648   |
| 3. Das Laufwerk . . . . .                              | 648   |
| A. Die Achsen . . . . .                                | 648   |
| a) Zahl der Achsen . . . . .                           | 648   |
| b) Achsenanordnung . . . . .                           | 650   |
| c) Der Radstand . . . . .                              | 652   |
| 1. Der gesamte Radstand . . . . .                      | 652   |
| 2. Die einzelnen Radstände . . . . .                   | 654   |
| Lastverteilung . . . . .                               | 654   |
| d) Bewegliche Achsen . . . . .                         | 661   |
| e) Abmessungen . . . . .                               | 661   |
| 1. Raddurchmesser . . . . .                            | 661   |
| 2. Materialbeanspruchung . . . . .                     | 662   |
| a) Berechnung der Achswellen . . . . .                 | 662   |
| b) Die Radreifen . . . . .                             | 665   |
| B. Der Rahmenbau . . . . .                             | 666   |
| a) Die eigentlichen Rahmenstücke . . . . .             | 666   |
| 1. Bauarten . . . . .                                  | 666   |
| 2. Festigkeitsberechnungen nach v. Borries . . . . .   | 667   |



|   | Seite |
|---|-------|
| A. Beanspruchung und Berechnung der Rahmen . . . . .                  | 667   |
| 1. Im Betriebe . . . . .  | 667   |
| 2. Beanspruchung beim Heben . . . . .                                 | 670   |
| b) Die Rahmenverbindungen . . . . .                                   | 672   |
| c) Die Achsbuchsen . . . . .  | 672   |
| d) Die Tragfedern . . . . .   | 672   |
| e) Zug- und Stoßfedern . . . . .                                      | 673   |
| f) Die Ausgleichhebel . . . . .                                       | 673   |
| 4. Das Triebwerk . . . . .  | 674   |
| A. Die Steuerung . . . . .  | 674   |
| B. Die Kraftübertragung . . . . .                                     | 674   |
| a) Bauarten . . . . .   | 674   |
| b) Einzelheiten . . . . .   | 675   |
| 1. Die Zylinder . . . . .   | 675   |
| 2. Die Gradführungen . . . . .  | 676   |
| 3. Die Kurbelstangen . . . . .  | 676   |
| 4. Die Kuppelstangen und Zapfen . . . . .                             | 677   |
| 5. Ausrüstung der Lokomotiven . . . . .                               | 679   |
| Der Tender . . . . .  | 680   |
| Anhang. Hauptverhältnisse der wichtigeren Lokomotivbauarten . . . . . | 681   |
| Sachverzeichnis . . . . .   | 683   |
| Namenverzeichnis . . . . .  | 691   |
| Literaturverzeichnis . . . . .  | 692   |

## Einleitung.

### Zusammenwirken der einzelnen Vorgänge.

Bei der Wirkungsweise der Lokomotiven sind zunächst 3 Vorgänge zu unterscheiden, deren Zusammenhang hier als Einleitung kurz dargestellt werden soll.

Nach einem physikalischen und thermodynamischen Grundsatz entspricht eine gewisse Wärmemenge stets einer bestimmten mechanischen Arbeit, und zwar entwickelt 1 WE, d. i. diejenige Wärmemenge, die 1 kg Wasser zugeführt werden muß, um es von 0 auf 1° C zu erwärmen, stets eine mechanische Arbeit von 424 kgm. Diese thermodynamische Konstante wird in der Regel durch einen echten Bruch

und mit dem Buchstaben  $A$  bezeichnet.  $A = \frac{1}{424}$  WE ist daher der Wärmewert der Arbeitseinheit. 75 kgm in 1 Sek. ausgeübt nennt man 1 PS, so daß mit 1 WE  $\frac{424}{75} = 5,65$  PS erzeugt werden können; oder auf 1 PS-st kommen  $A \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60 = \frac{75 \cdot 60 \cdot 60}{424} = 637$  WE.

Soll die Leistungsfähigkeit einer Wärmekraftmaschine bestimmt werden, so sind folgende Fragen zu beantworten:

1. Wieviel WE entwickelt die Gewichtseinheit des Arbeitsstoffes.
2. Wieviel Gewichtseinheiten des Arbeitsstoffes werden in der Zeiteinheit verbraucht, und
3. Wie groß ist die wirkliche Arbeitsleistung einer WE (Wirkungsgrad).

Die dritte Frage verteilt sich auf mehrere besondere Vorgänge:

- a) Die nutzbare Heizkraft des Verbrennungsstoffes;
- b) die Dampfentwicklung und
- c) die Dampfverwertung.

Hiermit treten bei der Arbeitsentwicklung einer Lokomotive zunächst drei Vorgänge auf:

- die Verbrennung,
- die Verdampfung und
- die Kraftentwicklung,

die in ihrer Wirkung übereinstimmen, und daher der Rost, der Dampfkessel und die Maschine in ihrer Größe der beanspruchten Leistung entsprechen müssen, wozu auf Adhäsionsbahnen noch eine vierte Vorbedingung bezüglich der Kraftübertragung über das Reibungsgewicht hinzutritt. Hiernach entspricht die Leistung einer Lokomotive, wie bei jedem Bauwerk, der schwächsten Stelle, also hier dem schwächsten der genannten vier Vorgänge. Jedes Übermaß eines derselben ist unnötig und nachteilig. Was nützt z. B. eine große Maschine, wenn der Kessel nicht imstande ist, den erforderlichen Dampf zu entwickeln, oder wenn der Rost nicht ausreicht, die



nötige Menge Heizmaterial zu verbrennen, oder wenn die Zugkraft zwischen Rad und Schiene die Reibungsgrenze überschreitet.

Die Leistungsbestimmung einer Lokomotive erfolgt nach der gegebenen Darstellung eigentlich in doppelter Hinsicht:

1. der Quantität nach bezüglich der Art und Menge des verbrauchten Heizstoffs und
2. der Qualität nach bezüglich der Wärmeverwertung.

Die erstere wird durch die Heizkraft des Brennmaterials und die Größe der Lokomotive bestimmt und die letztere nach der Güte ihrer Bauart, sie verteilt sich, wie schon bemerkt, auf drei Wirkungsabschnitte, die durch folgende Wertziffern gekennzeichnet werden sollen: Die Heizkraft des Brennmaterials sei mit  $\zeta$  WE/kg bezeichnet, die Verdampfungsziffer mit  $\xi$  WE/kg und der Dampfverbrauch mit  $\eta$  kg/PS-st. Hiernach ist  $\frac{\eta}{\xi} = \alpha$  der Kohlenverbrauch in kg/PS-st und die

entwickelte verfügbare und verbrauchte Wärmemenge ist  $\frac{\eta}{\xi} \zeta = \alpha \cdot \zeta$  WE/PS-st; während das thermodynamische Äquivalent von 1 PS = 637 WE ist. Der endgültige Wirkungsgrad der Lokomotive ist daher  $w = \frac{637}{\frac{\eta}{\xi} \zeta}$ .

Ist z. B. die Heizkraft der Kohle  $\zeta = 7500$  WE/kg,  
 die Verdampfungsziffer  $\xi = 7,5$  kg/kg und  
 der Dampfverbrauch  $\eta = 9$  kg/PS-st,  
 also der Kohlenverbrauch  $\alpha = \frac{\eta}{\xi} = \frac{9}{7,5} = 1,2$  kg/PS-st,

so ist die verbrauchte Wärmemenge  $= \alpha \cdot \zeta = \frac{\eta}{\xi} \zeta = \frac{9}{7,5} \cdot 7500 = 9000$  WE  
 und der Wirkungsgrad

$$w = \frac{637 \cdot 100}{9000} = 7,1\%.$$

Dieser Gesamtwirkungsgrad setzt sich während der drei Arbeitsvorgänge zusammen als Produkt:

1. aus dem Wirkungsgrad der Feuerung,
2. aus dem des Dampfkessels und
3. aus dem der Dampfmaschine, der vom indikatorischen und kalorimetrischen Standpunkt aus betrachtet in doppelter Gestalt auftritt.

Die bei den einzelnen Vorgängen auftretenden Energieverluste sollen im folgenden bei der Besprechung der Wärme-, Dampf- und Kraftherzeugung eingehend behandelt werden.



Druckfehlerzahl = ∞!

## Erster Teil.

# Die Lokomotivkraft.

## I. Die Wärmeentwicklung.

### 1. Heizstoffe.

Als Träger der bewegenden Kraft der Lokomotiven werden, wie bei anderen Wärmekraftmaschinen, gespannte Gase verwendet, und zwar fast ausschließlich der Wasserdampf, der erst durch Zuführung von Wärme aus dem Wasser hergestellt werden muß.

Als Energiequelle wird das in der Natur vorhandene potentielle Arbeitsvermögen benutzt, das in Gestalt von Kohlenlagern als Vorrat in der Erde aufgespeichert und ursprünglich aus der von der Sonne zugestrahlten Energie entstanden ist.

Diese Rohstoffe sind organischer Herkunft und ein Produkt der trockenen Destillation untergegangener Wälder. Die aus Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff bestehenden holzartigen Pflanzen verwandeln sich bei der Erhitzung unter Luftabschluß und langsamer Ausscheidung der beiden letztgenannten Stoffe zunächst in Lignite, die krautartigen in Torf. Aus diesen entstehen Braun- und Steinkohlen, und endlich verwandeln sich diese mehr oder weniger in reineren Kohlenstoff (Anthrazit). Je weiter der Entstehungsprozeß dieser fossilen Kohle fortgeschritten ist, desto ärmer wird sie an flüchtigen, wasserhaltigen Bestandteilen und daher um so reicher an Kohlenstoff. Hiernach sind diese Heizmaterialien in chronologischer Reihenfolge einzuteilen in Holz, Torf, Braunkohlen und die unter den Sekundärformationen befindlichen Stein- und Anthrazitkohlen, die alle beim Lokomotivbetrieb zur Verwendung kommen, vorzugsweise aber nur die beiden letzteren.

Die Holzfeuerung kommt noch in den walddreichen Ländern, wie Rußland und Amerika, aber nur in beschränktem Maße vor, da dieses Material bei geringer Heizkraft einen zu großen Raum erfordert.

Bezüglich ihrer Hauptbestandteile: Kohlenstoff, Sauerstoff, Wasserstoff und Asche, unterscheiden sich diese festen Heizstoffe nach der Dauer ihrer Entstehung, also nach ihrem geologischen Alter und auf Grund der chemischen Elementaranalysen der bei der trockenen Destillation entweichenden Bestandteile; man erhält hiernach folgende Klassifikation als Durchschnitt öfters weit auseinander gehender Werte in runden Ziffern:

|                                | C  | O  | H | Asche | Heizkraft  |                           |
|--------------------------------|----|----|---|-------|------------|---------------------------|
|                                |    |    |   |       | WE $\zeta$ | Dampf-<br>entwickl. $\xi$ |
| Holz . . . . .                 | 50 | 45 | 6 | 1     | 3000       | 3                         |
| Torf . . . . .                 | 55 | 30 | 6 | 8     | 3500       | 3                         |
| Braunkohle . . . . .           | 65 | 20 | 6 | 8     | 4000       | 3,5                       |
| Stein-(Sinter-)kohle . . . . . | 80 | 15 | 5 | 5     | 7000       | 7                         |
| Anthrazitkohle . . . . .       | 90 | 3  | 3 | 2     | 8000       | 9                         |

Man sieht hieraus, daß die Heizkraft der Steinkohlen nicht proportional mit dem C-Gehalt wächst, sondern etwa nach der Formel  $\zeta = 100(C - 10)$ .

Da es hier besonders auf die Steinkohlen ankommt, so mag auf diese bezüglich ihrer Einteilung und Eigenschaften noch etwas näher eingegangen werden. Man unterscheidet besonders vier Einteilungsgründe:

1. nach ihrer physikalischen Beschaffenheit,
2. nach ihrem Verhalten auf dem Roste,
3. nach dem Sauerstoffgehalt (Flammenbildung) und
4. nach dem Gehalt an Bitumen (Gasbildung).

Zu 1 gehören: die Kohäsion, die Härte, die Beschaffenheit der Bruchfläche und die Stärke und Zeitdauer des Rauches.

Zu 2 sind zu unterscheiden die Sand-, Sinter- und Backkohlen.

Zu 3 alle Stufen zwischen den gasreichen Sandkohlen bis zur mageren Anthrazitkohle bei 15 bis 3 Gewichtsprozenten Sauerstoff.

Zu 4 unterscheidet man die kohlenstoffärmsten und wasserstoff- und bitumenreichsten, langflammigen bis zu den älteren, kurzflammigen Kohlen.

Hieraus entsteht folgende, ebenfalls chronologische Reihenfolge:

- Magere, langflammige Kohlen mit starkem Gehalt an flüchtigem Kohlenstoff,  
sinternde, langflammige Kohlen,  
backende, langflammige Kohlen,  
backende, kurzflammige Fett- und Schmiedekohlen mit geringerem Gehalt  
an flüchtigem Kohlenstoff und stark backenden Eigenschaften,  
A sinternde, kurzflammige EBkohlen und  
magere, kurzflammige Anthrazitkohlen.

Die Länge der Flamme nimmt mit dem Sauerstoffgehalt zu, und der Heizeffekt wächst mit der Abnahme der Flamme.

**Kohäsion.** Die für den Lokomotivdienst bestimmten Heizkohlen müssen zwar zur Vermeidung großer Verluste beim Versand eine gewisse Festigkeit besitzen; es ist aber anscheinend noch nicht bewiesen, daß diese Eigenschaft auch als das Kennzeichen einer heizkräftigen Kohle gelten kann.

**Lagerung.** Bei längerer Lagerung der Kohle kann durch Oxydation und Absorption eine höhere Wärme erzeugt werden, so daß Entzündung eintritt, was zu beachten ist; es hat sich jedoch noch kein bestimmtes Urteil darüber gebildet, in welchem Grade die Heizkraft der Kohle durch längere Lagerung vermindert wird.

**Preßkohlen.** Die vielfach zur Anwendung kommenden Preßkohlen werden aus Steinkohlengrus und einem Bindemittel hergestellt, besitzen eine größere Festigkeit als die Förderkohlen und sollten durch diese Brikettierung auch reiner und heizkräftiger sein. Unorganische Bindemittel erhöhen den Aschengehalt. Durch Verkokung (trockene Destillation) kann das Holz in Holzkohle, Torf in Torfkohle, Braunkohle in Grudekoks und Steinkohle in Koks verwandelt und dadurch die Heizkraft erheblich verbessert werden. Hierbei ist zu bemerken, daß



gasreiche Brennstoffe einen geringeren Heizwert haben, wie z. B. der Gaskoks (6500 WE) und eine geringere Verbrennungstemperatur, als gasarme, wie der Hüttenkoks (7000 WE).

Nach neueren Versuchen von Professor Constam und Dr. Schläpfer (Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 1837) ist die nutzbare Verwendung der Steinkohle als Kesselfeuerung am größten bei 16 bis 23% flüchtigen Bestandteilen. Sie ist z. B. beim Gaskoks mit 2% etwa 71%, steigt bei den Ruhrpreßkohlen mit 16,5% auf 75,0% und fällt wieder bei den Fett- und Flammkohlen mit 45% flüchtigen Bestandteilen auf einen Wirkungsgrad von 62,5%.

Hiernach sollten Bahnverwaltungen, die von den Kohlenlagern der Erde weiter entfernt sind, vorzugsweise nur solche bessere Kohlenarten verwenden, um an Transportkosten zu sparen.

Schließlich würden hier noch die Bestrebungen zur Verwendung des Torfs in Form von Koks anzuführen sein.

**Ölfeuerung.** Außer diesen festen Heizstoffen kommen hier noch flüssige in Betracht, und zwar: rohes Erdöl und Erdölrückstände. Das erstere wird besonders in Pennsylvanien gewonnen und auch in Südrußland ist schon eine beträchtliche Anzahl von Lokomotiven und Schiffen mit dieser Feuerung eingerichtet. Die Erdölrückstände sind billiger und haben einen höheren Entflammungspunkt, der ihre Gefährlichkeit vermindert. Die Ölfeuerung, bei der 14 kg Dampf/kg erzeugt werden können, braucht keine Luftzufuhr, wenn Dampf mit eingeblasen wird, und gestattet eine Einschränkung des Heizerpersonals, da es, anstatt zu schippen, nur einige Ventile zu bedienen hat.

## 2. Die Verbrennung.

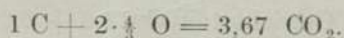
**Oxydation.** Die zur Erlangung einer mechanischen Leistung erforderliche Wärme wird nun durch Verbrennung der Heizstoffe erzeugt. Diese Verbrennung erfolgt allgemein durch Oxydation unter Licht- und Wärmeerscheinung, wobei die Bildung der höchsten Oxydationsstufe anzustreben ist, weil durch diese eine dreimal so große Wärmemenge erzielt wird, als bei der Bildung von Kohlenoxyd. Die absoluten Heizwerte der Grundstoffe sind durch kalorimetrische Versuche ermittelt worden; sie sind für

|   |                         |                  |   |         |       |
|---|-------------------------|------------------|---|---------|-------|
| C | bei der Entwicklung von | CO <sub>2</sub>  | = | 8080 WE |       |
| C | „ „ „ „                 | CO               | = | 2500 „  |       |
| H | „ „ „ „                 | H <sub>2</sub> O | = | 34500 „ | usw., |

so daß man imstande ist, die Heizkraft eines Brennmaterials aus der chemischen Analyse zu bestimmen.

Um einen Überblick über den Einfluß des Sauerstoffs auf die Verbrennungswärme zu gewinnen, sind in der Fig. 1 diese Wärmemengen als Funktion der spezifischen Sauerstoffmenge für einige Stoffe und Verbrennungsprodukte bildlich dargestellt, woraus ersichtlich ist, daß die Wärmemenge beim Kohlenstoff stärker als in linearem Verhältnis wächst, das aber bei anderen Stoffen, wie z. B. Wasserstoff (H), Phosphor (P), Eisen (Fe) und Zink (Zn), augenscheinlich vorliegt. Die aus dem Kohlenstoff und dem Grubengas CH<sub>4</sub> entstehende CO<sub>2</sub> erscheint aus dieser Darstellung als eine noch entsprechend niedrige Oxydationsstufe.

Da sich die Atomgewichte von C und O wie 3 : 4 verhalten, so entstehen aus einem Gewichtsteil C bei seiner vollkommenen Verbrennung zu CO<sub>2</sub>



Der O wird der atmosphärischen Luft entzogen, die bekanntlich mit dem Stickstoff (N) im Gewichtsverhältnis 23 : 77 = 1 : 3,35 mechanisch gemengt ist ; es treten daher noch  $3,35 \cdot 2,67 = 8,93$  Gewichtsteile N hinzu, so daß nun, bei einem Luftverbrauch von 11,6, 12,6 Gewichtsteile Feuergase entstehen. Enthält der Heizstoff selbst noch H und O, so vereinigt sich der letztere mit  $\frac{O}{8}$  H zu Wasser und der theoretische Luftverbrauch wird dann

$$2 \cdot \frac{1}{8} (1 + 3,35) = 11,60 \text{ C} \\ + 8(1 + 3,35) \left( H - \frac{O}{8} \right).$$

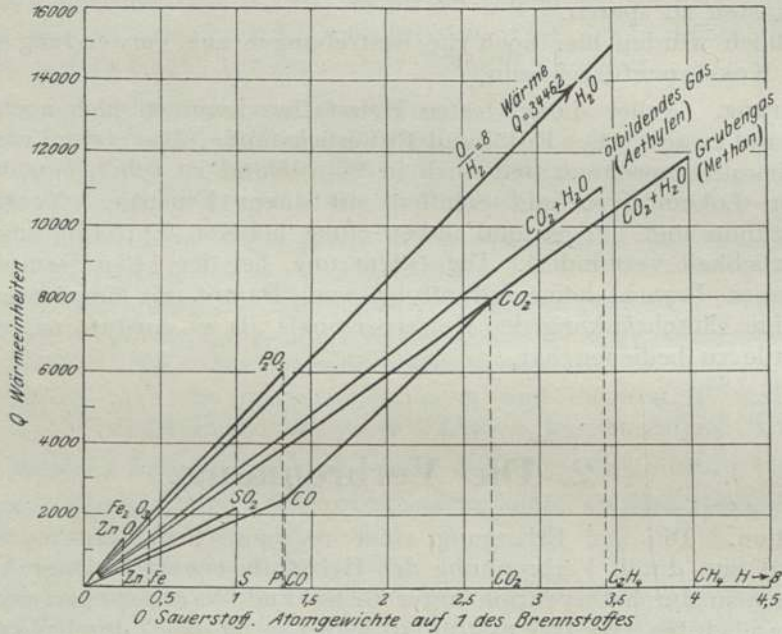


Fig. 1. Verbrennungswärme. Einfluß des Sauerstoffs.

Die aus 1 kg Brennstoff entstehende Heizgasmenge ist dann

$$12,60 \text{ C} + 35,80 \left( H - \frac{O}{8} \right) + 11 \cdot O$$

ohne Berücksichtigung der Feuchtigkeit der Verbrennungsluft, sowie des Gehalts der Kohle an  $H_2O$ , N, O usw.

Ist nun die spezifische Wärme dieser Gase bei konstanter Spannung durchschnittlich  $c = 0,25$  WE/kg, so erhält man die erzeugte Temperatur aus der Verbrennungsgleichung bei guter Kohle

$$g \cdot c_p \cdot t_0 = 12,6 \cdot 0,25 \cdot t_0 = 7500 \text{ WE} \\ \text{kg} \cdot \frac{\text{WE}}{\text{kg} \cdot \text{C}} \cdot t = \text{WE}; \quad \text{oder } t_0 = 2380^\circ \text{ C.}$$

**Luftüberschuß.** Allein diese Wärmestufe wird in der Wirklichkeit nie erreicht, weil tatsächlich zur vollkommenen Verbrennung eine viel größere Luftmenge zugeführt werden muß, und zwar mindestens das 1,3 bis 2fache, und hierin liegt schon ein bedeutender Wärmeverlust ; denn es treten etwa noch

$$0,6 (1 + 3,35) 2 \cdot \frac{1}{8} = 0,6 \cdot 11,6 = 6,96 \text{ Gewichtsteile}$$

hinzu, so daß jetzt aus 1 Gewichtsteil C  $12,6 + 6,96 = 19,6$  Heizgase entstehen,



die auf die verfügbaren 7500 WE zu verteilen sind, so daß die erzeugte Verbrennungswärmestufe nur

$$t_0 = \frac{7500}{19,6 \cdot 0,25} = 1530^\circ \text{C}$$

beträgt, wie auch tatsächlich bei guter Kohle durch eigene Versuche mit dem W a n n e r s c h e n Pyrometer annähernd bestätigt worden ist. *Fehloriguella.*

**Wärmeverlust.** Durch die Erwärmung der eigentlich überflüssigen Luftmenge gehen  $\frac{6,96}{19,6} \cdot 100 =$  etwa 36% für die Verbrennungswärme verloren, so daß nur ein Wirkungsgrad von 64% erreicht wird. Diesem Luftüberschuß wird allerdings ein Teil seiner Wärme nutzbar zur Dampfbildung wieder entzogen, und nur der Rest, der mit den Heizgasen aus dem Schornstein entweicht, ist vollständig verloren. Ist z. B. die Temperatur derselben, wie ebenfalls durch eigene Versuche ermittelt wurde,  $350^\circ \text{C}$ , so ist dieser Verlust  $19,6 \cdot 0,25 \cdot 350 = 1715 \text{ WE}$  oder

$$\frac{1715}{7500} \cdot 100 = \text{etwa } 23\%.$$

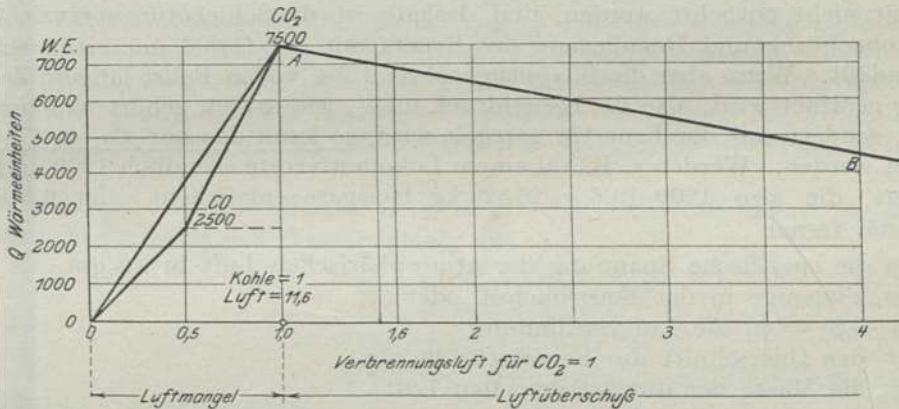


Fig. 2. Heizkraft der Steinkohle.

Fig. 2 zeigt die Abhängigkeit der mit 1 kg des reinen Kohlenstoffs erzeugten Wärme von der Menge des zugeführten Sauerstoffs bzw. der Luft. Diese auf der Abszissenachse gedachten Werte steigern bei ihrer Zunahme die erzeugte Wärmemenge von 0 ausgehend bis zum Punkte A, in dem bei vollkommener Verbrennung zu  $\text{CO}_2$  die Luftmenge  $11,6 = 1$  gesetzt ist. Ist diese nur  $\frac{1}{2}$ , so fällt die Wärmemenge  $Q$  bei gleichmäßiger Verteilung der Luft und ausschließlicher Entwicklung von CO auf 2500. Unter der Annahme, daß bei der Verbrennung möglichst viel  $\text{CO}_2$  und im übrigen nur eine Verkokung eintreten würde, so erreichte man etwa die Wärmemenge  $\frac{1}{2} \cdot 7500 = 3750 \text{ WE}$ . Wird die zugeführte Luftmenge mit  $x$  bezeichnet, so würden unter der fraglichen Annahme der besten Ausnutzung  $Q = 7500 x \text{ WE}$  entwickelt werden, so daß diese, als lineare Funktion der Luftzufuhr, durch die gerade Linie OA dargestellt werden könnte. Tatsächlich wird weder das eine, noch das andere eintreten, sondern die beiden Voraussetzungen sind als die Grenzzustände zu betrachten, zwischen denen in Wirklichkeit der Verlauf der Wärmekurve zu suchen ist. Ist aber ein Luftüberschuß vorhanden, also  $x > 1$ , so ist damit stets ein Wärmeverlust gleich

$$\mathfrak{B} = (x - 1) 11,6 \cdot 0,25 \cdot 350 \text{ WE}$$

verbunden, so daß die nutzbar entwickelte Wärme nach Abzug desselben

$$Q' = Q - \mathfrak{B} = 7500 - (x - 1) 1015 \text{ wird,} \\ = 8515 - 1015 x,$$

was durch die Gerade  $AB$  dargestellt wird. Ein jedes Zehntel des Luftüberschusses führt einen Wärmeverlust von

$$\frac{1}{10} \cdot \frac{11,6 \cdot 0,25 \cdot 350}{7500} \cdot 100 = \frac{1}{10} \cdot \frac{1015}{7500} \cdot 100 = 1,35\%$$

herbei.

Man kann hierdurch beurteilen, wieviel Wärme verloren geht, wenn man bedenkt, daß ein solcher Luftüberschuß durch unrichtige Behandlung der Feuerung 100%, also der Wärmeverlust um  $1,35 \cdot 10 = 13,5\%$  größer werden kann. Ein solcher und noch viel größerer Verlust kann im Lokomotivdienst sehr leicht, und zwar auf verschiedene Weise eintreten:

1. wenn die Aschklappe zu weit aufsteht und das dürfte täglich vorkommen; denn es gibt Lokomotivführer, die sich kaum an der Aschklappe vergreifen, selbst wenn der Kessel noch so stark abbläst, und
2. durch die Feuertür.

Solange es noch keine mechanischen Feuerungen gibt, kann allerdings die Feuertür nicht entbehrt werden, und deshalb ist die Schiebetür vorzuziehen, die zur Beobachtung und Regulierung des Feuers mit der Gabel nur einen schmalen Spalt zuläßt. Wenn aber die Klapptür während der vollen Fahrt längere Zeit vollständig geöffnet wird, also der Kesseldruck nicht, wie es sich gehört, mit der Aschklappe, sondern mit der Feuertür geregelt wird, so kann das nur als ein Unfug bezeichnet werden. Werden z. B. auf einem Lokomotivroste stündlich 1200 kg Kohlen verfeuert, die also  $1200 \cdot 19,6 = 23520$  kg Heizgase entwickeln, oder 6,5 kg/sek; bezeichnet ferner

- $p$  die spezifische Spannung der atmosphärischen Luft in kg/qm,
- $p_1$  diejenige in der Feuerbuchse, oder
- $p - p_1 = \varphi_1$  die Luftverdünnung,
- $F$  den Querschnitt des Feuerlochs in qm,
- $m$  die Masse der durchströmenden Luft,
- $v$  die Geschwindigkeit derselben in m/sek und
- $\gamma$  das Gewicht der Raumeinheit derselben in kg/cbm,

so folgt aus dem Satz der Arbeit und der lebendigen Kraft für die widerstandslose Bewegung der Gase

$$(p - p_1)^{\text{kg/qm}} \cdot F^{\text{qm}} \cdot v^{\text{m}} = \frac{m v^2}{2} = \frac{F \cdot v \cdot \gamma \cdot v^2}{g \cdot 2},$$

oder

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{p - p_1}{\gamma}},$$

die bekannte Weisbachsche Formel.

Ist nun z. B.  $p - p_1 = \varphi_1 = 10$  cm Wassersäule  $= \frac{10}{10 \cdot 100} = \frac{1}{100}$  Atm.  $= 100$  kg/qm und  $\gamma = 1,25$ , so wird

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 100}{1,25}} = 39,6 \text{ m/sek};$$

es strömen in der Sekunde durch  $F = \frac{1}{2}$  qm etwa 8 cbm  $= 10$  kg Luft ein und zwar auf  $\frac{1200}{60 \cdot 60} = \frac{1}{3}$  kg Kohle, oder 30 kg auf 1 kg Kohle mit einem Wärmeverlust von  $30 \cdot 0,25 \cdot 350 = 2625$  WE  $= \frac{2625}{7500} \cdot 100 = 35\%$  der ganzen, verfügbaren Wärme-



menge. Der vergrößerte Luftüberschuß würde dabei das  $\frac{30}{11,6} = 2,6$ fache betragen. In Wirklichkeit steigert sich der Wärmeverlust aber dadurch noch mehr, daß die Saugwirkung auf dem Roste verringert wird, die ohne Widerstand einströmende kalte Luft mit größerer Geschwindigkeit durch den Langkessel strömt und daher die Rauchkammer mit einer höheren Temperatur erreicht.

**Luftmangel.** Im Gegensatz hierzu kann aber auch durch Luftmangel ein empfindlicher Verlust an nutzbarer Wärme herbeigeführt werden.

Nehmen wir einmal an, daß  $\frac{2}{5}$  der Kohle nicht zu  $\text{CO}_2$ , sondern nur zu  $\text{CO}$  verbrennten, so würde dieser Teil nicht 7500, sondern etwa nur 2500 WE entwickeln, also im ganzen nur  $\frac{3}{5} \cdot 7500 + \frac{2}{5} \cdot 2500 = 5500$  WE mit einem Wärmeverlust von

$$\frac{7500 - 5500}{7500} \cdot 100 = 26,7 \%$$

Man könnte daher den Quotienten  $\frac{\text{CO}_2 \cdot 100}{\text{CO}_2 + \text{CO}}$  den Vollkommenheitsgrad der Verbrennung nennen; er ist in diesem Falle  $\frac{\frac{3}{5} \cdot 3,67 \cdot 100}{\frac{3}{5} \cdot 3,67 + \frac{2}{5} \cdot 2,33} = 70\%$ .

Man erkennt hieraus, welche Bedeutung es hat, sich hierüber Gewißheit zu verschaffen, was auch in einfacher Weise durch Rauchgasanalysen mit dem Orsat'schen Apparate geschehen kann, oder auch mit einem der neueren, registrierenden Apparate, durch die eine eigentliche Kontrolle des Heizers erst möglich wird. Solche Untersuchungen könnten gleichzeitig mit Temperaturmessungen verbunden werden.

**Rauchgase.** Die theoretische Zusammensetzung der Rauchgase ergibt sich ohne Berücksichtigung des Wasserdampfs aus

$$\begin{aligned} & 1 \text{ C} + 11,6 \text{ atmosph. Luft} \\ & = 1 \text{ C} + 2 \cdot \frac{1}{2} \text{ O} + 3,35 \cdot 2 \cdot \frac{1}{2} \text{ N} \\ & = 1 \text{ C} + 2,67 \cdot \text{O} + 8,93 \text{ N} \\ & = 12,6 \text{ Rauchgase, wozu dann öfters noch etwa 0,8} \end{aligned}$$

Gewichtsteile Wasser kommen.

Wird also der O vollständig verbraucht, so erhält man folgende theoretische Rauchgasanalyse:

$$\left. \begin{array}{l} \text{C} \quad 1 \quad 8\% \\ \text{O} \quad 2,67 \quad 21\% \\ \text{N} \quad 8,93 \quad 71\% \end{array} \right\} \text{ in ganzen Ziffern.}$$

$$\text{Rauchgase } 12,6 \quad 100\%$$

Ist aber der Luftverbrauch das  $f$ -fache, so ist die Elementaranalyse

$$\begin{array}{l} \text{C} \quad 1 \\ \text{O} \quad 2,67 \cdot f \\ \text{N} \quad 8,93 \cdot f \\ \hline 1 + 11,6 f \end{array}$$

Ist z. B. der Luftüberschuß  $0,6 = 60\%$ , also der Luftverbrauchscoeffizient  $f = 1,6$ , so erhält man

$$\begin{array}{l} \text{C} = 1 = 5\% \\ \text{O} = 4,27 = 22\% \\ \text{N} = 14,29 = 73\% \\ \hline \text{Rauchgase } 1 + 11,6 \cdot 1,6 \quad 100\% \\ \quad = 1 + 18,6 \\ \quad = 19,6 \end{array}$$

und die Rauchgasanalyse :

|                 |             |
|-----------------|-------------|
| CO <sub>2</sub> | 3,67 = 19%  |
| O               | 1,60 = 8%   |
| N               | 14,29 = 73% |
|                 | <hr/>       |
|                 | 19,6 100%   |

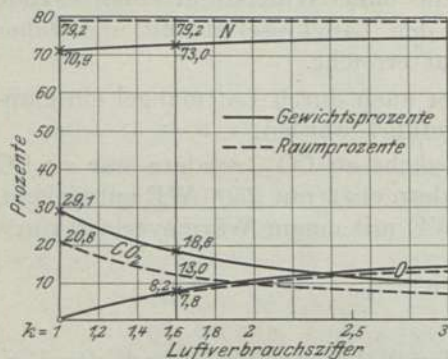


Fig. 3. Rauchgasanalyse. Bestandteile an CO<sub>2</sub>, N und freiem O als Funktion der zugeführten Luftmenge.

vorliegenden Falle  $0,6 \cdot 2\frac{2}{3} \cdot 4,35 = 19,6 - 12,6 = 7,0$  oder  $\frac{7 \cdot 100}{11,6} = 60\%$ .

Es hat sich in der Tat durch praktische Versuche herausgestellt, daß das erreichbare Maximum von CO<sub>2</sub> eigentlich nur 18% beträgt, entsprechend einem Luftüberschuß von

$$\xi - 1 = \frac{100(1 + 2,67) - 18}{11,6} - 1 = \text{etwa } 67\%.$$

Man erkennt aus diesen Betrachtungen, daß man aus der Rauchgasanalyse rückwärts nicht nur die Güte der Verbrennung, sondern auch den Luftüberschuß feststellen kann.

Beispiel. Versuche von Strahl an Lokomotiven.

Gewichtsanalyse.

|                      |                             |                        |
|----------------------|-----------------------------|------------------------|
| CO <sub>2</sub> : 17 | = 1 C + 2 · $\frac{1}{2}$ O | = 3,67 = 27% C + 73% O |
| CO : 1               | = 1 C + 1 · $\frac{1}{2}$ O | = 2,33 = 43% C + 57% O |
| O : 6,5              |                             |                        |
| N : 75,5             |                             |                        |
|                      | <hr/>                       |                        |
|                      | 100                         |                        |

Hiernach sind, und zwar ohne den Wasserdampf, folgende Grundstoffe vorhanden :

|                                  |          |
|----------------------------------|----------|
| C = 17 · 0,27 + 1,0 · 0,43       | = 5,02   |
| O = 17 · 0,73 + 1,0 · 0,57 + 6,5 | = 19,48  |
| N = 75,5                         | = 75,50  |
|                                  | <hr/>    |
|                                  | rund 100 |

Man erhält also folgende Elementaranalyse im Vergleich zu der bei 60% Luftüberschuß ( $\xi = 1,60$ ) :

|                                 |              |
|---------------------------------|--------------|
| C = 1,00                        | 1,00         |
| O = 3,88                        | 4,27         |
| N = 15,04                       | 14,29        |
|                                 | <hr/>        |
| Rauchgase                       | 19,92 19,56  |
| und für $\xi = 1$               | = 12,60 12,6 |
| also der aus den Rauchgasen be- | 7,32 7,0     |
| rechnete Luftüberschuß          | = 63 60%     |

Fig. 3 gibt eine bildliche Darstellung dieser theoretischen Rauchgasanalyse als Funktion der zugeführten Verbrennungsluftmenge.

Je mehr die wirkliche Beschaffenheit der Rauchgase von der theoretischen Analyse abweicht, je mehr also CO, O und N vorhanden sind, desto weiter entfernt sich der Verbrennungsvorgang von dem regelrechten. Insbesondere ist das Vorhandensein des freien O, ebenso wie des CO, für die Vollkommenheit der Verbrennung ein Kennzeichen für den Luftüberschuß. Dieser ist =  $4,35 \cdot O$ , im



Zu den 14,29 Gewichtsteilen N gehören 4,27 O; es fehlen daher sogar  $0,39 + \frac{15,04 - 14,29}{3,35} = 0,61$  oder 3% O. Es ist also anzunehmen, daß diese an den außer acht gelassenen H gegangen sind, der 8 Atomgewichte O zum Verbrennen braucht, und an den etwa noch vorhandenen Schwefel.

Was den Luftüberschuß anbetrifft, so ist das Ergebnis dieser Analyse als ein recht gutes zu betrachten, da es auf eine sachgemäße und geschickte Bedienung des Feuers hinweist, die außerdem auch noch durch den geringen CO-Gehalt bestätigt wird. In 1,0 Gewichtsteilen CO sind  $1,0 \cdot 0,43 = 0,43$  C enthalten, so daß  $5,02 - 0,43 = 4,59$  zu  $\text{CO}_2$  und nur 0,43 zu CO verbrannt wurden, so daß durch unvollkommene Verbrennung nur  $\frac{0,43 (7500 - 2500)}{5,02 \cdot 7500} = 100 = 5,4\%$  verloren gegangen sind. Das gleichzeitige Vorhandensein von CO und O in den Rauchgasen ist ein Kennzeichen ungleichmäßiger Verbrennung auf dem Roste.

Der Verbrennungsprozeß auf dem Roste der Lokomotiven wird aber nicht immer so günstig sein und sogar bei ortsfesten Dampfkesseln, bei denen aus verschiedenen Gründen eine viel sorgfältigere Feuerbedienung möglich ist, kommen unter Umständen weit ungünstigere Analysen vor, wie z. B. folgende:

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &: 7,6 \times (0,27 \text{ C} + 0,73 \text{ O}) \\ \text{CO} &: 0,01 \times (0,43 \text{ C} + 0,57 \text{ O}) \\ \text{O} &: 15,7 \qquad \qquad \qquad 15,70 \\ \text{N} &: 74,5 \qquad \qquad \qquad 74,5 \\ \text{H}_2\text{O} &: 2,2 \times (0,11 \text{ H} + 0,89 \text{ O}) = 0,24 \text{ H} + 1,96 \text{ O}. \end{aligned}$$

Hieraus folgt die Elementaranalyse:

$$\begin{array}{r} \text{C} : 2,056 = 1,00 \text{ anstatt } 1,00 \\ \text{O} : 23,202 = 11,29 \quad \text{,,} \quad 4,27 \\ \text{N} : 74,500 = 36,24 \quad \text{,,} \quad 14,29 \\ \text{H} : 0,242 = 0,10 \quad \text{,,} \quad - \\ \hline 100 \qquad 48,6 \qquad 19,6 \end{array}$$

Da die Kohle nur wenig N enthält (etwa 1%), so kann er nur von der Verbrennungsluft herrühren; es sind daher für 1 kg des Brennstoffs  $36,24 - 14,29 = 21,95$  Gewichtsteile zu viel vorhanden, so daß der Luftüberschuß aus dem N-Gehalt berechnet  $\frac{36,24 \cdot 160}{14,29} - 100 = 306\%$  beträgt; der Sauerstoffgehalt ergibt die Ziffer

$$\frac{11,29 - \frac{1,960}{2,056}}{4,27} \cdot 160 - 100 = \frac{11,29 - 0,95}{4,27} \cdot 160 - 100 = 288\%.$$

Deshalb ist beim Betrieb ortsfester Dampfkessel schon mehrfach eine Heizerkontrolle zur Kohlenersparnis eingeführt worden, z. B. mit dem in der Fig. 4 dargestellten Erfolg, in der die Kohlenersparnisse als Funktion des Kohlensäuregehalts in den Rauchgasen aufgetragen ist.

Rechnet man bei der Rauchgasanalyse mit Raumprozenten, so ergibt sich aus folgender Untersuchung eine praktische Vereinfachung. 1 C + 11,6 l Luft ergibt, unter Vernachlässigung anderer Bestandteile wie CO, CH<sub>4</sub>, S usw., also annähernd dem Gewicht nach:

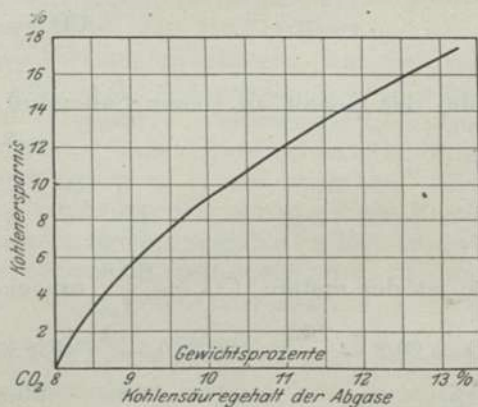


Fig. 4. Heizerkontrolle. Kohlenersparnis in Prozenten des ganzen Verbrauchs.

$$\begin{array}{l}
 \text{für } 0^{\circ} \text{ C} \\
 \text{und } 0 \text{ kg Überdruck} \\
 (1 + 2,67) \text{ CO}_2, \quad \text{spez. Gew. } \gamma_c = 1,91 \\
 + 8,93 \text{ f N}, \quad \text{,, } \gamma_n = 1,22 \\
 + 2,67 (\text{f} - 1) \text{ O}, \quad \text{,, } \gamma_o = 1,38 \\
 \mathcal{G} = 3,67 + 8,93 \text{ f} + 2,67 (\text{f} - 1) \quad \text{Gewichtsteile} \\
 \mathfrak{R} = \frac{3,67}{\gamma_c} + \frac{8,93 \text{ f}}{\gamma_n} + \frac{2,67 (\text{f} - 1)}{\gamma_o} \quad \text{Raumteile.}
 \end{array}$$

Daher sind z. B. an N vorhanden

$$\frac{8,93 \text{ f}}{\mathfrak{R}} \cdot 100 \quad \text{Raumprozente.}$$

Nun ist aber nach Gay-Lussac und Avogadro das Verhältnis der Molekulargewichte für  $\frac{\text{CO}_2}{\text{O}_2} = \frac{12 + 2 \cdot 16}{2 \cdot 16} = \frac{44}{32} = 2 \times$  dem Verhältnis der spezifischen Gewichte auf H bezogen

$$= 2 \cdot \left( \frac{1,914}{0,0867} : \frac{1,384}{0,0867} \right) = \frac{2 \cdot 22}{2 \cdot 16},$$

also auch

$$\frac{\gamma_c}{\gamma_o} = \frac{1,91}{1,38} = \frac{1 + 2 \cdot \frac{1}{3}}{2 \cdot \frac{1}{3}} = \frac{3,67}{2,67} = 1,375,$$

so daß die Größe  $\frac{3,67}{\gamma_c} - \frac{2,67}{\gamma_o} = \frac{3,67}{1,91} - \frac{2,67}{1,38}$  im Nenner verschwindet und der

Wert  $\frac{8,93 \text{ f}}{\gamma_n} \cdot 100$  unabhängig von f, also konstant g'leich

$$\frac{100}{1 + \frac{2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \gamma_n}{77 \cdot 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \gamma_o}} = \frac{100}{1 + \frac{23 \cdot 1,22}{77 \cdot 1,38}} = \frac{100}{1 + 0,2624} = 79,2\%$$

gesetzt werden kann. Daher ist auch der größtenteils aus  $\text{CO}_2$  und O bestehende Rest unveränderlich = 20,8%. Da nun ferner der Gehalt an Kohlensäure:

$$\text{CO}_2 = \frac{3,67}{\text{f} \cdot \left( \frac{8,93}{\gamma_n} + \frac{2,67}{\gamma_o} \right)} \cdot 100$$

und der Gehalt an freiem Sauerstoff

$$\text{O} = \frac{2,67 \cdot (\text{f} - 1) 100}{\text{f} \left( \frac{8,93}{\gamma_n} + \frac{2,67}{\gamma_o} \right)},$$

so ist der erstere,  $\text{CO}_2 = \frac{20,8}{\text{f}}$  umgekehrt proportional der Luftüberschufsziffer und

$\text{O} = 20,8 - \frac{20,8}{\text{f}} = 20,8 \left( 1 - \frac{1}{\text{f}} \right)$  (Fig. 3), woraus sich der Wert für f sogleich ergibt, er ist annähernd  $= \frac{20,8}{\text{CO}_2} = \frac{20,8}{20,8 - \text{O}}$ .



**Luftzuführung.** Aus dem Vorstehenden ist ersichtlich, daß die Luftzuführung sorgfältig geregelt werden muß, und es fragt sich daher zunächst, in welcher Weise die Luftzuführung und ihre Regelung bei der Lokomotive bewirkt wird.

**Rost.** Die Lagerstätte des brennenden Heizmaterials ist insofern durchbrochen, als der Rost aus nebeneinander liegenden Stäben besteht, die zwischen sich einen gewissen Raum, die Rostspalten, für den Durchgang der Verbrennungsluft frei lassen. Hiernach unterscheidet man die *gesamte* und die *freie* Rostfläche. Die Stärke der Roststäbe richtet sich nach ihrer Beanspruchung als Träger des Heizmaterials und nach ihrer Festigkeit; sie ist etwa 20 mm. Die Rostspalten dürfen nicht zu schmal sein, damit das Feuer mit Sicherheit geschürt werden kann; sie sollen aber möglichst nur Asche, keine Kohlenstückchen durchfallen lassen. Deshalb richtet sich die Spaltweite auch nach den backenden Eigenschaften der Kohle und erhält das Maß von 8 bis 20 mm. Ich habe sie deshalb bei Versuchsfahrten stets in der Weise praktisch ausprobiert, indem ich von dem anfangs möglichst eng gelegten Roste nach und nach einige Stäbe entfernte bis zu einem Punkte, bei dem sichtlich etwas zu viel unverbrannte Kohle durchfiel.

**Aschklappe.** Die Luftzufuhr erfolgt also bei den Lokomotiven von unten durch den Aschkasten, der die durchfallenden Rückstände aufnimmt und zur Regelung der Luftzufuhr mit Klappen versehen ist. Es ist dringend nötig, daß diese Klappen leicht beweglich sind und luftdicht schließen, um die Luftzufuhr bequem regeln und bei bedenklich anwachsender Kesselspannung, sowie beim Versagen der Strahlpumpen ganz abschneiden zu können. Da aber solche gut schließende Klappen während der vollen Fahrt sich infolge der starken Saugwirkung schwer öffnen lassen; so ist es in solchen Fällen nötig, auf einen Augenblick den Regulator etwas zu schließen. Zweckmäßig ist es daher auch aus diesem Grunde, die Bewegung der Aschkappen durch eine Schraubenspinde zu bewirken.

**Rostkühler.** Beim Durchgang durch den heißen Aschkasten erwärmt sich die Luft und kühlt zugleich den Rost von unten ab, was übrigens auch von Zeit zu Zeit durch den Rostkühler geschehen muß, aber ebenfalls vielfach vom Lokomotivpersonal versäumt wird. Wir kommen bei der Bedienung des Feuers nochmals auf diesen Gegenstand zurück. Es mögen hier nur noch die Bestrebungen angeführt werden, die durch eine besondere Konstruktion des Rostes eine bessere Kühlung und Dauer derselben bewirken sollen. Man hat diesen Zweck durch allerlei komplizierte Formen zu erreichen gesucht.

Eine Vergrößerung der freien Rostfläche durch Anordnung eines Luftspaltennetzes nach allen Richtungen der Rostfläche zur besseren Verteilung der Verbrennungsluft und Kühlung hat sich wenig bewährt. Kreuz- und Querspalten erschweren das Schüren. Es ist auch versuchsweise Dampf unter den Rost geführt worden, was die Schlackenbildung, aber auch die Kesselleistung verringert. Ein Gewinn durch etwaige Bildung von H und O liegt nicht vor, da die vorausgehende chemische Zersetzung einen bedeutenden Wärmearaufwand erfordert. Wassergekühlte Feuerroste (schmiedeeiserne, keilförmige hohle Stäbe) haben die Schlackenbildung erheblich vermindert; die Kühlung darf aber nicht vom Kessel ausgehen. Sie sind indessen an Lokomotiven noch nicht zur Ausführung gekommen. Eine Rostkühlung hat auch noch den Vorteil, daß eine zu starke Erwärmung der Verbrennungsluft und die damit verbundene Verdünnung des O-Gehaltes vermieden wird. 1 cbm Außenluft, auf 1000° C erhitzt, dehnt sich bis auf 4,7 cbm aus, deren O-Gehalt daher dem Gewicht nach auch nur  $\frac{1}{4,7}$  von dem der ursprünglichen Luft beträgt.

**Saugwirkung.** Das Herbeiziehen der zur Verbrennung nötigen Luft geschieht bei den Lokomotiven während der Fahrt durch eine künstliche Saugwirkung, wäh-



rend beim Stillstande der geringe natürliche Zug durch den Hilfsblashahn unterstützt werden kann.

Die durch den ausströmenden Dampf bewirkte selbsttätige Saugwirkung ist von größter Bedeutung; sie bildet eine der genialsten Erfindungen Stephenson's. Es erscheint daher unerlässlich, diesen Vorgang genauer zu untersuchen. Ist beim natürlichen Luftzug eines Schornsteins die äußere Spannung in der Höhe  $h$  über dem Roste  $= p_0$  und  $\gamma_0$  das spezifische Gewicht, ferner  $p$  und  $\gamma$  die entsprechenden Werte der Rauchgase im Innern des Schornsteins in gleicher Höhe, so ist die Kraft des Auftriebs für die darüber befindliche Rauchsäule und die Flächeneinheit des Schornsteinquerschnitts

$$d(p_0 - p) = d\varphi = (\gamma_0 - \gamma) dh.$$

Die spezifischen Volumen  $v_0$  und  $v$  verhalten sich wie  $1 + \alpha_0 t_0 : 1 + \alpha t = \gamma : \gamma_0$ , wenn  $\alpha_0$  und  $\alpha$  die Ausdehnungskoeffizienten und  $t_0$  und  $t$  die Temperaturen bezeichnen. Es ist daher für  $t_0 = 0$

$$d\varphi = \gamma_0 \left( 1 - \frac{1}{1 + \alpha t} \right) dh$$

und

$$\varphi = \frac{h \gamma_0 \alpha t}{1 + \alpha t} = \frac{h \gamma_0 t}{T}$$

unter  $T = 273 + t$ , die absolute Temperatur der Heizgase über dem absoluten Nullpunkte,  $-273^\circ$  C, verstanden.

Ist nun z. B. die Schornsteinhöhe bei einer Lokomotive über dem Roste  $h = 3,5$  m, das spezifische Gewicht  $\gamma_0 = 1,3$  kg/cbm,  $t = 300^\circ$ , so würde in diesem Falle die durch die Luftverdünnung gekennzeichnete Saugwirkung

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{3,5 \cdot 1,3 \cdot 300}{573} = 2,4 \text{ kg/qm sein} \\ &= \frac{2,4}{100^2} \text{ Atm.} = \frac{2,4 \cdot 10 \cdot 100}{100^2} = 0,24 \text{ cm Wassersäule.} \end{aligned}$$

Dieser natürliche Zug ist daher für jegliche Fahrleistungen unzureichend und genügt kaum zum Anheizen, weshalb dieses auch so viel Zeit erfordert, und zwar bis zu vier Stunden und mehr.

Werden z. B. zum Anheizen einer Lokomotive 150 kg Kohlen verbraucht, so ist dies im Verhältnis zur Fahrt bei 1200 kg/st  $\frac{150}{4 \cdot 1200} = \frac{1}{32}$ . Wenn sich nun, wie ich mehrfach bei Versuchen gefunden habe, die Abhängigkeit der Luftverdünnung  $\varphi$  vom Dampfverbrauch, wenn derselbe sehr gering ist, annähernd durch die Formel  $\varphi \text{ cm} = m \text{ cbm/st}$  ausdrücken läßt, so würde die Luftverdünnung im Durchschnitt überschläglic  $\frac{1}{32} \cdot 1,2 \cdot 7,5 = 0,28$  cm sein. Ferner ist von mir die Verbrennung auch während des Stillstandes der fertig angeheizten Lokomotive, also während des Reservedienstes unmittelbar festgestellt worden. Die Dampfentwicklung entsprach bei eingeschränktem Luftzutritt einem Wasserverbrauch aus dem Tender von 160 kg/st.

Während nun dieser natürliche Zug zur Anfachung des Feuers bei ortsfesten Dampfkesseln meistens ausreicht, wird bereits auf Schiffen noch ein künstlicher Zug angewendet, und zwar von unten, als Druckzug, indem der Aschenfall unter Druck gestellt wird, was sich bei der hiermit verbundenen leichten Regulierfähigkeit vortrefflich bewährt hat.

**Exhaustor.** Bei den Lokomotiven benutzt man aber die Saugwirkung des abziehenden Dampfes mit Hilfe des in der Rauchkammer angebrachten unentbehrlichen Exhaustors, dessen Wirkung wir nun genauer untersuchen wollen.



Bezeichnet  $p$  die Pressung,  
 $m$  die Masse,  
 $\gamma$  das spezifische Gewicht,  
 $s$  den Weg und  
 $v$  die Geschwindigkeit

einer bewegten Flüssigkeit, so ergibt sich die hydrodynamische Gleichung:

$$-\frac{dp}{ds} + mg = \frac{dv}{dt}$$

und für die Masseneinheit  $\frac{\gamma}{g}$

$$-\frac{dp}{ds} + \gamma = \frac{\gamma}{g} \frac{dv}{dt};$$

da ferner die Schwerkraft hier vernachlässigt werden kann und  $ds = vdt$ , so erhält man nach Ausführung der Integration  $\frac{p_1 - p}{\gamma} = \frac{v^2}{2g}$  den Satz von der Arbeit und der lebendigen Kraft.

Ist nun  $m_1$  das Gewicht der saugenden Flüssigkeit in der Sekunde,  $F_1$  der Exhaustorquerschnitt und  $\gamma_1$  das spezifische Gewicht des Dampfes in demselben, so ist

$$\frac{p_1 - p}{\gamma_1} = \frac{1}{2g} \left( \frac{m_1}{F_1 \gamma_1} \right)^2 \quad \text{oder}$$

$$p_1 - p = \frac{m_1^2}{2g \cdot F_1^2 \cdot \gamma_1}. \quad (1)$$

In gleicher Weise erhält man für die angesaugte Masse  $m_2$  der Rauchgase unter der Anwendung entsprechender Bezeichnungen:

$$p_2 - p = \frac{m_2^2}{2g \cdot F_2^2 \cdot \gamma_2}. \quad (2)$$

Für den Austritt der vereinigten Dampf- und Gasmassen aus dem Schornstein ist ferner

$$(m_1 + m_2) \frac{v^2}{2g} - \frac{m_1 v_1^2}{2g} + (m_1 + m_2) \int \frac{dp}{\gamma} + \mathfrak{B} = 0.$$

Der Überschuß der lebendigen Kräfte ist gleich der äußeren Arbeit  $(m_1 + m_2) \int \frac{dp}{\gamma}$  plus dem Arbeitsverlust bei den plötzlichen Geschwindigkeitsänderungen

der Masse  $m_1$  von  $v_1$  bis  $v$  und  
 „ „  $m_2$  „ 0 „  $v$

Bezeichnet  $a$  die Spannung der äußeren Atmosphäre =  $100^2$  kg/qm, so ist die äußere Arbeit  $(m_1 + m_2) \frac{a - p}{\gamma}$  und der Arbeitsverlust  $\mathfrak{B} = \frac{m_1(v - v_1)^2}{2g} + \frac{m_2 v^2}{2g}$  und daher

$$2(m_1 + m_2)v^2 - 2m_1 v v_1 + (m_1 + m_2) \frac{a - p}{\gamma} \cdot 2g = 0.$$

$$a - p = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{v[m_1 v_1 - (m_1 + m_2)v]}{m_1 + m_2}$$

Da nun  $m_1 = F_1 v_1 \gamma_1$ ,

$m_2 = F_2 v_2 \gamma_2$  und

$m_1 + m_2 = F \cdot v \cdot \gamma$ , so erhält man jetzt eine dritte Gleichung

$$a - p = \frac{1}{Fg} \cdot \left[ \frac{m_1^2}{F_1 \gamma_1} - \frac{(m_1 + m_2)^2}{F \cdot \gamma} \right]. \quad (3)$$

Diese Formel kann auch noch anders abgeleitet werden.

Bezeichnet  $m_1 = \frac{m_1}{g}$  die Masse des saugenden Dampfes und

$m_2 = \frac{m_2}{g}$  die Masse der angesaugten Heizgase,

so ist bei der Stoßwirkung beider Massen die Bewegungsgröße  $m_1 v_1$  gleich derjenigen der vereinigten Massen  $(m_1 + m_2) v$  + dem Gegendruck in der Schornsteinmündung  $F(a - p)$ ; also ist

$$a - p = \frac{m_1 v_1 - (m_1 + m_2) v}{F} = \frac{1}{F} \left[ \frac{m_1}{g} \cdot \frac{m_1}{F_1 \gamma_1} - \frac{m_1 + m_2}{g} \cdot \frac{m_1 + m_2}{F \cdot \gamma} \right]$$

$$= \frac{1}{F g} \left[ \frac{m_1^2}{F_1 \gamma_1} - \frac{(m_1 + m_2)^2}{F \gamma} \right].$$

Am besten bekannt von diesen Werten sind wohl die Werte von  $m_1$  und  $m_2$ , die auch in einem wenig veränderlichen Verhältnis zueinander stehen.

Ist z. B. die Verdampfungsziffer  $\xi = 7,5$  kg Dampf/kg Kohle, was einem Wirkungsgrad des Kessels von

$$\frac{7,5 \cdot 665}{7500} \cdot 100 = 66,5\%$$

entsprechen würde, so ist, wie wir bereits wissen, bei einer verhältnismäßig günstigen Verbrennung von 1200 kg/st das Gewicht  $m_1 = \frac{1200}{60 \cdot 60} \cdot 7,5 = \frac{1}{3} \cdot 7,5 = 2,5$  kg/sec

und  $m_2 = \frac{0,95 \cdot 1200}{60 \cdot 60} \cdot 15 = 4,75$  kg/sec, was einem Herdrückstand von 5% und einem Luftüberschuß von 20% entspricht. Hiernach würde das Verhältnis

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{4,75}{2,5} = 1,9$$

als ziemlich unveränderlich zu betrachten sein. Es könnte nun versucht werden, die Luftverdünnung in der Rauchkammer, die sich aus der Beziehung  $a - p$  kg/qm

$= \frac{a - p}{100^2} \text{ Atm.} = \frac{(a - p) \cdot 10 \cdot 100}{100^2} \text{ cm Wassersäule} = \varphi$  ergibt, mittels der 3. Gleichung

$$a - p = 10 \varphi = \frac{1}{9,81 \cdot F} \left[ \frac{2,5^2}{F_1 \gamma_1} - \frac{(2,5 + 4,75)^2}{F \cdot \gamma} \right]$$

als hierzu am besten geeignet, zu ermitteln, wenn vorher die etwas unsicheren Werte der spezifischen Gewichte bestimmt werden.

Ist z. B. der Exhaustorüberdruck  $e$  cm Wassersäule = 0,48 kg/qcm, so ist  $\gamma_1 = 0,85$ . Die Rauchgase haben im Schornstein ein spezifisches Gewicht von

$$\gamma_2 = \frac{1,3}{1 + \frac{t}{273}} = \frac{1,3}{1 + \frac{350}{273}} = 0,57,$$

wenn die Temperatur in der Rauchkammer 350° C beträgt.

Hieraus folgt das spezifische Gewicht des Dampf- und Rauchgemisches

$$\gamma = \frac{2,5 \cdot 0,85 + 4,75 \cdot 0,57}{2,5 + 4,75} = 0,67.$$

Ferner sei  $F_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,12^2 = 0,011$  qm

und  $F = \frac{\pi}{4} \cdot 0,50^2 = 0,196$  qm.



Hieraus erhält man jetzt die Luftverdünnung in der Rauchkammer

$$\varphi = \frac{1}{10 \cdot 9,81 \cdot 0,196} \cdot \left[ \frac{2,5^2}{0,011 \cdot 0,85} - \frac{(2,5 + 4,75)^2}{0,196 \cdot 0,67} \right] = 13,8 \text{ cm.}$$

Diese 3. Gleichung führt nur dann zu einem positiven Werte, wenn

$$\frac{m_1^2}{F_1 \gamma_1} > \frac{(m_1 + m_2)^2}{F \gamma},$$

was dazu Anlaß gibt, der Sache etwas näher auf den Grund zu gehen. Es müssen also, selbst wenn die spezifischen Gewichte einander gleichgesetzt werden können,

$$\frac{D}{d} > \frac{m_1 + m_2}{m_1}.$$

Ist nun z. B. wieder  $m_1 = 2,5$ , aber  $m_2 = \frac{1}{3} \cdot 19,6 = 6,5$  kg/sek, was auch vorkommen kann, so müßte  $\frac{D}{d} > \frac{2,5 + 6,5}{2,5} = 3,6$  sein, oder der Schornsteindurchmesser  $D$  müßte mindestens  $= 3,6 \times$  dem Exhaustordurchmesser und wenn dieser, wie im vorliegenden Fall  $d = 120$  mm ist,  $=$  mindestens  $3,6 \cdot 120 = 432$  mm sein, um einen positiven Wert der Luftverdünnung zu erlangen. Das ist aber in Wirklichkeit nicht zutreffend.

**Versuchsergebnisse.** Vergleicht man ferner die berechnete Luftverdünnung mit der tatsächlich beobachteten, so erscheint sie zu gering; denn sie ist nach den Versuchen mindestens  $= 1,75 m_1$ , wenn  $m_1$  den Dampfverbrauch in cbm/Wasser/st bezeichnet; es müßte also

$$\varphi = 1,75 \cdot \frac{2,5 \cdot 60 \cdot 60}{1000} = 15,75 \text{ cm}$$

sein. Ferner ist im allgemeinen zu bemerken, daß die quadratische Steigerung der Saugwirkung mit der Masse  $m_1$  sich nicht ganz bestätigt hat. Die theoretische Dampfmenge ist z. B. für eine zweizylindrige Zwilling-Lokomotive

$$m_1 = \frac{2 \cdot \pi d^2}{4} \cdot \frac{\varepsilon}{100} \cdot \frac{2h}{\pi D} \cdot v \cdot 1000 \cdot \gamma = 10 \cdot \frac{d^2 h}{D} \cdot \varepsilon v \gamma = \frac{u \varepsilon v \gamma}{1000} \text{ kg/st,}$$

wenn  $d$  den Kolbendurchmesser bezeichnet, in m,

$h$  den Kolbenhub in m,

$D$  den Treibraddurchmesser in m,

$v$  die Zuggeschwindigkeit in km/st,

$\varepsilon$  den Füllungsgrad in % von  $h$ ,

$\gamma$  das spezifische Gewicht des einströmenden Dampfes in kg/cbm

und  $u = \frac{(100 d)^2 h}{D}$  diese vielfach wiederkehrende Wertziffer der Maschine bezeichnet.

Hieraus ist ersichtlich, daß  $m_1$  u. a. mit dem Füllungsgrad  $\varepsilon$  und mit der Zuggeschwindigkeit  $v$ , also auch mit dem Produkt beider  $\varepsilon v$  proportional wächst. Durch eine große Zahl von Versuchen mit verschiedenen Füllungsgraden und Geschwindigkeiten in weiten Grenzen habe ich nun unzweifelhaft festgestellt, daß die Luftverdünnung mit den Werten  $\varepsilon$ ,  $v$  und  $\varepsilon v$  annähernd geradlinig wächst, wie aus den Fig. 5, 6 u. 7 hervorgeht. Da nun zwar die Dampf Bildung, bzw. der Dampfverbrauch  $m_1$  tatsächlich dem Werte  $\varepsilon v$  nicht vollständig proportional ist, namentlich bei den Verbund-Lokomotiven, sondern bei langsamem Gang durch die innere Kondensation vergrößert und beim schnellen Gang durch die Drosselung des einströmenden Dampfes verringert wird, so nimmt der Verlauf der Luftverdünnungskurve als  $f(m_1)$  eine mehr geneigte Lage an, die sich zwar der Parabel nähert, aber keine vollkommen quadratische Steigerung ergibt. Im folgenden Abschnitt bei der



Dampfbildung und in einem späteren über die Versuche mit Lokomotiven, Bearbeitung ihrer Ergebnisse und Berechnung der Lokomotiven wird noch ausführlicher darauf zurückzukommen sein. Auch für  $m_1 = 0$  während der Leerfahrt einer Lokomotive verschwindet die Luftverdünnung nicht ganz.

Um die vorliegenden Widersprüche zwischen der Berechnung und Beobachtung aufzuklären, ist es nötig, auf die der Berechnung zugrunde gelegten Voraussetzungen nochmals zurückzukommen:

1. Die Dampf- und Gasmassen sind allgemein als das Produkt  $F \cdot v \cdot \gamma$  in die Rechnung eingeführt worden; ursprünglich war die Geschwindigkeit  $v = \frac{m}{F \gamma}$ , ge-

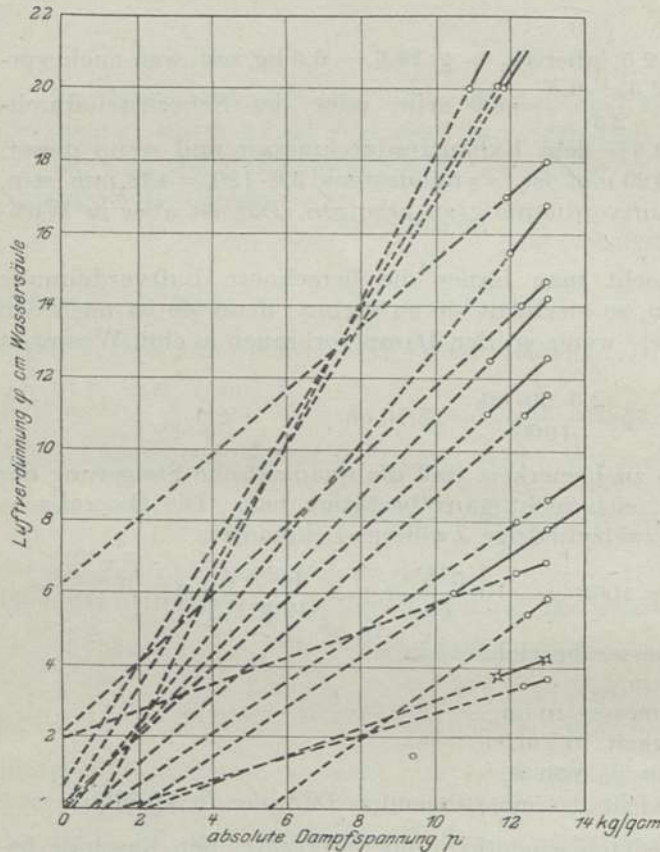


Fig. 5. Luftverdünnung bei verschiedenen Dampfspannungen.

erwiesermaßen als Urvariable, maßgebend. Wenn nun auch zugegeben werden muß, daß die festgestellte Dampfmasse nach gehöriger Berücksichtigung aller Verluste bis zu ihrer Ausströmung, nach vollendeter Arbeitsleistung in den Zylindern, sich nicht geändert haben kann, so ist es doch keineswegs sicher, daß die Geschwindigkeit mit ihrer Masse proportional wächst, da die mit der Geschwindigkeit stärker werdenden Widerstände und die Veränderlichkeit des spezifischen Gewichts bei der Berechnung außer acht gelassen sind. Die Widerstände bestehen in dem Anstoßen und Haftenbleiben der Gase an den Kanalwandungen und in der Kontraktion des austretenden Strahles. Besonders dürften diese Widerstände bei der Masse  $m_2$  der angesaugten Luft sehr erheblich sein.

2. Ist vorausgesetzt, und das scheint die wichtigere Ursache der abweichenden Er-

gebnisse zu sein, daß die Ausströmung der Dampfmasse stetig und bei unveränderlicher Spannung erfolgt, was wieder nicht zutrifft; denn die Durchgangsöffnung der Schieberflächen werden bei Zwillings-Lokomotiven auf jeder Seite 2 mal, im ganzen also 4 mal, während einer Umdrehung der Treibachse abgeschnitten, so daß die Ausströmung überhaupt in 4 Perioden stoßweise erfolgt, wie man an dem Schlage des ausströmenden Dampfes deutlich wahrnimmt. In gleicher Weise muß daher die Masse der Rauchgase jedesmal aufs neue in Bewegung gesetzt werden, so daß diese keine stetige sein kann und ein beträchtlicher Teil der bewegenden Kraft zur jedesmaligen Beschleunigung der Massen verloren geht. Bei der Beobachtung des ausströmenden Dampfes erscheint es auch in der Tat so, als ob die Saugwirkung nach der während der Vorausströmung stattfindenden Stöße vollständig ruhte. Indessen zeigen die bildlichen Darstellungen der Luftverdünnung eine säge-



förmige Gestalt. Auch die unbekannt Dampfnäse des ausströmenden Dampfes wird dabei eine Rolle spielen. Wir kommen hier zu dem Ergebnis, daß die Zugwirkung, und daher auch die Verbrennung, um so regelmäßiger erfolgt, je öfter sich die Dampfschläge wiederholen, also je größer die Geschwindigkeit wird. Man erkennt aber auch hieraus, daß die Ausströmungsgeschwindigkeit keinen bestimmten unveränderlichen Wert haben kann und ihr Quadrat ( $v^2$ ) mehr oder weniger von dem rechnermäßigen Werte abweichen wird. Immerhin dürfte die Theorie als

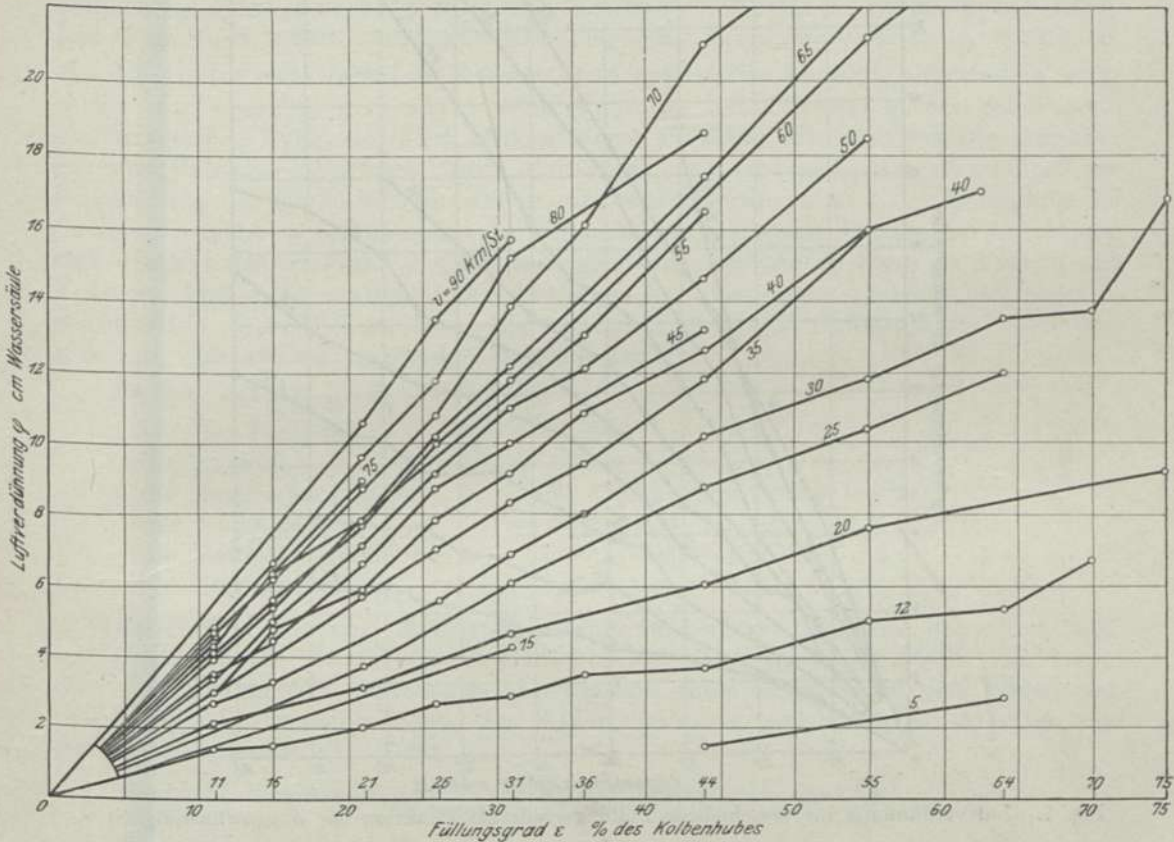


Fig. 6. Luftverdünnung für verschiedene Geschwindigkeiten als Funktion des Füllungsgrades  $\epsilon$ .

geeignet erscheinen, einiges Licht in den verwickelten Vorgang zu werfen und insbesondere den Einfluß der anderen Größen, namentlich der Querschnitte

der Exhausturmündung  $F_1$   
 der Siederohre  $F_2$   
 und des Schornsteins  $F$ ,

sowie des Exhaustordrucks und der drei spezifischen Gewichte kennen zu lernen.

Aus den beiden ersten Gleichungen zur Ermittlung der Saugwirkung würde sich ergeben, daß

$$\frac{p_1 - p}{p_2 - p} = \left( \frac{m_1 \cdot F_2}{m_2 \cdot F_1} \right)^2 \frac{\gamma_2}{\gamma_1} = 224 = \frac{e + \varphi}{\varphi - \varphi_1},$$

daher die Luftverdünnung in der Feuerbuchse annähernd

$$\varphi_1 = \varphi - \frac{e}{224} = 13,8 - \frac{0,48 \cdot 1000}{224} = 11,6 \text{ cm Wassersäule,}$$

während nach der Beobachtung  $\varphi_1 = \frac{2}{3} \varphi = \frac{2}{3} \cdot 15,75 = 10,5 \text{ cm}$  ist.

Ferner ist auch durch Versuche festgestellt worden, daß die Luftverdünnung in der Rauchkammer proportional mit dem Exhaustordruck wächst und daß in den meisten Fällen  $\varphi = \frac{1}{27} \epsilon$  gesetzt werden konnte, so daß im vorliegenden Falle  $\varphi = \frac{480}{27} = 17,8$  cm sein würde.

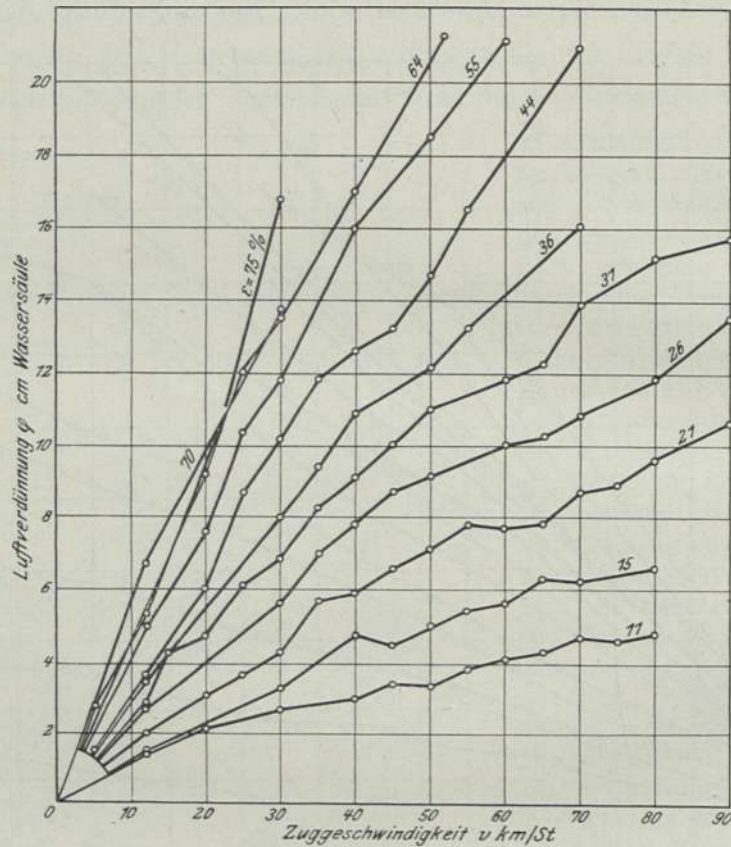


Fig. 7. Luftverdünnung für verschiedene Füllungsgrade als Funktion der Zuggeschwindigkeit  $v$ .

Es wurde bereits hervorgehoben, daß bei diesen Berechnungen die Widerstände gegen die Bewegung der Gase unberücksichtigt geblieben sind und daß sie besonders bei der Masse  $m_2$  der Rauchgase voraussichtlich eine erhebliche Größe hätten; sie können aber aus der berichtigten Gleichung 2

$$p_2 - p = \frac{(1 + \zeta) m_2^2}{2 \cdot g \cdot F_2^2 \cdot \gamma_2}$$

ermittelt werden, wenn der Koeffizient des Widerstands mit  $\zeta$  bezeichnet wird.

Auf Grund der wirklich beobachteten Werte von  $\varphi$  und  $\varphi_1$  erhält man

$$\begin{aligned} p_2 - p &= a - \varphi_1 - (a - \varphi) = \varphi - \varphi_1 = \frac{(1 + \zeta)}{10 \cdot 2g} \cdot \frac{m_2^2}{F_2^2 \cdot \gamma_2} \\ &= \varphi - \frac{2}{3} \varphi = \frac{\varphi}{3} = \frac{15,75}{3} = 5,25 = \frac{1 + \zeta}{16,15} m_2^2 \end{aligned}$$

und daher

$$\zeta = \frac{5,25 \cdot 16,15}{4,75^2} - 1 = 2,8.$$



Man ist nun vielfach bemüht gewesen, außer durch den Querschnitt der Exhaustoröffnung, auch durch ihre Form und Lage die Saugwirkung zu verbessern.

Die Exhaustoröffnung erhält in der Regel einen Steg, der den Dampfstrahl in zwei Teile zerlegt und seitlich herabstreift, um den Schornstein sicherer auszufüllen, wodurch bei einer um 10% verkleinerten Öffnung eine um 20% größere Dampfentwicklung erzielt wird. Ein solcher Steg ist auch wirksamer als die ringförmige Verengung, kann aber nur als ein sehr rohes Mittel betrachtet werden; zweckmäßiger erscheint es doch, für die richtig bemessene Öffnung die Ringform zu wählen. Der Querschnitt selbst, sowie seine Höhenlage sind durch den Versuch zu bestimmen.

Man hatte zwar frühzeitig erkannt, daß eine tiefere Lage im allgemeinen wirksamer war, was bei dem über den Siederohren befindlichen, in den Schornstein hineinragenden Exhaustor auch ohne weiteres erklärlich ist; man scheute sich aber nur aus Betriebsrücksichten davor, den Exhaustor, wie es in Amerika längst üblich ist, vor die Siederohre zu stellen, um Ausbesserungen und die Reinigung der Siederohre nicht zu erschweren. In der oben besprochenen Theorie ist die Höhenlage der Exhaustormündung außer acht gelassen; ihr Einfluß kann auch nur durch Versuche bestimmt werden. Der Verfasser hat nur einen Versuch bei einer  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Normallokomotive angestellt und durch Tieferlegen der Exhaustormündung um 360 mm folgendes Ergebnis erzielt.

Es war bei der größten Leistung

|                        |   |
|------------------------|---|
| auf der Steigung       | $1/n = 1/200,$                                    |
| die Zuglast            | $G = 109 \text{ t},$                              |
| die Zuggeschwindigkeit | $v = 65 \text{ km/st gegen früher} = 60,$         |
| der Füllungsgrad       | $\varepsilon = 20\% \text{ gegen früher} = 17,5,$ |
| die Dampfentwicklung   | $m_1 = 5 \text{ cbm/st gegen früher} = 4,0,$      |
| die Luftverdünnung     | $\varphi = 12 \text{ cm gegen früher} = 8,7.$     |

Es wurde daher eine Steigerung erlangt bei  $m_1$  um 25% und bei  $\varphi$  um 38%.

Umfassendere Versuche sind zunächst von Zeuner angestellt und darauf eine Berechnung der angesaugten Luftmenge, ihrer Regulierung, des Exhaustordrucks, der Luftverdünnungen, der Widerstände, der mechanischen Arbeiten und der Wirkungsgrade gegründet.

Nach der Formel  $F_1 = \frac{m_1}{302 \sqrt{p_1 - 0,94}}$  würde sich also für

$$p_1 = 1,45$$

$$\text{und } m_1 = 2,5$$

einen Exhaustordurchmesser von  $d = 120 \text{ mm}$  ergeben.

Der Arbeitsaufwand der ausströmenden Dampf- und Gasmassen berechnet sich wie folgt:

$$L_1 = \frac{m_1 v_1^2}{2g \cdot 75} = \frac{2,5 \cdot \left( \frac{2,5}{0,011 \cdot 0,85} \right)^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 75} = \frac{2,5 \cdot 267^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 75} = 122 \text{ PS}$$

$$L_2 = \frac{m_2 v_2^2}{2g \cdot 75} = \frac{6,5 \cdot \left( \frac{6,5}{0,38 \cdot 0,57} \right)^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 75} = \frac{6,5 \cdot 30^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 75} = 4 \text{ PS}$$

für 60% Luftüberschuß, so daß ein Wirkungsgrad von

$$w = \frac{L_2 \cdot 100}{L_1} = \frac{4 \cdot 100}{122} = 3,3\%$$

eintritt.

Schließlich ist noch  $L = \frac{(m_1 + m_2)v^2}{2g \cdot 75}$

$$v = \frac{m_1 + m_2}{F \cdot \gamma} = \frac{2,5 + 6,5}{0,196 \cdot 0,67} = \frac{9,0}{0,13} = 69 \text{ m}$$

und daher  $L = \frac{9,0 \cdot 69^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 75} = 29 \text{ PS}$ , so daß zur Erzeugung des Zuges 93 PS erforderlich sind, die dem ausströmenden Dampfe entzogen werden.

Dann hat auch Pr ü s m a n n ausführliche Exhaustorversuche angestellt und auf ihrer Grundlage empirische Formeln gegeben, die sich aber auf veraltete Verhältnisse beziehen. Nach diesen Versuchen verdient der konische und noch mehr der geschweifte Schornstein den Vorzug gegenüber dem zylindrischen. Die Konizität der Exhaustormündung  $\text{tg} \alpha$  war = 0,052 und die des Schornsteins  $\text{tg} \beta = 0,065$ .

Bezeichnet  $R$  die Rostfläche,

$D$  den lichten Durchmesser des Schornsteins an der engsten Stelle,  
 $d$  den lichten Durchmesser der Exhaustormündung und  
 $h$  die Höhenlage des Exhaustors unter  $D$ ,

so ist  $d = D - 2\sqrt{0,04(h - 0,06)} - 0,07 R$ ,

z. B.  $0,140 = 0,345 - 2\sqrt{0,04(0,50 - 0,06)} - 0,07 \cdot \sqrt{1,87}$ .

Je größer die Rostfläche ist, desto kleiner wird also die Exhaustormündung. Genauere Versuche von T r o s k e (Glasers Annalen 1895, S. 47 und 1896, S. 55) führen zu der Abhängigkeit des engsten Schornsteinquerschnitts  $F$  von dem Heizrohrquerschnitt  $F_2$  und der Rostfläche  $R$  nach der Formel

$$F_{\min} = a \left( F_2 + \frac{R}{10} \right).$$

Den Koeffizienten  $a$  hat Troske neuerdings auf Grund eines umfangreichen Vergleichs vorhandener Lokomotiven (Glasers Annalen 1911) ermittelt. Er empfiehlt folgende Verhältnisse für  $\frac{1}{12}$  Seitenneigung des Schornsteins.

| Für $F_2 + \frac{R}{10}$ | $a$   | Für $F_2 + \frac{R}{10}$ | $a$   |
|--------------------------|-------|--------------------------|-------|
| 0,30—0,31                | 0,208 | 0,90—0,91                | 0,130 |
| 0,50—0,51                | 0,182 | 1,00—1,01                | 0,117 |
| 0,70—0,71                | 0,156 |                          |       |

Diese  $a$  Werte sind aber nur für  $\frac{R}{F_2} = 8,6 - 8,9$  gültig; für kleinere Werte ist ein Zuschlag zu geben.

Dampftrockner oder Überhitzer bedingen je nach ihrer Bauart einen um 3 bis 10% engeren Schornstein.

Im allgemeinen ist zu bemerken, daß der Exhaustor genau unter der Schornsteinmitte stehen muß, da sonst empfindliche Störungen in der Dampfentwicklung eintreten. Dasselbe ist der Fall bei Undichtigkeiten in der Rauchkammer, wenn z. B. ihre Tür nicht luftdicht verschlossen ist. Liegt der Exhaustor so hoch, daß er in den Schornstein hineinragt so kann er den Abzug der Rauchgase stören. Ist der Schornstein sehr niedrig, was bei hoher Kessellage öfters vorkommt (er scheint nach und nach fast ganz zu verschwinden), so muß der Exhaustor mindestens so tief sitzen, daß der Schornstein wenigstens noch in seiner Mündung von dem ausströmenden Dampfe vollständig und sicher ausgefüllt wird, um seitlichen Eintritt der Luft zu verhüten. Dies geschieht unter der Bedingung, daß

$$D_1 \leq d + 2h \cdot \text{tg} \gamma,$$

wenn  $\text{tg} \gamma$  die Neigung des Dampfstrahls bezeichnet. Es scheint, daß man mit der Herabsetzung der Exhaustormündung am besten so weit geht, bis der ausströ-



mende Dampfstrahl den Schornstein in seiner Einschnürung ausfüllt. Die Neigung des Dampfstrahls ist nach Troske  $\text{tg } \gamma = 0,21$ ; Zeuner gibt an, daß die Tangente dieses Konvergenzwinkels bei 1,5 Atm. Exhaustorspannung 0,185 sei.

Wird daher  $\text{tg } \gamma = \frac{1}{5}$  angenommen, so erhält man unter der oben gemachten Annahme  $D = d + \frac{1}{5} h$ ; siehe Fig. 8. In dieser Figur sind die Exhaustorverhältnisse der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  und der  $\frac{3}{8}$  gekuppelten Zwillingen-Tender-Lokomotive für Nebenbahnen  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$  dargestellt, da sich diese beiden preußischen Normalbauarten durch besonders gute Dampfentwicklung auszeichnen.

Die wichtigeren Abmessungen sind in der folgenden Tabelle enthalten:

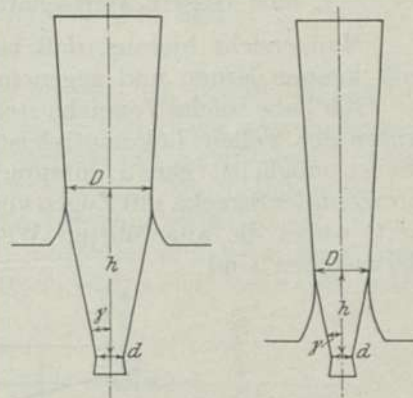


Fig. 8. Exhaustor und Schornstein.  
Schnellzug-Lok. Tender-Lok.

|                            |  | Schnellzug-Lokomotive | Tender-Lokomotive |    |
|----------------------------|--|-----------------------|-------------------|----|
| Rostfläche . . . . .       | $R$                                    | 2,27                  | 1,30              | qm |
| Zahl der Siederöhre . . .  | $z$                                    | 247                   | 132               | —  |
| Siederohrdurchmesser . .   | $\delta$                               | 41                    | 41                | mm |
| Querschnitt . . . . .      | $F_2 = z \cdot \frac{\pi \delta^2}{4}$ | 0,326                 | 0,174             | qm |
| Exhaustordurchmesser . .   | $d$                                    | 135                   | 100               | mm |
| Querschnitt . . . . .      | $F_1 = \frac{\pi d^2}{4}$              | 0,014                 | 0,008             | qm |
| Konizität . . . . .        | $\text{tg } \alpha$                    | $\frac{1}{11}$        | $\frac{1}{7}$     | —  |
| Schornsteindurchmesser . . | $D$                                    | 440                   | 275               | mm |
| Querschnitt . . . . .      | $F = \frac{\pi D^2}{4}$                | 0,152                 | 0,059             | qm |
| Konizität . . . . .        | $\text{tg } \beta$                     | $\frac{1}{15}$        | $\frac{1}{16}$    | —  |
| Exhaustorlage . . . . .    | $h$                                    | 900                   | 465               | mm |

Berechneter Schornsteindurchmesser nach der Formel  $D = d + \frac{1}{5} h = 495$  bzw. 286 mm.

Wir haben gesehen, daß hier die Theorie für die praktischen Bedürfnisse nicht ausreicht und daß zu ihrer Ergänzung Versuche unerlässlich sind. Der Verfasser, der mehrfach beauftragt war, Lokomotivbauarten auszuprobieren, hat daher stets besondere Exhaustorversuche angestellt, und zwar nach folgenden Grundsätzen: Die Lokomotiven werden in der Regel mit einem Exhaustor angeliefert, dessen Durchgangsöffnung mehr oder weniger willkürlich gewählt ist, wie es bei den vielen Bauarten, verschiedenen Betriebsverhältnissen und Heizmaterialien auch nicht viel anders sein kann.

Bei dieser Wahl tritt uns aber, ebenso wie beim Funkenfänger, ein Widerspruch entgegen, der eine Vermittelung erfordert, so daß man, die Extreme vermindern, sich auf einer mittleren Linie bewegen muß. Wird der Exhaustorquerschnitt zu groß angenommen, so sind die unmittelbaren Folgen:

1. zu geringe Saugwirkung,
2. zu geringe Verbrennung,
3. zu geringe Dampfentwicklung,
4. zu geringe Lokomotivkraft, aber auch

5. ein niedrigerer Rückdruck in den Dampfzylindern,
6. ein geringerer Auswurf von Rückständen in der Rauchkammer und aus dem Schornstein (Lösche und Funken) und
7. eine bessere Wirtschaftlichkeit.

Man ersieht hieraus, daß man vor der Entscheidung die Nach- und Vorteile erst kennen lernen und gegeneinander abschätzen muß.

Ich habe solche Versuche stets bei etwa 5 verschiedenen Exhaustorquerschnitten unter der vollen Lokomotivleistung angestellt, die dem beabsichtigten Betriebsdienst möglichst genau entsprach, z. B. bei großen Schnellzug-Lokomotiven auf horizontaler Strecke mit Zügen von 40 Achsen Stärke und 90 bis 100 km Geschwindigkeit, wobei die angeführten Werte zu ermitteln, zusammenzustellen und bildlich darzustellen sind.

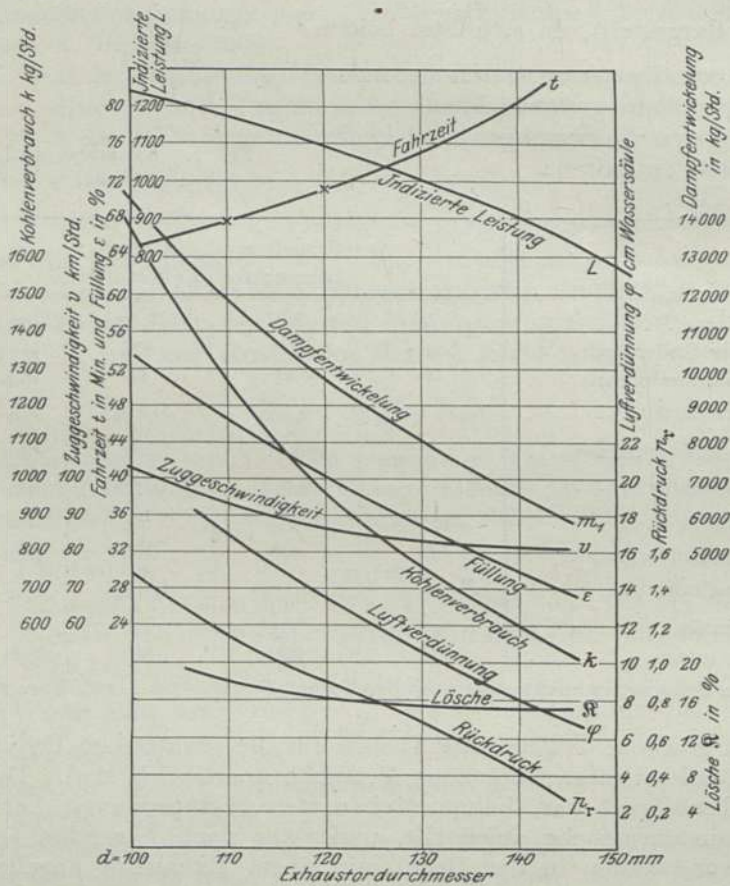


Fig. 9. Exhaustorversuche.

Fig. 9 zeigt eine solche Darstellung derselben zur Beurteilung ihrer Abhängigkeit von der Exhaustoröffnung, und in Fig. 10 ist der spezifische Kohlen- und Dampfverbrauch für 1 PS-st noch besonders dargestellt, und zwar in ihrer Abhängigkeit von der Luftverdünnung.

Bezeichnungen dieser Abbildungen :

- $t$  Fahrzeit in Minuten,
- $v$  Zuggeschwindigkeit in km/st,
- $\varepsilon$  Füllungsgrad (Hochdruck) in % des Kolbenhubes,
- $\varphi$  Luftverdünnung in der Rauchkammer in cm Wassersäule,



- $m_1$  Dampfentwicklung und Verbrauch in kg/st,  
 $k$  Kohlenverbrauch dsgl.,  
 $p_r$  Rücküberdruck in den Niederdruckzylindern in kg/qcm,  
 $\mathfrak{L}$  Lösche in der Rauchkammer in Gewichtsprozenten und  
 $L$  Indizierte Leistung der Lokomotive in PS.

Es dürfte besonders hervorzuheben sein, daß es sich bei diesen Schnellzug-Lokomotiven nicht empfiehlt, über eine Luftverdünnung von 18 cm hinauszugehen, indem bereits bei  $\varphi = 24$  cm unter bedeutender Steigerung des spezifischen Kohlen- und Dampfverbrauchs, sowie der Abgasverluste, die Leistung der Lokomotive nur wenig größer wird. Handelt es sich aber darum, die Leistung zeitweise zu steigern, wie es in Amerika bei der dort billigen Kohle fast allgemein üblich ist, so können die dabei eintretenden Verhältnisse auf Grund dieser Versuchsergebnisse beurteilt werden.

**Regelung des Luftzugs.** Bei der Verschiedenheit der Lokomotivleistungen ist eine Regelung der Luftzufuhr unentbehrlich. Sie erfolgt durch die Aschklappe, indem der Zugangsquerschnitt für die Luft verengt wird, oder durch Änderung der Saugwirkung. In einem gewissen Grade regelt sich diese selbsttätig, indem eine Verringerung des Dampfverbrauchs auch eine geringere Exhaustorwirkung zur Folge hat; allein wir werden gleich sehen, daß das nicht genügt.

Die erforderliche Saugwirkung richtet sich nicht allein nach der verlangten Leistung, sondern auch nach dem Zustande der Feuerung. Bei der Bedienung derselben durch Menschenhand ist es unvermeidlich, daß die Kohlenzufuhr nicht stetig und nach Maßgabe der Verbrennung, sondern in Absätzen erfolgt, woraus sich ergibt, daß entweder die Aschklappe, deren Bewegung aus diesem Grunde, wie schon bemerkt, zweckmäßig so einzurichten ist, daß sie mittelst einer steilgängigen Schraubenspindel stetig und leicht erfolgen kann, oder die Exhaustoröffnung verstellt werden müßte. Das letztere war früher auch bei den deutschen Lokomotiven vielfach in Gebrauch; die verschiedenen Anordnungen hatten sich aber nicht bewährt, da sie bei frühzeitig eintretender Ausbesserungsbedürftigkeit nicht nur versagten, sondern sogar nachteilig wirkten und in der Unterhaltung kostspielig waren. In der Erwägung, daß die Zugwirkung sich durch die ausströmende Dampfmasse schon von selbst regelt und eine Überanstrengung der Leistung bzw. des Feuers über ein festgesetztes Maß hinaus nicht für nötig oder wünschenswert gehalten wurde, ist man von diesen beweglichen Exhaustoren hier wieder abgekommen, während sie aber z. B. in Frankreich fast allgemein beibehalten sind. Es soll auch nicht verkannt werden, daß eine solche Einrichtung bei verschlacktem Feuer, auf das wir jetzt zu sprechen kommen, und bei Bergfahrten kurz vor dem Brechpunkte doch von erheblichem Vorteil sein kann, so daß eine geeignete Bauart anzustreben und wieder einzuführen sein möchte. Wir haben

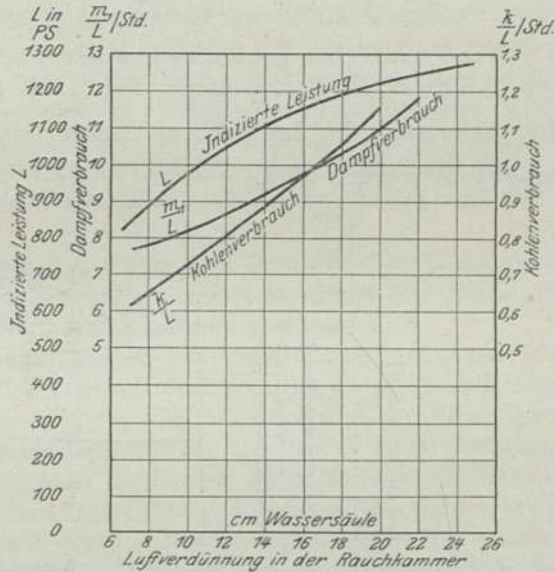


Fig. 10. Exhaustorversuche.



gesehen, von welcher Wichtigkeit es ist, den Luftzug für die Feuerung sorgfältig zu behandeln, wie dies auch tatsächlich auf den Schiffen durch aufmerksame und geschickte Bedienung des Rauchschiebers geschieht. Es kann dadurch ein ganz erheblicher wirtschaftlicher Vorteil erzielt werden, wie Versuche an ortsfesten Dampfkesseln unzweifelhaft dargetan haben, indem bei halber Zugwirkung der Gehalt der abziehenden Rauchgase an  $\text{CO}_2$  verdoppelt, der Luftüberschuß auf  $\frac{2}{3}$  und der Wärmeverlust überhaupt auf die Hälfte, herabgesetzt werden konnte. Dies wird durch folgende kleine Tabelle nachgewiesen:

|    | Luftverdünnung | Temperatur im Schornstein | Luftüberschuß | $\text{CO}_2$ | Wärmeverlust |
|----|----------------|---------------------------|---------------|---------------|--------------|
| 1. | 16 mm          | 885° C                    | 86 %          | 6,6 %         | 20 %         |
| 2. | 7 „            | 223° C                    | 56 „          | 12,1 „        | 10,5 „       |

Noch deutlicher geht dies aus der Fig. 11 hervor, in der aus den Versuchen von M ä r c k, Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 121, die Ergebnisse als Funktion der Zugstärke und die Luftverbrauchsziffer nach der angenäherten Formel  $f = \frac{20,8}{\text{CO}_2}$  dargestellt worden sind.

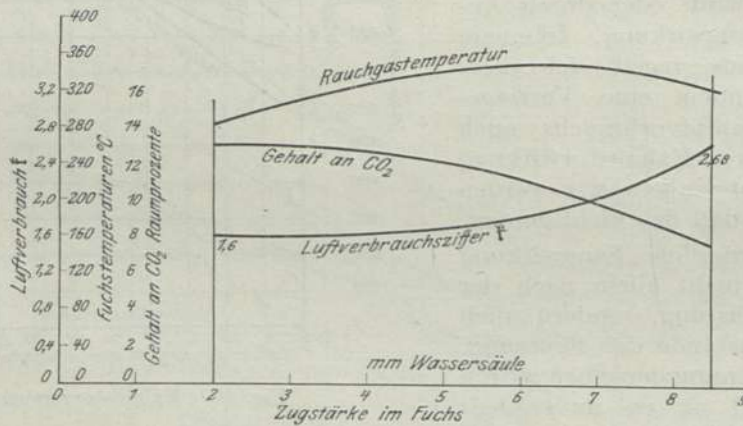


Fig. 11. Behandlung des Feuers.

Andere Luftzug-Regulierungen, wie z. B. durch Verengen des Schornsteins oder Verdecken einzelner Siederohrmündungen, die beide nach Zeuner einen ebenso wirksamen Erfolg versprechen wie die Verstellung des Exhaustors, sind bei Lokomotiven noch nicht genügend ausprobiert worden.

Kehren wir nun zu der durch die Saugwirkung erlangten Luftzufuhr zurück, so erfolgt diese bei der Lokomotive unter dem Rost und im Feuer selbst durch eine Luftverdünnung, die nach den amerikanischen Versuchen von Goss nach Pflug, Glasers Annalen 1906, S. 121, nur  $\frac{1}{3}$  von der in der Feuerbuchse über dem Roste ist, und da diese nach eigenen Versuchen  $\frac{2}{3}$  so groß ist wie die Luftverdünnung in der Rauchkammer, so ist die Zugwirkung im Feuer etwa nur  $\frac{1}{4}$  von der letzteren. Dies genügt auch unter normalen Verhältnissen. Es treten aber Fälle ein, wo eine verstärkte Wirkung zur gebieterischen Notwendigkeit werden kann, und zwar wenn das Feuer verschlackt.

**Verschlacktes Feuer.** In den Lieferungsbedingungen für die Lokomotivkohle kann noch so streng gefordert werden, daß diese durchaus frei von erdigen und unbrennbaren Bestandteilen sein soll und namentlich von den aus gewaschener



Kohle hergestellten Briketts dürfte dies auch zu erwarten sein; es wird aber nichts helfen, da eben keine Kohle chemisch rein sein kann. Es erscheint daher dringend nötig, bei der Beschaffung der Lokomotivkohle eine gewisse Toleranz festzusetzen, wie das bei allen anderen Materialien und Lieferungen auch geschieht. Es müßte eine gewisse Menge unverbrennlicher Rückstände zugelassen werden, die aber nicht überschritten werden darf. Bei Überschreitung der vereinbarten Ziffer müßte die Kohle unfehlbar zurückgewiesen werden.

Wer auf der Lokomotive sich überzeugt hat, wie sich das Lokomotivpersonal mit schlechter Kohle herumplagen muß, wird zugeben, daß die Kohlenbeschaffung mit größter Strenge erfolgen müßte. Die beim verschlackten Feuer auftretenden Erscheinungen sind verschieden.

1. Die sich auf dem Roste in zu großer Menge ansammelnden unverbrennlichen Rückstände gehen zunächst von dem Bruttoverbrauch verloren, entziehen der eigentlichen Kohle noch eine gewisse Wärmemenge zu ihrem Ausglühen, nehmen dieser Kohle den Raum und hindern den Durchgang der Luft; sie schmelzen auch zusammen und setzen sich in Gestalt eines dicken Kuchens auf dem Roste fest, so daß die Luft im Bereich solcher Schlacke vollständig zurückgehalten wird. Diese letztere Eigenschaft ist die verderblichste, denn außer den wirtschaftlichen Nachteilen hindert sie die regelmäßige fortgesetzte Dampfbildung, und zwar je nach der Ausdehnung der verschlackten Rostfläche bis auf die Hälfte und noch darüber.

2. Die bei hoher Verbrennungstemperatur sinternden Flugaschenmassen enthalten backende Bestandteile, die sich an der Rohrwand in solchem Maße ansetzen können, daß die Siederohre verengt und verstopft werden.

Die Folgen dieser Erscheinungen sind höchst empfindlich, einmal durch die unmittelbar eintretende Herabsetzung der Wärme- und Dampferzeugung und nicht minder durch die darauf folgende Mehrarbeit des Lokomotivpersonals. Der Eisenbahnzug kann nicht mehr mit der fahrplanmäßigen Geschwindigkeit befördert werden, und der Führer läßt den Wasserstand im Kessel, da er infolge des Dampfmangels nicht nachspeisen kann, bis unter den tiefsten Punkt sinken und riskiert dadurch sehr oft eine Beschädigung des Kessels. Namentlich ist dies auf starken Steigungen bedenklich, bei denen hinter dem Brechpunkte der hintere Teil der Feuerbuchsdecke durch die geneigte Lage von Wasser entblößt und in kurzer Zeit mehr oder weniger ausgeglüht werden kann. Wer den Werkstädtendienst kennt, wird bemerkt haben, daß öfters Lokomotiven mit undichten Deckkankern eingebracht werden, wobei man wohl dreist behaupten kann, daß dies in den meisten Fällen durch Ausglühen der Feuerbuchse herbeigeführt sein wird. Hierzu kommt noch der ganz erhebliche doppelte wirtschaftliche Nachteil, daß die unbrauchbaren Bestandteile als Heizmaterial bezahlt und von der übrigen eigentlichen Kohle noch ausgeglüht werden müssen, abgesehen von den mannigfachen unberechenbaren Nachteilen einer ungeeigneten Lokomotivkohle im Betriebsdienste.

**Lokomotivkohle.** Wir geben hier eine Analyse solcher für den Lokomotivdienst untauglichen Kohle:

|             |                  |        |
|-------------|------------------|--------|
| Kohlenstoff | C                | 67,5%  |
| Wasserstoff | H                | 4,5%   |
| Sauerstoff  | O                | 18,0%  |
| Wasser      | H <sub>2</sub> O | 2,5%   |
| Asche       |                  | 7,5%   |
|             |                  | <hr/>  |
|             |                  | 100,0% |

Für den praktischen Dienst ist es jedoch keineswegs erforderlich, jedesmal eine solche chemische Untersuchung vorzunehmen, wenn nicht ein besonderes Interesse



an der Art der Bestandteile vorliegt, sondern es genügt für den praktischen Zweck, eine Probe der Kohle im Schmiedefeuer unter Gebläse auszuglühen und die Rückstände nachzuwiegen. Diese sind dann nach ihrer Beschaffenheit zu sondern, indem ein Teil derselben mit hellerer Farbe sich in lockerem Zustande befindet, ein anderer dunkelfarbiger Teil indessen fester zusammengeschmolzen ist und in diesem Zustande die eigentliche Schlacke bildet.

Die ersteren Rückstände sind entwässerte Tone, Ton-, Sand-, Brandschiefer und Schiefertone der Gebirgsformationen, zwischen denen die Kohle geologisch gelagert ist. Ihre Analyse ist ungefähr folgende:

|                         |                                |            |
|-------------------------|--------------------------------|------------|
| Kieselsäure             | SiO <sub>2</sub>               | 63%        |
| Tonerde                 | Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> | 28%        |
| Eisenoxyd               | Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> | 1%         |
| Kalk, Magnesie          | CaO u. MgO                     | 1%         |
| Alkalien, Schwefelsäure |                                | 7%         |
|                         |                                | <hr/> 100% |

Bei der eigentlichen (geschmolzenen) Schlacke treten SiO<sub>2</sub> und Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> gegen Fe, CaO, MgO und Alkalien mehr zurück, wie aus der folgenden Analyse ersichtlich ist:

|                                |            |       |
|--------------------------------|------------|-------|
| SiO <sub>2</sub>               | 50         | } 69% |
| Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> | 19         |       |
| Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> | 15         | } 31% |
| CaO · MgO                      | } 16       |       |
| Alkalien                       |            |       |
|                                | <hr/> 100% |       |

**Schmelzungsfaktor.** Der Grad der Schmelzbarkeit wird durch den Quotienten  $\frac{\text{SO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3}{\text{Rest}}$  gekennzeichnet; er ist z. B. nach der vorstehenden Analyse =  $\frac{69}{31} = 2,2$ ; dieser Schmelzungsfaktor wird daher bei den schmelzbaren Schlacken kleiner, während er bei den eigentlichen Erden =  $\infty$  werden kann.

Es gibt noch leichtflüssigere Schlacken, die durch den Rost hindurchfließen und daher weniger nachteilige Folgen haben, mit einem Schmelzungsfaktor von 0,2.

Auch die Flugasche ist näher untersucht worden und besteht, wie die folgende quantitative Analyse zeigt, ebenfalls größtenteils aus Tonerde-Eisen-Silikaten:

|  |            |
|--|------------|
| SiO <sub>2</sub>   | 55%        |
| Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> u. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> | 40%        |
| CaO  | 2%         |
| MgO  | 0,4%       |
| Alkalien   | 1,6%       |
| Kohle  | 0,6%       |
| Spuren von SO <sub>3</sub>                                       | —          |
|  | <hr/> 100% |

Ist eine erhebliche Verschlackung des Feuers eingetreten, so hilft auch der stärkste Luftzug nichts mehr; es wird dann nötig, durch Anheben und Herausnehmen eines Teils der Schlacke, so gut es geht, gewaltsam Luft zu schaffen, was indessen durch das längere Öffnen der Feuertür und die Ablenkung der Aufmerksamkeit des Personals von der Beobachtung der Strecke als höchst nachteilig und gefährlich zu betrachten ist.

**Blashahn.** Zur Beseitigung des Dampf mangels, und zwar besonders während der Aufenthalte und auch während der Fahrt nach Abschluß des Dampfes, wird allgemein eine Einrichtung benutzt, die sich sehr gut bewährt hat, d. i. das Hilfs-



gebläse. Es besteht aus einem Hahn, der gestattet, Kesseldampf durch den Schornstein abzulassen, wodurch eine künstliche Anfachung des Feuers eintritt und bei einem Dampfverbrauch von etwa 10 kg/min eine Luftverdünnung von etwa 3,5 cm Wassersäule in der Rauchkammer erzeugt. Diese Wirkung ist zwar nicht bedeutend, aber dennoch öfters das einzige und letzte Mittel, eine mäßige Dampferzeugung zur Fortsetzung der Fahrt einigermaßen aufrecht zu erhalten.

Zur Berechnung der Saugwirkung war nach Gleichung 3:

$$a - p = 1 \cdot 100^2 - p \text{ kg/qm} = \frac{1}{g \cdot F \gamma} \left[ \frac{m_1^2}{F_1} - \frac{(m_1 + m_2)^2}{F} \right]$$

$$F_1 \text{ ist hier} = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} = 0,0000785 \text{ qm,}$$

$$F = \frac{\pi \cdot 0,5^2}{4} = 0,196 \text{ qm,}$$

$$\text{daher} \quad \frac{F}{F_1} = \frac{0,50^2}{0,01^2} = 2500.$$

Es kann also der 2. Summand hinter dem Minuszeichen vernachlässigt werden und man erhält zur überschläglichen Feststellung der Saugwirkung die Gleichung:

$$\begin{aligned} 1 \cdot 100^2 - p &= \frac{m_1^2}{g \cdot \gamma \cdot F F_1} = \frac{\left(\frac{10}{60}\right)^2 \cdot 1000^2}{9,81 \cdot 6,5 \cdot 0,196 \cdot 78,5} = 28,3 \text{ kg/qm} \\ &= \frac{28,3}{100^2} \text{ Atm.} = \frac{28,3 \cdot 10 \cdot 100}{100^2} = \frac{28,3}{10} = 2,83 \text{ cm Wassersäule.} \end{aligned}$$

**Feuertiefe.** Wird das Ergebnis der Exhaustorwirkung weiter verfolgt, so ist zu bemerken, daß beim Durchziehen der Luft durch die brennende Kohle und während ihrer Mischung und Vereinigung mit den Kohlengasen unter Steigerung der Verbrennungstemperatur die vollständige Oxydation erst etwa in einer Höhe von 25 bis 50 mm, bei starkem Feuer von 50 bis 75 mm eintritt. Dort befindet sich also der heißeste Punkt des Feuers, so daß seine Tiefe eigentlich nicht größer sein sollte, als etwa 50 bis 100 mm bei sorgfältigster Bedienung. Die Lokomotivfeuerung erfordert aber wegen der starken Rostbeanspruchung eine Schichthöhe von 200 bis 250 mm und somit eine stärkere Zugwirkung und ein lockeres Feuer.

Man rechnet sonst die Schichtdicke des Feuers, die durch die Körnung des Feuerungsmaterials, die Zugstärke und Rostbeschaffenheit bedingt ist,

|                      |        |
|----------------------|--------|
| bei der Holzfeuerung | 400 mm |
| beim Torf            | 230 „  |
| bei der Braunkohle   | 350 „  |
| bei der Steinkohle   | 130 „  |
| und beim Koks        | 350 „  |

Bei einer zu hohen Schicht bildet sich nur in der unteren Zone  $\text{CO}_2$ , die aber beim Aufsteigen weiter oben wieder zu  $\text{CO}$  reduziert wird.

Die vollständige Verbrennung zu  $\text{CO}_2$  in der Feuerbuchse geschieht nun um so sicherer, je höher die Temperatur in derselben ist und je mehr Zeit den Rauchgasen gelassen ist, bis sie in der Rohrwand anlangen, und je besser sie untereinander gemischt werden.

Die Temperatur der Feuerbuchse ist, wie wir gesehen haben, wesentlich von der Luftzufuhr abhängig, und zwar in dem einen Sinne, daß ein Mangel nur eine unvollkommene Verbrennung herbeiführt und im entgegengesetzten Sinne, bei Luftüberschuß, die Wärme sich auf eine zu große Menge Feuergase verteilt. In-



dessen scheint doch die Feuerbuchstemperatur nach den amerikanischen Versuchen mit dem Kohlenverbrauch in dem Maße zu wachsen, daß sie  $t_0 = 850 + 3 \cdot k^\circ \text{C}$  gesetzt werden kann, wenn  $k$  den Kohlenverbrauch in kg/qm R. u. St. bezeichnet.

Diese Temperatur hat auch eine Grenze an den physikalischen und chemischen Eigenschaften des Feuerbuchsmaterials, wenn man bedenkt, daß die Schmelztemperatur des Kupfers bei  $1080^\circ \text{C}$  liegt und der etwaige Schwefelgehalt der Kohle ihm sehr nachteilig wird. Das Material bedarf also unbedingt einer fortgesetzten und ausreichenden Kühlung von der Wasserseite aus.

**Feuerschirm.** Eine wünschenswerte Erhöhung der Temperatur und Beförderung der vollkommenen Verbrennung bietet der aus schlechten Wärmeleitern bestehende, in Hochglut versetzte, auf die CO-haltigen Feuergase Wärme ausstrahlende Feuerschirm, der daher nicht zu klein sein sollte und namentlich bei hoher Rostlage unentbehrlich ist; er verhindert den zu schnellen Abzug der kurz vor der Rohrwand entstehenden Feuergase nach den Siederohren, bevor sie in der höchsten Oxydationsstufe zu  $\text{CO}_2$  verbrannt sind, und nötigt sie, um die Hinterkante herum durch den mittleren Teil des Feuerbuchtraumes zu streichen, wo sie zur vollkommenen Mischung und Verbrennung gelangen. Der Schirm wirkt daher in ähnlicher Weise, wie das Feuergewölbe einer Vorfeuerung und die Feuerbrücke bei ortsfesten Dampfkesseln. Es ist daher mit Fleiß auf eine solide Bauart des Feuerschirmes zu sehen und sind die einzelnen Schirmsteine wegen der leichteren Erneuerung nicht größer zu machen, als das Feuerloch zuläßt.

**Sekundärluft.** In den kälteren Siederohren kann höchstens bei langflammiger Kohle noch eine Nachverbrennung eintreten, so daß es aus diesem Grunde unter Umständen zweckmäßig erscheint, auch bei Lokomotiven eine Sekundärluftzufuhr über dem Roste zur Ausgleichung anzuwenden, wenn die von unten zugeführte Luft im ersten Stadium der Verbrennung nicht genügt. Dies geschieht am besten durch Luftbolzen an der Rückwand der Feuerbuchse in richtiger Höhe, jedoch nur unter sorgfältiger Regulierung, wodurch auch das lästige Qualmen und die Rußbildung vermindert werden kann.

**Geschwindigkeit der Heizgase.** Wir haben schon bemerkt, daß die Geschwindigkeit, die Zeit und der Weg der Luft, bzw. der Feuergase den Wirkungsgrad des Feuers beeinflussen. Es mag hier einmal versucht werden, diese Werte annähernd festzustellen.

Der Zutritt der Luft ist von der Luftverdünnung unter dem Feuer, im Aschkasten, und über dem Roste abhängig und würde nach der Formel  $v = \sqrt{\frac{2g \cdot \varphi_1}{(1 + \zeta) \cdot \gamma}}$  zu bestimmen sein, wenn  $\frac{\zeta \cdot v^2}{2g}$  den Arbeitsverlust durch den Widerstand gegen die Bewegung der Luft bezeichnet und  $\varphi_1$  die Luftverdünnung, als treibende Kraft in kg/qm. Für den Durchgang in der Rostfläche und in der Feuerschicht ist

$$F_1 v \gamma = k \cdot \dagger,$$

wenn  $F_1$  die freie Rostfläche bezeichnet etwa  $= \frac{1}{3} F$ ,

$v$  die Geschwindigkeit,

$\gamma$  das Gewicht der Volumeneinheit  $= \frac{1,3}{1 + \alpha t}$  kg/cbm,

$k$  den Kohlenverbrauch in kg/st,

$\dagger$  die Gewichtsmenge der Rauchgase für jedes kg von  $k$  in kg.

Ist nun z. B.  $F = 3$  qm, also  $F_1 = 1$  qm,

$$\varphi = 18 \text{ cm}, \quad \varphi_1 = \frac{2}{3} \varphi = 12 \text{ cm},$$

$$\gamma = 1,3 \text{ kg und bei } 100^\circ \text{C} = \frac{1,3}{1 + \frac{100}{273}} = \text{etwa } 1 \text{ kg/cbm},$$



dann ist

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{(1 + \zeta) \cdot 1,0} \cdot \frac{12 \cdot 10 \cdot 1000}{10 \cdot 100}} = \frac{48}{\sqrt{1 + \zeta}} \text{ m/sek.}$$

Unter der Annahme, daß die Luftmenge  $k \cdot f = 1200 \cdot 18,6 = 22320 \text{ kg/st}$   
 $= \frac{22320}{60 \cdot 60} = 6,2 \text{ kg/sek}$  beträgt, so muß auch  $v = \frac{6,2}{1 \cdot 1,0} = 6,2 \text{ m/sek}$  sein.

In der brennenden Kohlschicht wird nun einerseits der Widerstand  $\zeta$  gegen das Durchziehen der Luft bedeutend gesteigert, also die Geschwindigkeit ebenso vermindert, andererseits aber auch der Durchgangsquerschnitt ebenfalls, und zwar weit unter 1 qm verringert, so daß die beiden Werte sich einander nähern. Der Widerstand kann so groß und die Durchgangsöffnung zwischen den Kohlen so klein werden, daß der Luftzutritt ganz aufhört, so daß darüber lediglich eine Destillation und Verkokung eintritt. Die Durchgangszeit der Luft durch die Feuerung ist bei einer Schichthöhe von 250 mm

$$t = \frac{s}{v} = \frac{s}{\frac{s \cdot F \cdot \gamma}{m_2}} = \frac{0,25 \cdot 1}{\frac{1}{3} \cdot 18,6} \cdot \frac{1,3}{1 + \frac{1500}{273}} \text{ für } t_0 = 1500^\circ \text{ C} = 0,01 \text{ sek,}$$

was einer Geschwindigkeit von  $v = \frac{s}{t} = \frac{0,25}{0,01} = 25 \text{ m/sek}$  entsprechen würde.

In der Feuerbuchse bewegen sich die jetzt auf 19,6 kg/sek angewachsenen Heizgase bei 3 qm Querschnittsfläche und einer Temperatur von 1500° C oder bei einem spezifischen Gewicht von  $\frac{1,3}{1 + \frac{1500}{273}} = 0,2$  widerstandslos gegen die Rohr-

wand mit einer mittleren Geschwindigkeit von etwa  $\frac{\frac{1}{3} \cdot 19,6}{3 \cdot 0,2} = 11 \text{ m/sek}$  und bei einer Durchgangszeit auf einem allerdings sehr ungleichen Arbeitswege von etwa  $1 \text{ m} = \frac{1}{11} \text{ sek}$ .

Da die Siederohre insgesamt 0,38 qm Querschnittsfläche haben, so ist hier die Strömungsgeschwindigkeit bei der fast unveränderlichen Pressung, proportional der absoluten Temperatur, anfangs  $\frac{\frac{1}{3} \cdot 19,6}{0,38 \cdot 0,2} = 86 \text{ m}$  und am Ende der Siederohre

$$\frac{\frac{1}{3} \cdot 19,6}{0,38 \cdot \frac{1,3}{1 + \frac{350}{273}}} = 30 \text{ m/sek.}$$

Im folgenden Kapitel werden wir sehen, daß die mittlere Temperatur der Rauchgase in den Siederohre etwa 550° beträgt, demnach ein mittleres spezifisches Gewicht von  $\frac{1,3}{1 + \frac{550}{273}} = \text{etwa } 0,44$  haben, so daß der Aufenthalt der Rauchgase in

den 4 m langen Siederohren  $\frac{s \cdot F \cdot \gamma}{k \cdot f}$  etwa  $= \frac{4 \cdot 0,38 \cdot 0,44}{\frac{1}{3} \cdot 19,6} = 0,1 \text{ sek}$  beträgt. Die erhebliche Bedeutung dieser Verhältnisse führt neuerdings im Dampfkesselbetrieb zur Anwendung von Luftmengen-, Rauchgas-, Geschwindigkeits- und Differenzzugmessern.

**Rauchbildung.** Man kann täglich bei Rostfeuerungen die Beobachtung machen, daß jedesmal nach dem Aufwerfen von Brennmaterial ein Qualm entsteht, mit dem aber weniger ein wirtschaftlicher, als ein das öffentliche Interesse berührender Nachteil verbunden ist. Zwar ist die erwähnte Erscheinung das Kennzeichen einer



unvollkommenen Verbrennung, die aber nur eine kurze Zeit währt und bei der gewöhnlichen unterbrochenen Feuerbedienung durch Menschenhand nicht ganz vermieden werden kann. Durch zu starkes Aufwerfen von Kohle wird die bereits gebildete  $\text{CO}_2$  wieder zu  $\text{CO}$  reduziert und der leicht brennbare H der Kohlenwasserstoffe allein oxydiert, während der ausgeschiedene C zur Ruß- und Rauchbildung den Anlaß gibt, ohne daß indessen hierdurch ein wesentlicher Kohlenverlust entsteht, da der Rauch in 1 cbm höchstens 1 bis 2 g unverbrannten C enthält.

**Rauchverbrennung.** Die Reduktion der  $\text{CO}_2$  wird also durch eine niedrige Brennstoffschicht bekämpft; um diese Rauchbildung aber noch sicherer einzuschränken, empfiehlt sich, wie schon bemerkt, die geteilte Luftzuführung, die aber nicht selbsttätig wirken darf, sondern sogar sorgfältig zu regeln ist. Sehr nützlich in dieser Beziehung ist, wie ebenfalls schon bemerkt, ein in der Feuerbuchse angebrachter Feuerschirm, der durch seine überschüssige Gluthitze die reduzierten Gase im geeigneten Augenblicke wieder zur vollkommenen Verbrennung bringt. Zweckmäßig ist ferner auch in dieser Beziehung, von anderen Nachteilen abgesehen, die Doppelfeuerung mit abwechselnder Beschickung, die einen Ausgleich zwischen Mangel und Überschuß des Sauerstoffs und der Temperatur bewirkt.

Was die eigentlichen Rauchverbrennungseinrichtungen betrifft, so haben sie den erwarteten Erfolg nicht gehabt, da sie durch eine vernünftige Luftzuführung ersetzt werden können und wirtschaftliche Vorteile nicht besitzen. Es soll nicht bestritten werden, daß der Dampfschleier, der nur sehr wenig Dampf erfordert, eine ganz überraschende Wirkung ausübt, indem er die Gase niederdrückt und im Feuer länger zurückhält; es kommt nur darauf an, diesen Schleier für den Lokomotivbetrieb möglichst zweckmäßig und einfach herzustellen. Dann wird man ihn bei stark rauchender Kohle als ein Hilfsmittel zur Erleichterung des Lokomotivdienstes betrachten können (M a r c o t t y s c h e Oberluftfeuerung). Das Qualmen kann schon verhütet werden, wenn kurz vor dem Anhalten nicht gefeuert wird und dafür nach der folgenden Abfahrt einige Schippen mehr aufgeworfen werden. Während des Aufenthalts genügt dann ein geringes Öffnen der Feuertür, nötigenfalls unter Mitwirkung des Blashahns. Man darf nicht sagen, daß die rauchlose Feuerung unter allen Umständen auch wirtschaftlich sein muß, sondern im Gegenteil liegt bei ihr immer der Verdacht eines zu großen Luftüberschusses vor, dessen ganz erheblichen Nachteil wir bereits kennen gelernt haben. Ein anderes Mittel zur Beseitigung der Rauchplage und des Funkenflugs würde die Rückkehr zur Koksfeuerung sein. Dieses poröse Material gestattet schon an sich einen ausreichenden Luftzutritt zur brennenden Oberfläche, wodurch sich auch die Tätigkeit des Heizers vereinfacht. Die größere Kohäsion vermindert ferner die Verluste bei der Beförderung und Lagerung und schließt die Selbstentzündung aus. Es kann jedoch zurzeit an die Feuerung mit Koks wegen des höheren Preises noch nicht gedacht werden (siehe Glasers Annalen 1907, S. 200). Mit der Rauchbildung vereinigt sich, und zwar besonders bei ortsfesten Dampfkesseln mit zu schwacher Zugwirkung, eine öfters empfindliche Rußbildung infolge von Teerdämpfen, die sich an der kälteren Kesselwand niederschlagen. Auch bei Lokomotiven kann dies vorkommen, wenn durch eine unrichtige Bedienung aus der Lokomotivfeuerung eine Gasanstalt gemacht wird.

**Funkenflug.** Eine höchst bedenkliche Erscheinung ist aber der Funkenflug, der sehr bedeutende Brandschäden durch Vernichtung von Wäldern usw. verursachen kann. Er entsteht auf zweierlei Weise:

1. mit einer Herkunft aus dem Aschkasten, dessen Funken bei erheblicher Größe nur einen kurzen Weg zurücklegen und daher ohne stärkere Abkühlung niederfallen und somit einen größeren Schaden anrichten können;
2. aus der Rauchkammer.



In erster Linie hängt diese Erscheinung von der Art des Heizmaterials ab und dann von der Einrichtung und Beschaffenheit der Funkenfänger.

**Funkenfänger.** Wie schwierig es ist, einen Funkenfänger herzustellen, der allen Anforderungen entspricht, zeigt schon die große Zahl der vorhandenen Bauarten, auf die hier nicht näher eingegangen werden kann. Jede Bauart leidet an einem unlösbaren Widerspruch, sie soll unter allen Umständen die Funken mit Sicherheit zurückhalten und dennoch die unentbehrliche Zugwirkung nicht beeinträchtigen, so daß wohl nichts anders als eine gewaltsame Lösung übrigbleiben wird, indem ein gut wirkender Funkenfänger mit einer verstärkten Exhaustorwirkung vereinigt wird. Da sich der liegende tafelförmige Funkenfänger leicht zusetzt, indem die von unten mit Gewalt dagegen fliegenden Rußteilchen sich festsetzen und auch die abgelagerten Massen auf der Oberfläche die Löcher frühzeitig verstopfen, was besonders bei der doppelten Ausführung in einem ganz unzulässigen Grade eintreten kann, so sind diese Funkenfänger zu verwerfen und nur senkrecht angeordnete zu verwenden. Fig. 12 zeigt eine solche Bauart des Verfassers, die sich gut bewährt hat. Bei den tafelförmigen Funkenfängern ist der Durchgangsquerschnitt für die Rauchgase naturgemäß beschränkt, so daß er die erforderliche Größe nicht erreicht. Die Amerikaner wenden außer einem trichterförmigen Sieb am Exhaustor noch einen vor der eisernen Rohrwand angebrachten schrägen Blechschirm oder eine bewegliche Lenkplatte an, wodurch die Rauchgase größtenteils genötigt werden, zunächst nach unten zu gehen, um mit Unterstützung der Schwerkraft ihre Ablagerung am Boden der Rauchkammer zu bewirken. Diese Einrichtung hindert aber den Luftzug ganz erheblich, wie das aus dem Unterschied der Luftverdünnung vor und hinter der Platte zu erkennen ist.

Der auf Kleinbahnen vielfach angewandte, aus einem im Schornstein angebrachten konischen Sieb bestehende Prinzsche Funkenfänger hat sich daselbst bei geringen Lokomotivleistungen gut bewährt.

Die Maschenweite der Funkenfänger richtet sich nach dem Brennmaterial

|                             |       |
|-----------------------------|-------|
| für Braunkohle              | 3 mm, |
| für westfälische Steinkohle | 6,5 „ |
| für ober-schlesische Kohle  | 7 „   |

**Größe der Rostfläche.** Von der spezifischen zur absoluten Wärmeentwicklung eines Dampfkessels übergehend, sollte es auf den ersten Blick scheinen, als ob schon die Kenntnis der verbrauchten Gewichtseinheiten des Brennstoffs genüge, was aber keineswegs zutrifft, sondern die Beurteilung wird durch den Hinzutritt eines unbestimmbaren Faktors erschwert, d. i. die Geschicklichkeit des Heizers. Sie beginnt bei einer bestimmten Ausdehnung der Rostfläche und steigert sich bis zur physischen Grenze der menschlichen Kraft. Besonders spielt hier die Länge des Rostes eine entscheidende Rolle, die die Leistung begrenzt, weniger die Breite. Für ortsfeste Kesselanlagen wird der Rost für den höchsten Brennmaterialverbrauch während einer Zeit von 20 Minuten in einer Länge von 2 und einer Breite von  $1\frac{2}{3}$  m eingerichtet. Damit reichen jedoch die Lokomotiven nicht aus, so daß diese Ab-

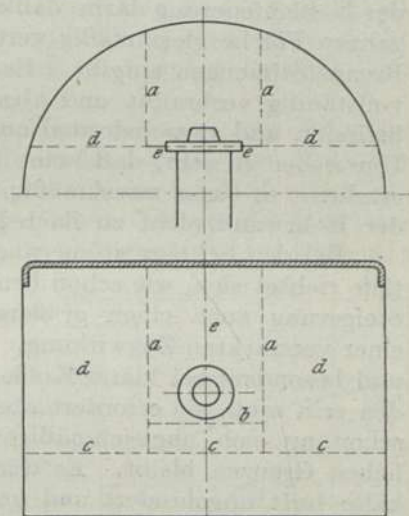


Fig. 12. Funkenfänger.  
a, b, c Enges Sieb. d Weites Sieb.  
e Geschlossen.



messungen bis auf  $2\frac{3}{4}$  und 3 m gesteigert werden, wobei sich herausgestellt hat, daß eine Rostfläche von 3 qm die Kraft und Ausdauer eines Heizers bei einer zwei-stündigen Fahrt erschöpfen kann, wie dies bei den Schnellfahrversuchen der K. E. D. Hannover im Jahre 1904 auf der Strecke Hannover-Berlin (siehe Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. 1906, S. 61) sich unzweifelhaft herausgestellt hatte, so daß eine Ablösung des Personals erfolgen mußte.

Die Amerikaner gehen zwar auch hier wieder etwas weiter und haben Roste von 4 bis 4,5 qm eingeführt, allerdings bei einer heizkräftigeren Kohle und einer entsprechend geringeren Rostbeanspruchung.

**Ölfeuerung.** An der oben bezeichneten Grenze der menschlichen Kraft tritt uns die Frage der Ölfeuerung entgegen, die überhaupt jegliche Kraft und Geschicklichkeit des Personals ausschaltet und durch die der Heizer von seiner schweren Arbeitslast erlöst wird. Er braucht nicht mehr angestrengt zu schippen, sondern nur einige Ventile zu bedienen.

**Bedienung des Feuers.** Im übrigen liegt die Geschicklichkeit des Heizers bei der Kohlenfeuerung darin, daß er die richtige Feuertiefe einhält, die Kohlen über der ganzen Fläche gleichmäßig verteilt und in richtigen Zeitabschnitten die passenden Brennstoffmengen aufgibt. Es soll erst dann nachgefeuert werden, wenn die Gase vollständig verbrannt und abgezogen sind und das Feuer sich daher in Weißglut befindet, und zwar jedesmal nur so viel, daß die Flamme noch durchschlagen kann. Um sicher zu sein, daß keine kalte Luft längs der Heizfläche in die Höhe steigt, erscheint es sogar zweckmäßig, ein hohles Feuer zu unterhalten, das besonders an der Rohrwand nicht zu flach liegt.

Bei den Schrägrostfeuerungen ist dies am leichtesten zu erreichen. Die Feuertiefe richtet sich, wie schon bemerkt, nach dem Brennstoff und der Leistung, deren Steigerung auch einen größeren Verbrauch zuläßt, jedoch stets verbunden mit einer verstärkten Zugwirkung. Eine geringe Tiefe der Feuerung ist zwar erwünscht und besonders bei klarer Kohle, mit der eine große Rostfläche (*Belpaire*) verbunden sein muß, sie erfordert aber die größte Sorgfalt und Geschicklichkeit, daß die schon an sich ungleichmäßige Verbrennung wenigstens zwischen gewissen möglichen Grenzen bleibt. Es dürfen also im Feuer keine Löcher entstehen, wo die kalte Luft ungehindert und unverbrannt bei der starken Zugwirkung durchblasen kann. Entstehen solche Löcher an den Wänden, so ist ihre Wirkung infolge der Abkühlung derselben noch empfindlicher; deshalb erscheint es zweckmäßig, die Oberfläche des Feuers muldenförmig zu gestalten. Im allgemeinen ist anzuraten, das Feuer nach der Abfahrt zunächst in Ruhe zu lassen und erst später eine Regulierung der Oberfläche, bzw. der Schichthöhe mit der Feuergabel zu bewirken, die merkwürdigerweise an manchen Orten noch ganz unbekannt ist. Geschieht aber diese Arbeit nicht vorsichtig genug und zu früh, so werden hierdurch die Rückstände der Verbrennung zum vorzeitigen Niedersinken und Verstopfen der Rostspalten veranlaßt. Durch zu vieles Arbeiten am Feuer, was bei schlackender Kohle allerdings manchmal unvermeidlich ist, kann die Luftzufuhr auf das dreifache gesteigert werden. Starkes Freilegen des Rostes während des Reservedienstes ist für die gute Erhaltung des Kessels nachteilig. Der Zug muß möglichst gedämpft, oder auch der entblößte Teil mit Heizrückständen bedeckt werden. Besonders bei hohem Feuer ist es nötig, die Kohle vorher klar zu schlagen, und es ist durchaus verwerflich, ganze Briketts im Gewicht von 3 kg aufzuwerfen, wie das öfters geschieht. Die ganzen Stücke versperren den Luftzutritt und hindern den Angriff des Feuers infolge ihrer glatten, harten Oberfläche mehr als die zackige Bruchfläche der zerschlagenen Kohle, die mehr Lücken für den Luftdurchzug gestattet. Das Heizmaterial ist um so mehr zu zerkleinern, je weniger Wasserstoff in demselben enthalten ist.



**Rauchkammerspritze.** Bei der langflammigen oberschlesischen Kohle kann es vorkommen, daß durch zu hohes Aufwerfen die Rauchkammer ausgeglüht wird, was dann auch durch eine reichliche Anwendung der Rauchkammerspritze nicht mehr verhütet werden kann. Wichtig ist ferner die rechtzeitige und öftere Benutzung des Rostkühlers, was das Zusammenschmoren des Rostes und seine übermäßige Erhitzung verhütet. Da dies vielfach nicht beachtet wird, so hatte ich eine Einrichtung vorgeschlagen und auch versuchsweise ausgeführt, bei der durch einen einzigen Hahn abwechselnd der Rostkühler und die Rauchkammerspritze und in der übrigen Zeit die Radreifennäßvorrichtung in Tätigkeit gesetzt wird, womit noch eine dringend erwünschte Vereinfachung der Kesselarmatur verbunden ist. Das Nässen der Kohle ist im Sommer, wenn sie sehr staubt, bei starker Beanspruchung der Lokomotive, wegen der empfindlichen Belästigung, nicht zu vermeiden, ebenso backt die magere kurzflammige Kohle durch das Anfeuchten besser zusammen und fällt nicht durch den Rost, erzeugt auch eine längere Flamme, ein Wärmegewinn wird dadurch jedoch nicht erzielt.

Wird eine Lokomotive zu spät angeheizt und durch eine große Menge Holz und dauernde Benutzung des Anfachhahns die Dampfbildung erzwungen, so bedeckt sich bald ein Teil des Rostes mit einer dünnen, aber festen Schlacke, was die spätere Dampfentwicklung beeinträchtigt.

**Überanstrengung der Feuerung.** Soll aber das Feuer während der Fahrt zur zeitweisen Erhöhung der Leistung überangestrengt werden, so ist vor allem eine Zugverstärkung nötig; denn auf 18,6 Gewichtsteile Luft kommt 1 Teil vollständig verbrannter Kohle, deren Verbrauch also der zugeführten Luftmenge annähernd proportional ist, indem bei  $18,6 \cdot k$  kg Luft  $k$  kg Kohle verbrennt werden können.

Bei ortsfesten Dampfkesseln rechnet man mit 100 kg Kohle/qm u. St., bei Lokomotiven mit 400 und im angestregten Zustande des Feuers mit über 500 kg. Wie die Lebhaftigkeit der Verbrennung durch die Zugwirkung gesteigert werden kann, ist aus der Fig. 13 ersichtlich, allerdings bei gleichzeitiger Temperaturerhöhung der abziehenden Rauchgase. Es muß dann ein großes Feuer, das schon von Haus aus als ein solches angelegt und durchgebrannt sein muß, bei der Fahrt ebenso durchgeführt werden. Ist dies nicht der Fall, so kann die Dampferzeugung mit dem Dampfverbrauch nicht Schritt halten, so daß es unvermeidlich wird, die Zeit für das vollständige Durchbrennen des Feuers während der Fahrt abzuwarten, wodurch aber fast stets die regelmäßige Durchführung derselben gestört wird, weil die Leistung herabgesetzt werden muß.

Eine solche Überanstrengung hat aber immer wirtschaftliche Nachteile im Gefolge. Steigt z. B. die Verbrennung von 300 bis auf 1200 kg/qm u. St. unter Verkleinerung der Rostfläche und annähernd gleichem Kohlenverbrauch von 3000 kg in 6 Stunden bei einer Luftverdünnung von 5,5 bzw. 14 cm Wassersäule in der Rauchkammer und einer Leistung von 160 bis 500 PS/qm, so treten folgende nachteilige Erscheinungen ein:

1. Verluste in der Rauchkammer (Lösche) 35 bis 260 kg = etwa 1 bis 9%;
2. Verluste aus dem Schornstein 130 bis 220 kg = 4,5 bis 8%, also im ganzen Rauchkammerverslust 165 bis 480 kg = 5,5 bis 17%;
3. Gehalt an  $\text{CO}_2$  5 bis 2%;

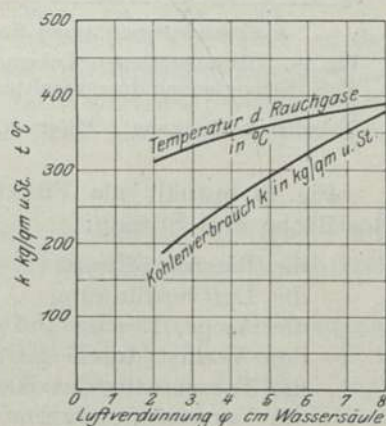


Fig. 13. Lebhaftigkeit der Verbrennung. Temperatur der Rauchgase. Siederohrlänge 4 m.



4. Gehalt an O 12 bis 19%;
5. Verdampfungsziffer 7 bis 5,5 kg/kg;
6. Nutzeffekt des Kessels 60 bis 50%.

Diese Ergebnisse sind in den Fig. 14 und 15 bildlich dargestellt. Die Versuche wurden mit einer Lokomotive bei demselben Kohlenverbrauch auf veränderlicher Rostfläche unter ungünstigen Verhältnissen ausgeführt.

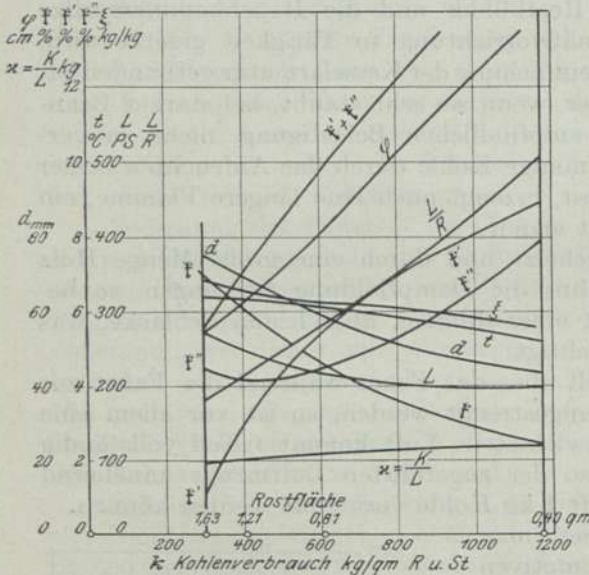


Fig. 14. Überangestrenzte Lokomotivfeuerung.  
 K Kohlenverbrauch durchschnittlich 500 kg/st.  
 L Indizierte Leistung PS/qm R.

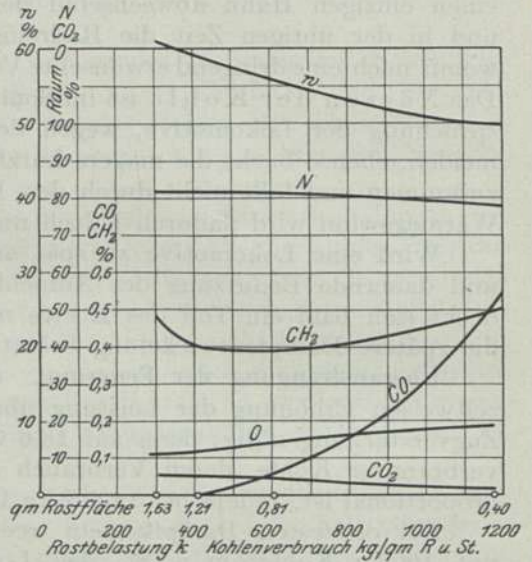


Fig. 15. Überlastete Lokomotivfeuerung.  
 K Kohlenverbrauch durchschnittlich 500 kg/st.  
 w Wirkungsgrad des Kessels %.

Fig. 14 enthält als Funktion des spezifischen Kohlenverbrauchs  $k$  in kg/qm Rostfläche und Stunde:

- die Blasrohröffnung . . . . .  $d$  mm
- die Luftverdünnung . . . . .  $\varphi$  cm
- die Asche, Lösche und den Funkenauswurf . . . . .  $f, f', f''$  %
- den Verlust durch die Saugwirkung . . . . .  $f' + f''$  %
- die Temperatur der Rauchgase . . . . .  $t$  °C
- die Verdampfungsziffer . . . . .  $\xi$  kg
- die indizierte Leistung . . . . .  $L$  PS
- und die Kohlenverwertung . . . . .  $x$  kg/PS.st.

In Fig. 15 sind die Ergebnisse der quantitativen Analyse der Rauchgase dargestellt. Durch Überlastung der Feuerung wird auch die Bildung der kuchenförmigen Schlacken begünstigt, die ein Ersticken des Feuers herbeiführen. Muß daher mit solchen Schütthöhen gearbeitet werden, so darf vor allen Dingen die Kohle nicht backen und nur wenig Rückstände in lockerer, nicht fließender Beschaffenheit hinterlassen.

Hieraus ist ersichtlich, daß eine Überanstrengung des Feuers in der Regel zu vermeiden ist; vielmehr ist es vorteilhaft, stets eine wirtschaftliche Verbrennung einzuhalten, die bei vollständig und gleichmäßig bedecktem Roste ein möglichst niedriges Feuer erfordert, da die höchste Verbrennungstemperatur etwa 50 bis 100 mm über der Rostebene liegt.



### 3. Die Wärmeübertragung.

Nach der Besprechung des Ursprungs der Wärme und ihrer Entwicklung gehen wir zu dem beabsichtigten Zweck der Verbrennung und zur Abgabe der Wärme an die Heizfläche des Kessels über. Beim Wärmeübergang von den Heizgasen zum Wasser sind zwei verschiedene Heizflächen und zwei Übergangsformen zu unterscheiden. Die äußere, feuerberührte Fläche dient zur Aufnahme der Wärme und die innere, wasserberührte zur Abgabe an das Kesselwasser. Die Kesselwand selbst vermittelt den Übergang zwischen beiden durch Leitung.

Die Wärmeabgabe von einem Körper auf den anderen kann auf zweierlei Weise erfolgen:

1. durch Strahlung aus der Entfernung, mit der die Wärme quadratisch abnimmt, und
2. durch Leitung bei der Berührung.

Diese beiden Arten von Wärmeübertragung kommen auch bei den Kesselheizungen vor. Nach G o s s beträgt die strahlende Wärme 29 und die leitende Wärme 71% der auf dem Rost erzeugten Gesamtwärme. Der Wärmeüberführung von den Heizgasen zum Kesselwasser setzen sich dreierlei Widerstände entgegen:

1. der Widerstand der feuerberührten Heizfläche gegen die Aufnahme der Wärme,
2. der Leitungswiderstand der Kesselwand und
3. der Widerstand derselben in der wasserberührten Heizfläche gegen die Wärmeabgabe.

Alle diese Vorgänge sind bei den Lokomotivkesseln noch wenig ergründet, so daß man sich zurzeit bei der von den Heizgasen dem Kessel zuströmenden Energie noch mit einem einzigen Koeffizienten behelfen muß, der die Wärmeüberführung für die Flächen-, Zeit- und Temperatureinheit darstellt, so daß also dieser spezifische Wärmedurchgang

$$q = w \cdot f(t) \text{ WE/qm, St. u. } ^\circ\text{C}$$

zu setzen ist, wenn mit  $t$  der Temperaturunterschied zwischen den Heizgasen und dem Kesselwasser bezeichnet wird. Allein auch diese Funktion entzieht sich noch unserer genaueren Kenntnis.

Eingehende Versuche würden sich besonders, und zwar unter verschiedenen Verhältnissen (Material und Wandstärken), auf die Ergründung des Weges zu erstrecken haben, den die Wärme zwischen den beiden Heizflächen zurücklegt. Sind  $t_1$ ,  $t$  und  $t_2$  die Temperaturgefälle in der feuerberührten Heizfläche, in der Kesselwand und in der wasserberührten Heizfläche, siehe Fig. 16a; ist also das ganze Gefälle zwischen der Temperatur der Heizgase und dem Kesselwasser

$$\mathfrak{T} = t_1 + t + t_2,$$

so sei zunächst die konstante übergeleitete Wärmemenge  $Q$ , dem Temperaturunterschied proportional gesetzt, gleich  $kT = a_1 t_1 = at = a_2 t_2$  WE/qm u. St., also

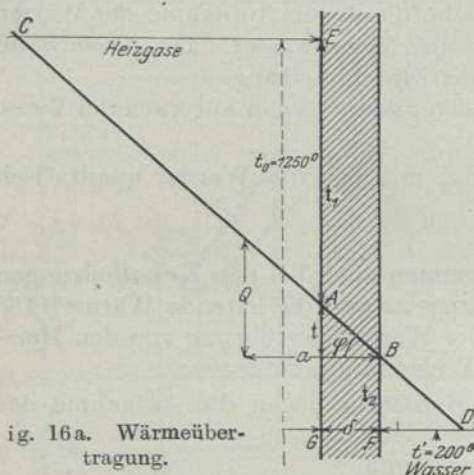
$$\mathfrak{T} = \frac{Q}{k} = Q \left( \frac{1}{a_1} + \frac{1}{a} + \frac{1}{a_2} \right) \quad \text{oder} \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{a_1} + \frac{1}{a} + \frac{1}{a_2}.$$

Was insbesondere die Wärmeleitung in der Metallwand anbetrifft, so bezieht sich der Koeffizient  $\frac{1}{a}$  auf 1 m Wandstärke, so daß für  $\delta$  m  $Q = \frac{a \cdot t}{\delta}$ .

$\frac{t}{\delta}$  ist das Temperaturgefälle in der Wand, also  $Q = atg$ .

Die in den Heizflächen auftretenden Temperatursprünge  $t_1$  und  $t_2$  geben einen Maßstab für die Übergangswiderstände, die man durch gleichwertige Metallstärken ersetzen kann. Diese können unmittelbar durch Verlängerung der Temperaturlinie  $AB$  nach beiden Seiten aus der Figur entnommen werden, sie sind bzw.  $EC$  und  $FD$ . Diese Darstellung kann aber auch aus der Formel

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{a_1} + \frac{1}{a} + \frac{1}{a_2}$$



abgeleitet werden; denn bezieht man die reziproken Werte von  $a_1$  und  $a_2$ , die die Übergangswiderstände darstellen, auf den Leitungswiderstand des Metalls

$$= a_1 \cdot \frac{\delta}{a} \quad \text{bzw.} \quad a_2 \cdot \frac{\delta}{a},$$

so daß

$$a_1 = \frac{1}{a_1} \cdot \frac{a}{\delta} \quad \text{und} \quad a_2 = \frac{1}{a_2} \cdot \frac{a}{\delta},$$

so ist

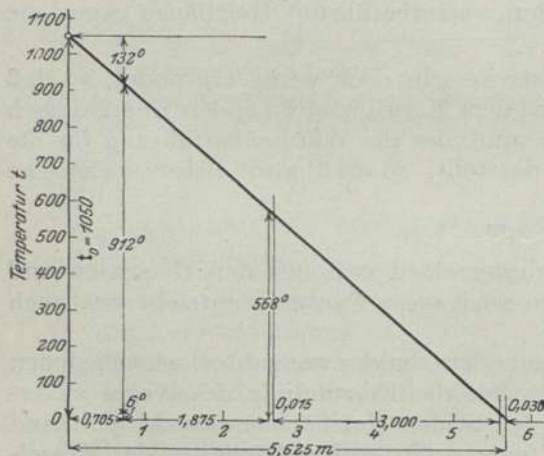
$$\frac{1}{k} = (a_1 + 1 + a_2) \frac{\delta}{a}$$

oder

$$\frac{1}{k} = \frac{a}{(a_1 + 1 + a_2) \delta}$$

Der Nenner  $(a_1 + 1 + a_2) \delta$  dieses Bruches ist daher die für den Gesamtwiderstand gleichwertige Metallstärke.

Zur Ausführung von Zahlenrechnungen ist zu bemerken, daß diese Koeffizienten für Lokomotivkessel noch nicht bekannt sind, nimmt man aber die bisher einigermaßen bekannten Werte für Eisen  $a = 50$  und für das allerdings sehr verschieden angegebene Leitungsvermögen des Kupfers gleich dem dreifachen des Eisens  $= 150$  WE/qm, St. u. °C, ferner den Übergangswiderstand von Eisen auf Wasser  $\frac{1}{a_2}$ , auch hier  $= \frac{1}{5000}$ , so kann hieraus



der Übergangswiderstand auf der Feuerseite vermittelt werden.

Wir werden später finden, daß in der Feuerbuchse einer Lokomotive  $Q = w \cdot t$  etwa  $= 200 \cdot 1050 = 210\,000$  WE  $= 150$  tg  $\varphi$  beträgt, woraus übrigens schon zu erkennen ist, daß das Temperaturgefälle in der Feuerbuchswand

$$\text{tg } \varphi \approx \frac{t}{\delta} \approx \frac{210\,000}{150} \approx 1400$$

und daher  $t \approx 0,015 \cdot 1400 \approx 21^\circ \text{C}$  ist. Es wird sich nämlich sogleich herausstellen, daß der Leitungs- und der Übergangswiderstand auf der Wasserseite, gegenüber dem Eintrittswiderstande, verschwindend klein sind; denn

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{200} = \frac{1}{a_1} + \frac{0,015}{150} + \frac{1}{5000} = \frac{1}{a_1} + \frac{1}{10000} + \frac{1}{5000};$$



oder 
$$\frac{1}{a_1} = \frac{94}{20000} = \frac{1}{213},$$

die gleichwertigen Metallstärken für die Übergangswiderstände sind daher

$$\delta_1 = a_1 \delta = \frac{a}{a_1} = \frac{150}{213} = 0,705 \text{ m}$$

und 
$$\delta_2 = a_2 \delta = \frac{a}{a_2} = \frac{150}{5000} = 0,030 \text{ m}.$$

Der Gesamtwiderstand ist

$$\begin{aligned} \frac{1}{k} &= (a_1 + 1 + a_2) \frac{\delta}{a} = (47 + 1 + 2) \frac{\delta}{a} = 50 \cdot \frac{\delta}{a} \\ &= \frac{50 \cdot 0,015}{150} = \frac{0,75}{150} = \frac{1}{200}. \end{aligned}$$

Dies ist das Ergebnis bei rein metallischen Heizflächen; ist aber z. B. die feuerberührte Heizfläche mit einer  $\delta' = 1 \text{ mm}$  starken Rußschicht und die wasserberührte Heizfläche mit einer  $\delta'' = 10 \text{ mm}$  starken Kesselsteinschicht bedeckt, so kommen noch zwei große Widerstände hinzu und der Gesamtwiderstand wird

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{a_2} + \frac{\delta'}{a'} + \frac{\delta}{a} + \frac{\delta''}{a''} + \frac{1}{a_1}$$

und auf den gleichen Nenner  $a$  des Kupfers gebracht,

$$= \frac{\delta_1 + \delta_1' + \delta + \delta_1'' + \delta_2}{a} = (a_1 + a' + 1 + a'' + a_2) \frac{\delta}{a},$$

so daß die gleichwertigen Metallstärken für die Widerstände des Rußes und Kesselsteins

$$\delta_1' = a' \delta = \frac{a}{a'} \delta = \frac{150}{0,08} \cdot \frac{1}{1000} = 1,875 \text{ m}$$

und 
$$\delta_2' = a'' \delta = \frac{a}{a''} \delta = \frac{150}{0,50} \cdot \frac{10}{1000} = 3,000 \text{ m}$$

entsprechen.

Man erhält daher jetzt nach dem Hinzutreten dieser Widerstände und unter vorläufiger Beibehaltung der für die anderen festgesetzten Werte den Gesamtwiderstand

$$\begin{aligned} \frac{1}{k} &= (47 + 125 + 1 + 200 + 2) \frac{\delta}{a} = \frac{\delta \Sigma a}{a} \\ &= \frac{1}{213} + \frac{1,875 + 0,015 + 3,0}{150} + \frac{1}{5000} \\ &= 0,0047 + 0,0326 + 0,0002 = 0,0375 \\ &= 375 \cdot \frac{\delta}{a} = \frac{375 \cdot 0,015}{150} = \frac{5,625}{150}, \end{aligned}$$

so daß jetzt  $k$  nur 27, statt 200 WE beträgt. Die 3 Temperaturgefälle sind dann

$$t_1 = \frac{0,0047}{0,0375} \cdot 1050 = 132^\circ \text{ C}$$

$$t_2 = \frac{0,0326}{0,0375} \cdot 1050 = 912^\circ \text{ C}$$

und 
$$t_3 = \frac{0,0002}{0,0375} \cdot 1050 = 6^\circ \text{ C}$$

1050° C. (Fig. 16b)

Das Gefälle  $\text{tg } \varphi$  ist  $\frac{\mathfrak{T}}{\delta \Sigma a} = \frac{1050}{5,625} = 187$  und daher die Temperatur des Kupfers auf der Feuerseite unter der Rußdecke

$$\begin{aligned} 7 + 200 - (a_1 + a') \delta \text{tg } \varphi &= 200 + 7 \left( 1 - \frac{a_1 + a'}{\Sigma a} \right) \\ &= 1250 - (0,705 + 1,875) 187 = 768^\circ \text{C.} \end{aligned}$$

Man könnte daher auch auf Grund dieser Betrachtungen diejenige Stärke des Kesselsteins oder der Schlammablagerung berechnen, bei der die Feuerbuche ausgeglüht würde.

Es war  $Q = k \cdot \mathfrak{T} = a_1 t_1$ ; also

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{a} + \frac{\delta''}{a''} + \frac{1}{a_2} = \frac{\mathfrak{T}}{a_1 t_1};$$

also

$$\frac{\delta''}{a''} = \frac{\mathfrak{T}}{a_1 t_1} - \left( \frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{a} + \frac{1}{a_2} \right).$$

$\mathfrak{T}$  ist  $1250 - 200 = 1050^\circ \text{C}$  und  $t_1$  soll  $1250 - 1080 = 170^\circ \text{C}$  sein, unter der Voraussetzung, daß das Kupfer bei  $1080^\circ \text{C}$  zu schmelzen beginnt; daher erhält man die zugehörige Stärke des Kesselsteins

$$\begin{aligned} \delta'' &= \frac{a'' \cdot \mathfrak{T}}{a_1 t_1} - a'' \left( \frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{a} + \frac{1}{a_2} \right) = \frac{0,5 \cdot 1050}{213 \cdot 170} - 0,5 \left( \frac{1}{213} + \frac{0,015}{150} + \frac{1}{5000} \right) \\ &= 0,0145 - 0,5 (0,0047 + 0,0001 + 0,0002) = 0,012 \text{ m} = 12 \text{ mm}; \end{aligned}$$

denn jetzt ist

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{a} + \frac{\delta''}{a''} + \frac{1}{a_2} = \frac{1}{213} + \frac{0,015}{150} + \frac{0,012}{0,5} + \frac{1}{5000} = \frac{1}{34,5}$$

und daher

$$\begin{aligned} t &= 200 + \mathfrak{T} - (a_1 + a') \delta \text{tg } \varphi, \\ &= 200 + \mathfrak{T} - \frac{(a_1 + a') \delta \cdot 7}{\Sigma a \delta}, \\ &= 200 + \mathfrak{T} \left( 1 - \frac{a_1 + a'}{\Sigma a} \right) \end{aligned}$$

und da  $\Sigma a \delta = \delta \Sigma a = \frac{a}{k}$

$$\begin{aligned} t &= 200 + \mathfrak{T} \left[ 1 - \frac{(a_1 + a') \delta k}{a} \right], \\ &= 200 + 1050 \left[ 1 - \frac{(47 + 1) 0,015}{150} \cdot 34,5 \right], \\ &= 200 + 1050 \cdot 0,8344 = 1080. \end{aligned}$$

Auf andere Weise erhält man die Ziffer  $\delta''$  wie folgt. Es war  $\frac{\mathfrak{T}}{A} = \frac{t_1}{\delta_1}$ ; also

$$\begin{aligned} A &= \frac{\mathfrak{T} \cdot \delta_1}{t_1} = \frac{(1250 - 200) \cdot 0,705}{1250 - 1080} = 4,35 \text{ m}, \\ &= 0,705 + 0,015 + \frac{a \cdot \delta''}{a'' \cdot 1000} + 0,030 \end{aligned}$$

und hieraus  $\delta'' = (4,35 - 0,75) \frac{0,5 \cdot 1000}{150} = 0,012 \text{ m} = 12 \text{ mm},$

$$\text{tg } \varphi = \frac{\mathfrak{T}}{A} = \frac{1050}{4,35} = \frac{t_1}{\delta_1} = \frac{170}{0,705} = 241.$$



Bei dieser hohen Temperatur von  $1080^{\circ}\text{C}$  dehnt sich übrigens das Kupfer um  $\frac{1}{582} \cdot 10,8 = \text{etwa } \frac{1}{54}$  seiner ursprünglichen Länge aus, so daß in den Feuerbuchswänden zwischen den Stehbolzen die bekannten Beulen entstehen, deren Höhe im vorliegenden Falle 7 mm betragen würde.

Kehren wir nun zu der ursprünglichen Formel für den Wärmedurchgang  $q = w f(t)$  zurück und versuchen, in Ermangelung der Kenntnis der drei Koeffizienten, diese durch einen einzigen  $= w$  zusammenzufassen, so ist zu bemerken, daß **Werner** auf Grund früherer Versuche mit ortsfesten Dampfkesseln festgestellt hat, daß hier mit großer Wahrscheinlichkeit  $q = w t^2 = 0,06 t^2$  gesetzt werden kann, was auch durch andere Versuche bestätigt worden ist.

**Wärmeabgabe der Heizgase.** Hiernach soll versucht werden, zunächst den Wärmedurchgang im Röhrenkessel der Lokomotive zu ermitteln. Bei einer Heizfläche  $H$  ist eine unendlich kleine Wärmeabgabe  $dQ = w \cdot t^2 \cdot dH$ . Bezeichnet ferner  $G$  den Kohlenverbrauch in kg/st brutto,

$g$  das Gewicht der auf 1 kg Heizstoff sich entwickelnden Heizgase in kg,

$c$  die spezifische Wärme derselben in WE/kg bei konstanter Spannung, so ist auch

$$dQ = -G g c dt;$$

also

$$dH = -\frac{G g c dt}{w \cdot t^2}$$

oder

$$H = \frac{G g c}{w} \cdot \left( \frac{1}{t} - \frac{1}{t_1} \right)$$

wenn  $t_1$  und  $t$  die Grenzwerte der Temperaturunterschiede bei der Integration bezeichnen. Ist nun  $x$  die Entfernung einer gewissen Stelle des Langkessels, für die die Temperatur der Rauchgase  $t$  bestimmt werden soll, von der kupfernen Rohrwand, bezeichnet ferner

$\delta$  den inneren Siederohrdurchmesser,

$l$  die Länge der Siederohre zwischen den beiden Rohrwänden,

$z$  die Zahl der Siederohre und

$H_2$  die feuerberührte indirekte Heizfläche,

so ist diese  $= z \cdot \pi \cdot \delta \cdot x = a x$  bis zur Stelle  $x$  und im ganzen  $= z \cdot \pi \cdot \delta \cdot l$ ; hiernach erhält man

$$x = \frac{G g c}{a w} \left( \frac{1}{t} - \frac{1}{t_1} \right)$$

und daher den gesuchten Temperaturunterschied zwischen den Heizgasen und der unveränderlichen Wärme des Kesselwassers und Dampfes in der Entfernung  $x$  von der kupfernen Rohrwand

$$t = \frac{1}{\frac{1}{t_1} + \frac{a w}{G g c} \cdot x}$$

Hiernach ist das Gesetz der Temperaturabnahme der Heizgase beim Durchströmen des Langkessels bestimmt, und es kommt zur Ausführung von Zahlenrechnungen nur noch auf die Kenntnis der Endtemperaturunterschiede  $t_1$  und  $t_2$  an. Die erstere ist nicht bekannt, aber die letztere durch eigene Versuche bei der K. E.-D. Hannover ermittelt worden; sie kann durchschnittlich  $= 150^{\circ}\text{C}$  gesetzt werden.

Zur Bestimmung des Temperaturunterschiedes  $t_1$  in der hinteren Rohrwand dient folgende Betrachtung.

Es bezeichne zu diesem Zwecke

$H_1$  die direkte Heizfläche,

$H = H_1 + H_2$  die gesamte Heizfläche,

$t_0$  den Temperaturunterschied zwischen der höchsten Temperatur  $t_0$  bei der Verbrennung gegen das Kesselwasser  $t' = 200^\circ \text{C}$ ,

$Q, Q_1$  und  $Q_2$  die entsprechend übertragenen Wärmemengen,

so ist allgemein  $Q = w \cdot H t_m^2 = G g c (t_0 - t)$

oder  $H = \frac{G g c (t_0 - t)}{w \cdot t_m^2} = \frac{G g c}{w} \left( \frac{1}{t} - \frac{1}{t_0} \right)$

unter  $t_m$  einen gewissen Mittelwert verstanden, so daß

$$\frac{t_0 - t}{t_m^2} = \frac{1}{t} - \frac{1}{t_0} \quad \text{oder} \quad t_m^2 = t_0 t.$$

$t_m$  ist daher die mittlere Proportionale der Endwerte  $t_0$  und  $t_1$ . Es ist also allgemein  $Q = w \cdot H t_0 t$  und die gesamte Wärmemenge daher

$$Q = w_1 H_1 t_0 t_1 + w_2 H_2 t_1 t_2$$

und der gesuchte Wert

$$t_1 = \frac{w \cdot H t_0 t_2}{w_1 H_1 t_0 + w_2 H_2 t_2} = \frac{w \cdot H}{w_1 \frac{H_1}{t_2} + \frac{w_2 H_1}{t_0}}$$

Wird nun zunächst der Wärmedurchgangskoeffizient  $w$  für die Flächen-, Zeit- und Temperatureinheit, vorbehaltlich einer nachträglichen Korrektur, für beide Heizflächen gleich gesetzt bis weitere Erfahrungen auf diesem Gebiete es ermöglichen, genauere Werte einzusetzen, so kann die Temperatur der Heizgase an der Grenze zwischen beiden Heizflächen  $H_1$  und  $H_2$ , in der hinteren Rohrwand, bestimmt werden. Die Annahme eines konstanten Koeffizienten  $w$  erscheint nach der Erwägung, daß der geringen Wandstärke der Siederohre ein fast in demselben Verhältnis besseres Leitungsvermögen der stärkeren kupfernen Feuerbuchse gegenüber steht, wohl zulässig. Da nun unter dieser Annahme der Koeffizient  $w$  aus der obigen Formel verschwindet, und die Verbrennungstemperatur  $t_0$  nach den Versuchen bei der K. E.-D. Hannover unter der Annahme einer vollkommenen Verbrennung, wie schon erwähnt =  $1500^\circ \text{C}$ , also der Temperaturunterschied  $t_0 = 1300^\circ \text{C}$  gesetzt werden kann, so ist jetzt der Wert von  $t_1$  aus der Formel  $\frac{H}{\frac{H_1}{t_2} + \frac{H_2}{t_0}}$  bekannt.

Ist z. B.  $H_1 = 12 \text{ qm}$ ,

$$H_2 = 136 \text{ qm} = 240 \cdot \pi \cdot 0,045 \cdot 4 = 34 \cdot 4 \text{ qm},$$

also  $H = 148 \text{ qm}$ ,

so erhält man

$$t_1 = \frac{148}{\frac{12}{350 - 200} + \frac{136}{1500 - 200}} = 802^\circ$$

oder die Temperatur der Heizgase in der hinteren Rohrwand ist

$$t_1 = t_1 + 200 = 1002^\circ \text{C}.$$

Auf Grund dieser Ermittlung können nun alle übrigen Fragen des Kesselbetriebes gelöst werden.



## A. Direkte Heizfläche.

In der dem Langkessel vorgelegten Feuerbuchse besitzt die Lokomotive eine Art Vorfeuerung und somit auch alle Vorzüge einer solchen wie bei den ortsfesten Dampfkesseln, jedoch unter der Einschränkung, daß bei diesen die umschließende Wandung nicht aus guten Wärmeleitern besteht, die die Wärme schnell nach außen befördern, sondern zugunsten einer vollkommeneren Verbrennung aus schlechten Wärmeleitern, die beim Sinken der Verbrennungstemperatur ihre Glut auf die unverbrannten Heizgase zurückstrahlen.

Aus den beiden Grundgleichungen

$$Q_1 = w_1 H_1 t_0 t_1 = G g c (t_0 - t_1)$$

kann zunächst der Koeffizient  $w_1 = \frac{G g c (t_0 - t_1)}{H_1 t_0 t_1}$  ermittelt werden.

Annahme:

$G = 0,95 \cdot 1200 = 1140$  kg/st nach Abzug von 5% Herdrückständen und  
 $g = 19,6$  bei 60% Luftüberschuß.

Was die spezifische Wärme  $c$  der Rauchgase bei konstanter Spannung für die Gewichtseinheit anbetrifft, so ist sie nach ihren Hauptbestandteilen bekannt. Der Wert für N und atmosphärische Luft ist 0,24, für  $\text{CO}_2$  mutmaßlich etwas größer und ebenso für den Wasserdampf, der aber nicht entscheidend ist. Wir wollen daher für  $c = 0,25$  setzen. Ist dann ferner, wie wir bereits wissen,  $t_0 = 1300$  und  $t_1 = 802^\circ\text{C}$ , so erhält man umgekehrt  $w_1 = 0,22$ .

## B. Der Langkessel.

$$w_2 = w_1 = \frac{G g c (t_1 - t_2)}{H_2 t_1 t_2} = 0,22.$$

Nach erlangter Kenntnis dieses Wertes kann die Temperatur  $t_1$  auch rückwärts aus der bekannten der Rauchkammer  $t$  abgeleitet werden.

**Indirekte Heizfläche.** Aus französischen Versuchen ergibt sich unter ähnlichen Verhältnissen dieser Wert  $= 0,21$ . Es ist möglich, daß der Koeffizient  $w_1$  in der Feuerbuchse kleiner ist, was vielleicht dadurch erklärt werden kann, daß die strahlende Wärme, die mit der Entfernung quadratisch abnimmt, in der Feuerbuchse eine geringere spezifische Wirkung ausübt, als bei den zu kleinen Strömen verteilten Rauchgasen im Langkessel.

Hiernach wäre bei der Bestimmung des Temperaturunterschiedes  $t_1$  in der hinteren Rohrwand erst dann eine Korrektur vorzunehmen, wenn die Werte für  $w_1$  und  $w_2$  genauer bekannt sind.

Der durchschnittliche Wert von  $w$  für die gesamte Heizfläche würde sich also  $= \frac{H_1 w_1 + H_2 w_2}{H} = 0,22$  ergeben und  $t_1$  rund  $800^\circ$ .

**Temperaturkurve.** Zur bildlichen Darstellung des Verlaufs der Wärmeabgabe an die Kesselwandung seien nun einige Werte von  $t$  und zwar für die Entfernungen

$x = 1, 2$  und  $3$  m nach der Formel  $t = \frac{1}{\frac{1}{t_1} + \frac{1}{a w \cdot x} + \frac{1}{G g c}}$  berechnet.

Für  $x = 1$  ist

$$t' = \frac{1}{\frac{1}{800} + \frac{1}{0,95 \cdot 1200 \cdot 19,6 \cdot 2,25}} = \frac{1}{\frac{1}{800} + \frac{1}{747}} = \frac{800 \cdot 747}{800 + 747} = 386$$

und daher die Temperatur der Heizgase selbst  $t' = 386 + 200 = 586^\circ \text{C}$ .

Für  $x = 2$  ist  $t'' = 255$  und  $t''' = 455^\circ$ .

Für  $x = 3$  ist  $t'''' = 190$  und  $t'''' = 390$ .

Für  $x = 4$  zur Probe ist  $t'''' = 151$  und  $t'''' = 351$ .

Für  $x = \frac{1}{2}$  ist  $t'''' = 521$  und  $t'''' = 721$ .

In der Fig. 17 ist diese Abhängigkeit der Wärmeüberführung von der Entfernung  $x$  bildlich dargestellt. Der Verlauf dieser Kurven ist schon aus der Formel

$$t = \frac{1}{\frac{1}{t_1} + \frac{\alpha w_2 \cdot x}{G g c}} \quad \text{erkennbar.}$$

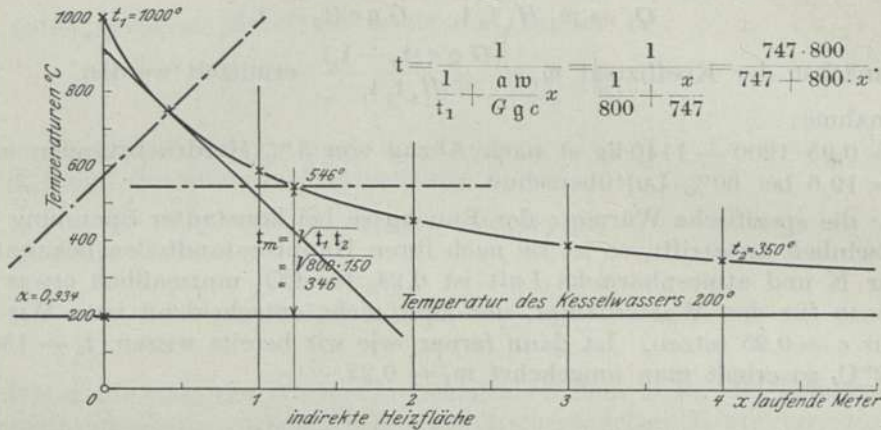


Fig. 17. Temperaturkurven des Langkessels.

Die Wärmeabgabe ist um so größer, also  $t$  um so kleiner, je größer  $\alpha$ , also je größer bei demselben Durchmesser  $\delta$  der Siederohre ihre Anzahl  $z$  ist. Das ist wohl zu beachten, denn es ist sehr wichtig, daß die Temperatur der Heizgase, also auch die Temperaturkurve von Haus aus stark fällt; deshalb wollen wir die Sache durch Berechnung des Differentialquotienten noch näher untersuchen. Dieser ist

$$\frac{dt}{dx} = - \frac{A \alpha}{\left(\frac{1}{t_1} + A \alpha x\right)^2}, \quad \text{wenn } A = \frac{w_2}{G g c}.$$

Dieser Wert gibt einen Maßstab für die Temperatursenkung in der Entfernung  $x$  und für  $x = 0$  in der hinteren Rohrwand ist die anfängliche Neigung der Kurve  $= -A \alpha t_1^2$ ; sie ist also proportional der Größe  $\alpha = z \cdot \frac{\pi \delta^2}{4}$ , hier  $= 34$  und wächst quadratisch mit dem Anfangswert des Temperaturunterschieds  $t_1$ . Zur Erlangung einer wirtschaftlich günstigen Temperaturkurve müßten also die Werte  $z$  bzw.  $\alpha$  und  $t_1$  möglichst groß sein.

Die in der Flächeneinheit übertragenen Wärmemengen sind proportional dem Quadrat des mittleren Wertes  $t_m$  und dem Produkt der Endwerte  $t_1$  und  $t'$ , woraus sich für die in vier gleiche Teile zerlegt gedachte indirekte Heizfläche folgende Verhältnisnummern ergeben:

|                 |                          |                                 |
|-----------------|--------------------------|---------------------------------|
|                 | $t_m^2 = t_1 t'$         | $4 \cdot 800 \cdot 151 = 100\%$ |
| für $x = 0-1$ m | $800 \cdot 386 = 63,5\%$ |                                 |
| 1-2 m           | $386 \cdot 255 = 20,5\%$ |                                 |
| 2-3 m           | $255 \cdot 190 = 10,0\%$ |                                 |
| 3-4 m           | $190 \cdot 151 = 6,0\%$  |                                 |
|                 |                          | 100,0%                          |



Aus der Temperaturkurve und dieser Zusammenstellung ist erkennbar, in welchem Grade die Temperatur der Heizgase bei ihrem Durchzug durch den Langkessel, unter entsprechender Abgabe ihrer Wärme an den Kessel, sich vermindert, und daß der spezifische Wirkungsgrad des Langkessels mit zunehmender Länge immer schwächer wird. Die in der Praxis bisher als sehr geringfügig angenommene Wärmemenge im vierten laufenden Meter der Siederohre ist daher zutreffend; denn sie beträgt nur etwa 6%.

Hieraus läßt sich auch beurteilen, und nötigenfalls berechnen, ob und wie weit es sich lohnt, die Wärme der Heizgase durch eine weitere Verlängerung der Siederohre über den vierten laufenden Meter hinaus noch mehr auszunutzen. Wollte man, was übrigens tatsächlich vielfach geschieht, mit der Kessellänge noch weiter gehen, so würde z. B. der fünfte laufende Meter nur noch 3,8% der Langkesselwärme übertragen.

Bei näherer Betrachtung der Formel

$$t = \frac{1}{\frac{1}{t_1} + \frac{a w \cdot x}{G g c}}$$

oder, wenn  $\frac{1}{t_1}$  mit  $a$  und  $\frac{a w}{G g c}$  mit  $b$  bezeichnet werden, ist  $t(a + b x) = 1$ , woraus zu erkennen ist, daß die Temperatur nach Fig. 17 durch eine gleichseitige Hyperbel dargestellt wird; denn bei der Koordinatenverwandlung  $x' = x + a$  ist die Asymptotengleichung

$$t(a + b x' - b a) = 1 \quad \text{oder} \quad x' t + \frac{a}{b} t - a t = \frac{1}{b}$$

und wenn nun  $\frac{a}{b} = \alpha$  gesetzt wird

$$x' t = \frac{1}{b} = \frac{G g c}{a w} = 747 \quad \text{und} \quad \alpha = \frac{a}{b} = \frac{G g c}{a w t_1} = 0,934.$$

### a) Die Wärmeübergabe in der Feuerbuchse.

**Wärmeverteilung auf die direkte und die indirekte Heizfläche.** Wir haben gesehen, daß die durch Verbrennung von 1 kg reiner Steinkohle verfügbar gewordene Wärmemenge 7500 WE beträgt. Kommen nun stündlich brutto 1200 kg zur vollkommenen Verbrennung, so entspricht dies, unter der Annahme eines fünfprozentigen Herdrückstandes, einer Wärmemenge von  $0,95 \cdot \frac{1200}{60 \cdot 60} \cdot 7500 = 2375$  WE/sek.

Indem diese Wärmemenge, unter der weiteren Annahme eines 60proz. Luftüberschusses bei der Verbrennung, auf  $0,95 \cdot \frac{1}{3} \cdot 19,6 = 6,2$  kg Heizgase übergehen, und zwar mit einer Verbrennungstemperatur von  $t_0 = \frac{2375}{6,2 \cdot 0,25} = 1532^\circ \text{C}$ , wofür wir rund  $1500^\circ$  angenommen haben, wird von dieser Wärme in der Feuerbuchse das  $\frac{t_0 - t_1}{t_0}$ -fache abgenommen, oder  $\frac{1500 - 1000}{1500} = \frac{1}{3} = 33\frac{1}{3}\%$ .

Es ist daher  $Q_1 = \frac{1}{3} \cdot 2375 = 792$  WE/sek  $= w_1 H_1 t_{m1}^2 = w_1 H_1 t_0 t_1$ . Die direkte Heizfläche überträgt daher im ganzen  $Q_1 = 792$  WE und für 1 qm

$$q_1 = \frac{792}{12} = 66 \text{ WE/sek}$$

entsprechend einer Dampfentwicklung von  $\frac{66 \cdot 60 \cdot 60}{665} = 357$  kg/qm/st und für einen

Zentigrad des mittleren Temperaturunterschiedes  $\frac{66}{1050} = 0,06285$  WE/qm/sek u.  $^\circ \text{C}$  oder rund 226 WE/qm/st u.  $^\circ \text{C}$ .

### b) Die Wärmeübergabe im Langkessel.

Sie erstreckt sich auf den Rest der nutzbar gemachten Wärmemenge gleich dem  $\frac{t_1 - t_2}{t_0}$  fachen  $= \frac{1000 - 350}{1500} = 0,433$  der gesamten Wärme.

$$Q_2 \text{ ist daher} = 0,43 \cdot 2375 = 1021 \text{ WE/sek}$$

$$= w_2 H_2 t_m^2 = w_2 H_2 t_1 t_2.$$

Die indirekte Heizfläche überträgt daher im ganzen

$$Q_2 = 1021 \text{ WE und für 1 qm}$$

$$q_2 = \frac{1021}{136} = 7,5 \text{ WE/sek,}$$

entsprechend einer Dampfentwicklung von  $\frac{7,5 \cdot 60 \cdot 60}{665} = 41 \text{ kg/qm/st} = \frac{1}{8,7}$  der direkten Heizfläche, und für einen Zentigrad des mittleren Temperaturunterschiedes  $= \frac{7,5}{346} = 0,0217 \text{ WE/qm/sek u. } ^\circ\text{C}$ , oder rund  $78 \text{ WE/qm/st u. } ^\circ\text{C} = \frac{1}{2,9}$  der direkten Heizfläche.

### c) Vergleich zwischen den beiden Heizflächen.

Es war  $Q_1 = G g c (t_0 - t_1)$  und

$Q_2 = G g c (t_1 - t_2)$ , daher das Verhältnis beider

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{t_0 - t_1}{t_1 - t_2} = \frac{1300 - 800}{800 - 150} = 0,77$$

und im Verhältnis zur Gesamtwärme

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{t_0 - t_1}{t_0 - t_2} = \frac{500}{1150} = 43,5\% \text{ und}$$

$$\frac{Q_2}{Q} = \frac{t_1 - t_2}{t_0 - t_2} = \frac{650}{1150} = 56,5\%.$$

Die direkte Heizfläche erzeugt daher 43,5 und die indirekte 56,5% der ganzen an den Kessel übertragenen Wärme, und zwar nur  $\frac{1500 - 350}{1500} = 33,3 + 43,3 = 76,6\%$  der entwickelten, verfügbaren Wärme, so daß etwa 23% durch den Schornstein verloren gehen.

Da

$$Q_1 \text{ auch} = w_1 H_1 t_0 t_1$$

und

$$Q_2 = w_2 H_2 t_1 t_2,$$

so ist

$$\frac{Q_1}{Q_2} \text{ auch} = \frac{w_1 H_1 t_0}{w_2 H_2 t_2},$$

da nun ferner

$$t_1 = \frac{w H}{w_1 \frac{H_1}{t_2} + \frac{w_2 H_2}{t_0}},$$

so ist

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{w_1 H_1}{w \cdot H \cdot t_2} \times \frac{w \cdot H}{w_1 \frac{H_1}{t_2} + \frac{w_2 H_2}{t_0}} = \frac{1}{1 + \frac{w_2 \cdot H_2 \cdot t_2}{w_1 \cdot H_1 \cdot t_0}}$$



## Der Wirkungsgrad des Lokomotivkessels.

**Wärmeverluste.** Der gesamte Energieverlust beim Dampfkesselbetrieb setzt sich aus verschiedenen einzelnen Verlusten zusammen:

1. Die nicht brennbaren Herdrückstände haben wir bei diesen Berechnungen auf 5 Gewichtsprozente des ganzen Kohlenverbrauchs geschätzt; sie sollten im Lokomotivbetriebe diese Ziffer nicht überschreiten.

2. Die an diese Rückstände übergegangene, also verlorene Wärme ist, wenn die spezifische Wärme dieser erdigen Bestandteile = 0,2 gesetzt wird,

$$= \frac{5}{100} \cdot \frac{0,2 \cdot 1500 \cdot 100}{7500} = 1/5\%$$

kann also vernachlässigt werden.

3. Der Luftüberschuß ist bereits ermittelt worden; der durch ihn herbeigeführte Wärmeverlust ist  $\frac{(\xi - 1) 11,6 \cdot 0,25 \cdot 350 \cdot 100}{7500} = 13,5 (\xi - 1)\%$ ; z. B. für  $\xi = 160\%$  ist er  $= 13,5 \cdot 0,6 = 8,1\%$ .

4. Die unvollkommene Verbrennung ist ebenfalls schon genau besprochen und berechnet worden; es wurde festgestellt, daß der Wärmeverlust bei aufmerksamer Bedienung 3% betragen wird.

5. Der Schornsteinverlust besteht zunächst aus dem Verlust, den die unumgänglich nötige Verbrennungsluft von 11,6 kg für jedes kg Kohle und mit dieser = 12,6 kg Rauchgase beim Entweichen noch besitzen. Dieser Verlust ist daher  $= \frac{12,6 \cdot 0,25 \cdot 350 \cdot 100}{7500} = 14,7\%$ . Der Schornsteinverlust durch den Luftüberschuß (über 11,6 kg/kg Kohle) ist unter 3 schon berücksichtigt.

Der gesamte durch die verlorene Wärme der abziehenden Rauchgase herbeigeführte Schornsteinverlust ist

$$\mathfrak{B} = \frac{(1 + 11,6\xi) 0,25 \cdot t \cdot 100}{7500} \%$$

der verfügbaren Wärme von 1 kg des Heizstoffs. Setzt man nach der oben aufgestellten empirischen Formel für den Luftüberschußkoeffizienten  $\xi = \frac{20,8}{\text{CO}_2}$ , wenn unter  $\text{CO}_2$  der Raumbestandteil der Rauchgase an  $\text{CO}_2$  bezeichnet, so ist annähernd

$$\mathfrak{B} = \frac{11,6 \cdot 20,8 \cdot 0,25 \cdot 100 \cdot t}{\text{CO}_2 \cdot 7500} = \frac{0,8 \cdot t}{\text{CO}_2},$$

z. B. für  $t = 350^\circ$  und 12 Raumprocente  $\text{CO}_2$ :  $\frac{0,8 \cdot 350}{12} = 23,3\%$ .

Die Verluste durch den Funkenflug können nur bei einer feststehenden Lokomotive ermittelt werden; sie sollen nach einem derartigen Versuche mindestens 3% betragen.

Der Material- und Wärmeverlust durch die ausgeworfene und in der Rauchkammer sich ansammelnde Lösche dürfte nach eigenen Versuchen zu 5% anzunehmen sein.

### 6. Die Abkühlung.

An einer Lokomotive mit normalem Dampfüberdruck von 12 Atm., im Schuppen stehend, bei  $+10^\circ \text{C}$  äußerer Temperatur, ist festgestellt worden, daß der Druck in der ersten Stunde von 12 auf 9,7 Atm. und daher die Kesseltemperatur

$t'$  um  $9^{\circ}\text{C}$  abgenommen hatte; vgl. Fig. 18. Ist  $G$  das Gewicht des gesamten Kessels mit Wasserinhalt,  $c$  die spezifische Wärme desselben und  $t$  die Wärmeabnahme, so ist der Wärmeverlust  $W = Gct$  WE. Das Gewicht  $G$  besteht aus

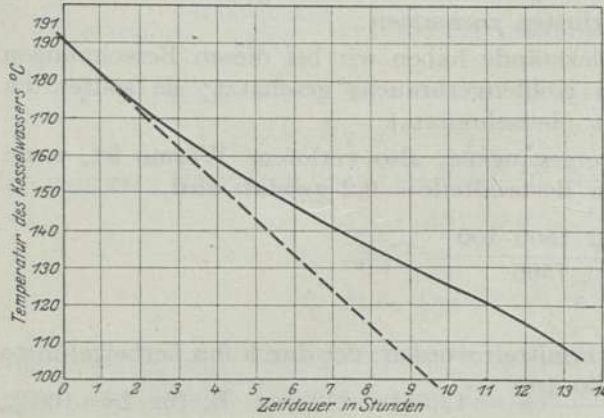


Fig. 18. Abkühlung eines Lokomotivkessels in der Normalspannung von 12 Atm. Überdruck.  
 $Q = w \cdot t^2 = 1,45 (191 - 10)^2 = 47500 \text{ WE/st} = 13 \text{ WE/sek.}$

|        | kg                   | c | Produkt |
|--------|----------------------|---|---------|
| Kupfer | $1500 \times 0,095$  |   | = 143   |
| Eisen  | $7000 \times 0,114$  |   | = 798   |
| Wasser | $4000 \times 1,000$  |   | = 4000  |
|        | $12500 \times 0,395$ |   | = 4941  |

Der Wärmeverlust durch Abkühlung ist daher  $W = 12500 \cdot 0,395 \cdot 9 = 12,5 \text{ WE/sek}$  gegenüber einem Wärmeverbrauch von  $\frac{1200}{60 \cdot 60} \cdot 7500 = \frac{1}{3} \cdot 7500 = 2500 \text{ WE/sek}$ , so daß bei einer im geschlossenen Raum stehenden Lokomotive der Abkühlungsverlust nur  $\frac{1}{2}\%$  beträgt, der sich indessen während der Fahrt erheblich steigern wird.

Wird auch hier der Wärmeübergang durch die Formel  $Q = w \cdot t^2$  ausgedrückt, so ist der Koeffizient  $w$  nach meinen Versuchen für

| die Zeit  | der Temperaturunterschied $t$ | der Koeffizient $w$ für die gesamte Abkühlungsfläche |
|-----------|-------------------------------|--|
| 0 Stunden | $191^{\circ}\text{C}$         | 1,45   |
| 5 „       | $153^{\circ}\text{C}$         | 1,46   |
| 10 „      | $125^{\circ}\text{C}$         | 1,50   |

Die Abkühlung erfolgt daher in einem etwas schwächerem Grade als im quadratischen Verhältnis der Temperaturunterschiede.

**Wirkungsgrad.** Bei der Aufstellung einer Wärmebilanz können die unter 2 und 6 bezeichneten Verluste außer acht gelassen werden, so daß sich diese Bilanz folgendermaßen gestaltet:

|  |      |
|--|------|
| Verfügbare Wärmemenge . . . . .        | 100% |
| Verluste                               |      |
| 1 und 2 Herdrückstände . . . . .       | 5%   |
| 3 und 5 Abziehende Rauchgase . . . . . | 23%  |
| 4 Unvollkommene Verbrennung . . . . .  | 3%   |
| Zu 5 Funkenflug . . . . .              | 3%   |
| Zu 5 Rauchkammerlösche . . . . .       | 5%   |
| Gesamtverlust                          | 39%  |
| Nutzeffekt des Kessels                 | 61%  |

Hiermit ist die Aufklärung gegeben, daß der Hauptverlust in der verlorenen Wärme der abziehenden Rauchgase besteht. Es wird daher bei der Nachprüfung des Wirkungsgrades, besonders die Rauchkammertemperatur  $t_2$ , genauer zu untersuchen sein.

Zu diesem Effektverlust muß indessen bemerkt werden, daß er in dieser Gestalt und Größe nur einen theoretischen Wert beanspruchen kann; denn es ist zwar möglich, die mit den Rauchgasen aus dem Schornstein abziehende Wärmemenge anderweit technisch zu verwerten, im Dampfkesselbetrieb jedoch nur bis zur Wärmestufe des Kesselwassers, im vorliegenden Falle daher  $200^{\circ}\text{C}$ . Für den Kesselbetrieb sind also eigentlich nur  $350 - 200 = 150^{\circ}\text{C}$  verloren, oder

$$\frac{150 \cdot 100}{1500} = 10\% \quad \text{anstatt} \quad \frac{350 \cdot 100}{1500} = 23\%$$



In welchem Grade aber die Temperatur der abziehenden Rauchgase durch die Länge der Siederöhre herabgesetzt werden kann, erkennt man an den in der Fig. 19 dargestellten Versuchsergebnissen des französischen Chef-Ingenieurs H e n r y.

Zu einer bildlichen Darstellung der Dampfkesselheizungen eignet sich auch das Wärmegewichtsdiagramm Fig. 20 (siehe Z. Ver. deutsch. Ing. 1884, S. 291) von Prof. H e r r m a n n, das im folgenden Abschnitt näher beschrieben werden soll. Der allgemeine Ausdruck für das Wärmegewicht ist  $P = \frac{Q}{T}$ , wenn  $Q$  die

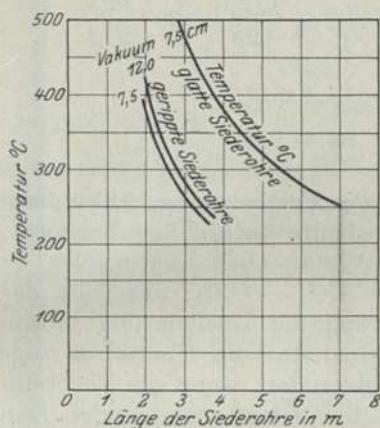


Fig. 19. Temperatur der Rauchgase.

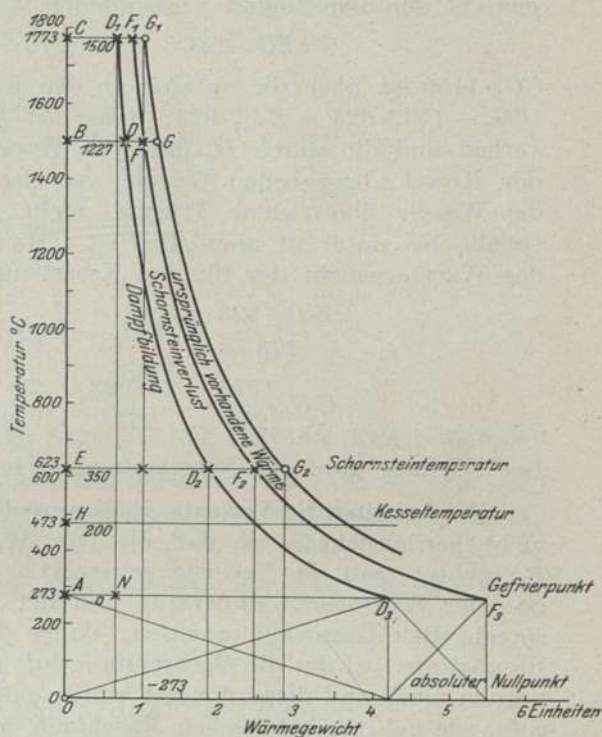


Fig. 20. Wärmegewichtsdiagramm der Lokomotivfeuerung.

Wärmemenge und  $T$  die absolute Temperatur bezeichnet. Für die Einheit der Wärmemenge ist daher  $P = \frac{1}{T}$ . Ist z. B. die Verbrennungstemperatur  $t = 1500^\circ \text{C}$ , so ist die zugeführte Wärmemenge

$$Q = 1 = P T = P (1500 + 273).$$

Wird nun das für  $T = 1500$  zugehörige Wärmegewicht nach dem in der Figur in  $\frac{1}{2}$  natürlicher Größe angenommenen beliebigen Maßstabe  $P = BF = 20 \text{ mm}$  gesetzt, so stellt die durch den Punkt  $F$  gezeichnete gleichseitige Hyperbel  $F_1 F_2 F_3$  in ihren Abszissen die zu den betreffenden Temperaturen gehörigen Wärmegewichtseinheiten dar, also z. B. für den Gefrierpunkt  $t = 0$  oder  $T = 273^\circ \text{C}$

$$AF_3 = \frac{20 \cdot 1500}{273} = 110 \text{ mm}$$

für die Temperatur  $t = 350^\circ$  oder  $T = 623^\circ$  der abziehenden Rauchgase

$$EF_2 = \frac{20 \cdot 1500}{623} = 37 \text{ mm}$$

und für die Verbrennungstemperatur in der Feuerbuchse  $t = 1500^\circ$  oder  $T = 1773^\circ$ .

$$CF_1 = \frac{20 \cdot 1500}{1773} = 16,4 \text{ mm.}$$

Die ursprünglich in den Verbrennungsprodukten bei  $t = 0^\circ$  vorhandene Wärmemenge ist  $BF \cdot BC = CG_1 \times 273 \text{ WE}$ , daher stellt die durch  $G_1$  gezeichnete Hy-



perbel  $G_1 G G_2$  die gesamte in den Verbrennungsgasen bei der Verbrennung vorhandenen Wärmemenge dar und in ihren Abszissen die Art ihrer Umgestaltung beim Übergang zu niederen Wärmegraden.  $EG_2 - EF_2$  ist daher das Wärmegewicht der ursprünglich vorhandenen Wärmemenge bei  $T = 273 + 350 = 623^\circ$

$$EG_2 \cdot 623 = CG_1 \cdot 1773 = CG_1 (623 + 1150).$$

$CG_1 \cdot 1150$  ist aber die nutzbar an den Kessel übergegangene Wärmemenge gleich  $(EG_2 - CG_1) 623 = ED_2 \cdot 623$ ; daher ist  $D_2 F_2 \cdot 623 = CG_1 (623 - 273)$  der Wärmeverlust und die durch  $D_2$  gezogene Hyperbel  $D_1 D D_2 D_3$  die Darstellung der an den Kessel abgegebenen Wärme, von der  $CD_1 = AN$  von vornherein, als die an das Wasser übertragene Wärme, nicht zurückgewonnen werden kann, weil ein Gefälle bis unter  $0^\circ$  unmöglich ist. Hiernach bezeichnet für  $0^\circ$  die Strecke  $AD_3$  das Wärmegewicht der für den Kessel nutzbar gemachten Wärme

$$\begin{aligned} &= \frac{ED_2 \cdot 623}{273} = (EG_2 - D_2 G_2) \frac{623}{273} = \left( CG_1 \frac{1773}{623} - 20 \right) \frac{623}{273} \\ &= CG_1 \frac{1773}{273} - \frac{20 \cdot 623}{273} = \frac{20 \cdot 1150}{273} = 84,4 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Der Wirkungsgrad der Kesselanlage ist hiernach  $\frac{84,4 \cdot 100}{110} = 76,7\%$ .

Hierbei sind die Verluste durch unvollkommene Verbrennung, Abkühlung usw. nicht berücksichtigt, so daß also die Wärmeausbeute tatsächlich geringer wird. Betrachtet man die Verluste genauer, so erkennt man auch hier wieder, daß sie mit der Schornsteintemperatur und der Strecke  $CG_1 = D_2 G_2$ , also mit der entsprechenden Gasmenge wachsen; daher der Vorzug der Gasfeuerung motorischer Brennstoffe, bei der die Verbrennungsluft nicht in so starkem Überschuß zugeführt werden muß, und dieser Verlust würde ganz verschwinden, wenn die Verbrennungsgase, wie bei den kalorischen Maschinen, anstatt des erst zu erzeugenden Dampfes, selbst als Kraftträger benutzt würden. Wir werden im folgenden Abschnitt sehen, wie die nutzbare Wärme, unter weiteren erheblichen Verlusten, in mechanische Arbeit umgewandelt wird. Diese Hauptverluste sind nämlich:

1. die schon erwähnte, dem Wasser allmählich zugeführte Wärme

$$CG_1 - D_1 G_1 = 20 - \frac{20 \cdot 623}{1773} = 20 - 7 = 13 \text{ mm} \quad \text{oder} \quad = \frac{13}{110} \cdot 100 = 11,7\%,$$

2. die innere (latente) Wärme des Dampfes bis zur Temperatur des ausströmenden Dampfes;
3. die durch unvollkommene Ausnutzung der Dampfspannung (Expansion) herbeigeführten Wärmeverluste.

Bevor wir diesen Gegenstand verlassen, möchte noch bemerkt werden, daß bei einer großen Zahl von Ausglühversuchen mit Kohlenrückständen noch folgende Mengen brennbarer Bestandteile festgestellt worden sind:

1. die Rückstände auf dem Roste besitzen noch 60%,
2. die Rückstände im Aschenkasten (Asche) 64% und
3. die Rückstände in der Rauchkammer (Lösche) 28%.

### Die Rauchkammertemperatur.

Die übertragene Wärme war  $Q = w H t_0 t_2 = G g c (t_0 - t_2)$ ; daher  $t_2 = \frac{1}{\frac{1}{t_0} + \frac{w H}{G g c}}$ ,

woraus schon ohne weiteres zu ersehen ist, daß  $t_2$  bei unveränderlichem  $t_0$ ,  $w$ ,  $g$  und  $c$



sich nur mit dem Verhältnis  $\frac{G}{H}$ , also mit dem spezifischen Kohlenverbrauch in kg/st/qm ändert. Das ist aber die Ziffer, durch die sonst die sogenannte Anstrengung des Kessels gekennzeichnet wird. Bezeichnet nun  $k$  den spezifischen Kohlenverbrauch in kg/qm Rostfläche und Stunde, also  $G = R \cdot k$ , so ist

$$t_2 = \frac{1}{\frac{1}{t_0} + \frac{w}{gc} \cdot \frac{H}{Rk}} = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{0,22}{19,6 \cdot 0,25} \cdot \frac{H}{Rk}} = \frac{1}{\frac{1}{1300} + 0,045 \cdot \frac{H}{Rk}}$$

### 1. Die Änderung von $k$ .

Ist z. B.  $H = 148$  qm,  $R = 3$  qm, so ist

$$t_2 = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{0,045 \cdot 148}{k \cdot 3}} = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{2,22}{k}}$$

Für  $G = 1200$ , also  $k = \frac{G}{R} = \frac{1200}{3} = 400$  kg war  $t_2 = 150$ , oder die Rauchkammertemperatur selbst gleich  $350^\circ$ . Wird nun das Feuer verstärkt, wie z. B. bei der Versuchsfahrt mit einer  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Schnellzug-Lokomotive und bei einer Dampferzeugung in der ersten halben Stunde von 7 cbm, oder 14 cbm Tenderwasser in der Stunde, und einem Kohlenverbrauche von  $\frac{14000}{7 \cdot 3} =$  etwa 670 kg/qm Rostfläche u. Stunde, so wird

$$t_2 = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{2,22}{670}} = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{1}{302}} = 238^\circ$$

und  $t_2 = 438^\circ$ . Das Güteverhältnis des Kessels in bezug auf diese Temperatur ist dann statt  $\frac{1500 - 350}{1500} = 77$  nur noch  $\frac{1500 - 438}{1500} = 71\%$ , also um etwa 8% kleiner, wobei aber die übrigen Schornsteinverluste sich ebenfalls steigern und z. B. auch die Lösche bis zu 15%. Man erkennt aus der obigen Berechnung ferner, daß die nutzbar entwickelte Wärme  $Q = G g c (t_0 - t_2)$  nicht proportional mit dem Kohlenverbrauch größer wird, sondern sie ist statt

$$0,95 \cdot \frac{1200}{60 \cdot 60} \cdot 19,6 \cdot 0,25 (1500 - 350) = 0,95 \cdot \frac{1}{3} \cdot 19,6 \cdot 0,25 \cdot 1150 \\ = 1,55 \cdot 1150 = 1785 \text{ WE/sek,}$$

bei dem  $\frac{670}{400} = 1,68$  fachem Kohlenverbrauch nur

$$1,68 \cdot 1,55 \cdot (1500 - 438) = 2761 \text{ WE/sek.}$$

Dem erhöhten Kohlenverbrauch entsprechend müßte aber diese Ziffer

$$\frac{670}{400} \cdot 1785 = 1,68 \cdot 1785 = 3000$$

sein, sie ist daher  $\frac{3000 - 2761}{3000} \cdot 100 = 8\%$  zu niedrig. Im allgemeinen ist das Verhältnis der einem Lokomotivkessel nutzbar zugeführten Wärmemengen

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{G'(t_0 - t_2')}{G(t_0 - t_2)}$$

und in diessm Fall  $= 1,68 \cdot \frac{1500 - 438}{1500 - 350} = 1,68 \cdot 0,92 = 1,55$ .

## 2. Die Änderung der Rostfläche $R$ .

Diese hat dieselbe Bedeutung wie die vorher untersuchte von  $k$ ; denn einer Verringerung der Rostfläche entspricht in demselben Grade eine größere Anstrengung des Feuers, wie die Vergrößerung von  $k$  und umgekehrt. Wird aber die Rostfläche bei demselben Kohlenverbrauch  $G$  verkleinert, also  $k$  so vergrößert, daß  $G = R k$  unverändert bleibt, so muß die Feuerhöhe auf dem Rost vergrößert und der Luftzug verstärkt werden. Das Umgekehrte findet statt bei der Vergrößerung der Rostfläche.

## 3. Die Änderung der Heizfläche $H$ .

Sie bewirkt das Umgekehrte wie diejenige der Rostfläche  $R$ . Durch Vergrößerung von  $H$  kann die Rauchkammertemperatur  $t_2$  vermindert und somit auch der Nutzeffekt des Kessels nach Maßgabe der Gleichung:

$$t_2 = \frac{1}{\frac{1}{t_0} + \frac{w \cdot H}{G g c}}$$

bzw.

$$\eta = \frac{t_0 - t_2}{t_0} 100 \text{ verbessert werden.}$$

$$= \frac{t_0}{t_0} \left( 1 - \frac{1}{1 + \frac{w H t_0}{G g c}} \right) 100 = \frac{t_0}{t_0} \cdot \frac{100}{1 + \frac{G g c}{w H t_0}} \%$$

Das Güteverhältnis wächst daher mit zunehmender Verbrennungstemperatur  $t_0$  und abnehmender Anstrengung der Heizfläche  $\frac{G}{H}$ . Der Ausdruck zeigt ferner auch den Einfluß der Verbrennungsluft  $g$  und des Wärmedurchgangskoeffizienten  $w$ .

Nun fragt es sich weiter, wie die Wärmeverteilung, bzw. die Gliederung des Kessels nach der direkten und indirekten Heizfläche am zweckmäßigsten erfolgen muß.

### Die Gesamtwärme

$$Q = Q_1 + Q_2 = w \cdot H t_0 t_2 = G g c (t_0 - t_2)$$

ist aber durch diese Elemente bereits bestimmt; denn das als Wärmegewicht zu betrachtende Produkt  $G g c$  und das Temperaturgefälle  $t_0 - t_2$  begrenzen die verfügbare Leistung und ebenso auch die Verteilung; denn es ist annähernd

$$t_1 = \frac{H}{\frac{H_1}{t_2} + \frac{H_2}{t_0}}$$

Ändert sich also das Verhältnis  $\frac{H_2}{H_1}$ , so geschieht dies auch mit  $t_1$ , wobei aber  $Q$  unverändert bleibt. Setzen wir einmal, und zwar nur zur besseren Übersicht,  $w_1 = w_2 = w$  konstant, so ist

$$Q = Q_1 + Q_2 = w \cdot t_1 (H_1 t_0 + H_2 t_2) = w H t_0 t_2,$$

also bei konstantem  $t_2$  unabhängig von  $H_1$  und  $H_2$ .

In diesem Sinne ist wohl auch die Angabe von Goss (Pflug a. a. O.) zu verstehen, daß sich die beiden Summanden selbsttätig ausgleichen. Die Wärmeverteilung auf beide Heizflächen ist, vom wirtschaftlichen Standpunkte aus betrachtet, keine feststehende, sondern beide Teile ergänzen sich zu einer unveränderlichen Gesamtwirkung der ganzen Heizfläche. Aus diesem Grunde habe ich, mit



Rücksicht auf die wenig veränderlichen Verhältnisse bei den Lokomotiven in dieser Beziehung, bei der Bearbeitung von Versuchsergebnissen schon seit längerer Zeit eine Trennung beider Heizflächen unbeachtet gelassen und nur die ganze Heizfläche in Rechnung gestellt. Dieser Zusammenhang wird sich auch bildlich darstellen lassen, wenn die Temperaturkurve für die Feuerbuchse berechnet und aufgezichnet wird.

Es war allgemein

$$H = \frac{G g c}{w} \left( t - \frac{1}{t_0} \right)$$

also

$$\frac{1}{t} = \frac{1}{t_0} + \frac{H w}{G g c}$$

und daher

$$t = \frac{1}{\frac{1}{t_0} + \frac{w \cdot H}{G g c}} = \frac{1}{\frac{1}{1500 - 200} + \frac{0,22 \cdot H}{0,95 \cdot 1200 \cdot 19,6 \cdot 0,25}} = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{H}{25400}}$$

Denkt man sich nun die 12 qm direkte Heizfläche ebenfalls in vier gleiche Teile geteilt, so würden die zwischenliegenden Werte für  $t$  berechnet werden können, und zwar

$$t' = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{3}{25400}} = 1127 \text{ für } H = 3,$$

$$t'' = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{6}{25400}} = 995 \text{ für } H = 6,$$

$$t''' = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{9}{25400}} = 890 \text{ für } H = 9,$$

während  $t'''' = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{12}{25400}}$

dem bekannten Wert  $t_1 = 800^\circ$  gleich ist. (Vgl. Fig. 21.)

Die beiden Temperaturkurven, die eine von  $t_0 = 1300$  und die andere von  $t_2 = 150^\circ$  C ausgehend, schneiden sich in einem bestimmten Punkte, durch den, mit dem Temperaturunterschied  $t_1$ , auch die Verteilung der Heizflächen  $H_1$  und  $H_2$  bei unveränderlicher Gesamtheizfläche festgelegt ist. Für gleiche Wärmeübergangskoeffizienten  $w_1$  und  $w_2$  gehen sie in eine gemeinschaftliche Kurve über.

Wird dennoch eine Änderung vorgenommen, so ändert sich  $t_1$  und hiermit, aber

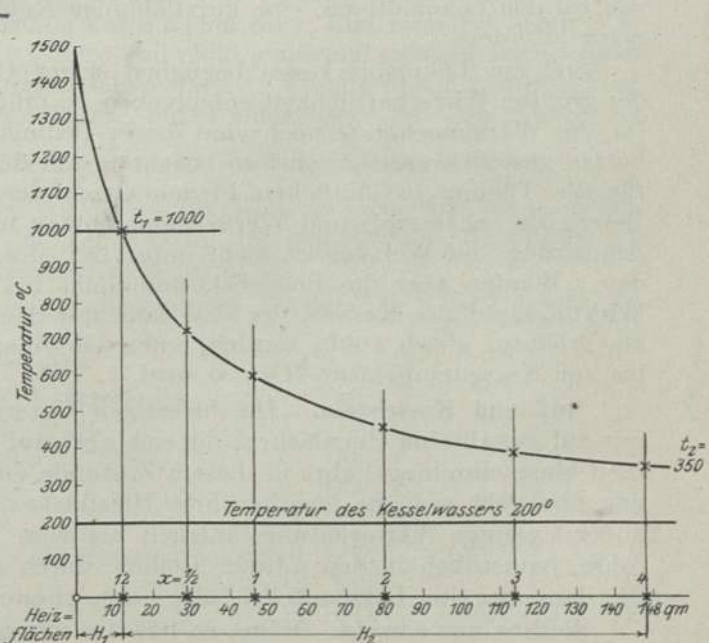


Fig. 21. Temperaturkurven.

nur bei verschiedenen Koeffizienten, auch  $t_2$ . Wird z. B. die direkte Heizfläche durch Verlängerung der Feuerbuchse, wie dies in Amerika in beschränktem Maße durch Einbauen der Feuerbuchse in den Langkessel bereits vielfach geschehen ist, um 6 qm vergrößert und die der Siederohre, bei gleicher Gesamtheizfläche  $H = 12 + 136 = 18 + 130 = 148$  qm, um  $\frac{6}{34} = 0,18$  m verkürzt, so wird zunächst

$$t_1 = \frac{1}{\frac{1}{t_0} + \frac{w \cdot H_1}{G g c}} = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{H_1}{25122}} = \frac{1}{\frac{1}{1300} + \frac{18}{25122}} = 673^\circ \text{ C}$$

und  $t_1 = 873^\circ$ ; ferner ergibt sich hieraus die Endtemperatur in der Rauchkammer

$$t_2 = 200 + t_1 = 200 + \frac{1}{\frac{1}{t_1} + \frac{w \cdot H_2}{G g c}} = 200 + \frac{1}{\frac{1}{673} + \frac{130}{25122}} = 350^\circ.$$

Das Güteverhältnis in bezug auf die Schornsteinverluste hat sich daher nicht geändert; dasselbe würde auch der Fall sein, wenn bei demselben Kohlenverbrauch die Feuerbuchse verkleinert und die Siederohre bei unveränderlicher Gesamtheizfläche verlängert würden, indem die Temperaturkurve bei gleicher Anfangs- und Endtemperatur dieselbe bleibt. Die Wirkung der Heizgase in der Feuerbuchse und den Siederohren ist dader nach dieser Auffassung in gewisser Beziehung mit der Volldruck- und Expansionsperiode einer konstanten Dampfmenge in den Zylindern zu vergleichen. Es kann hiernach die gesamte Heizfläche, ebenso wie der Dampfzylinder bei gleichem Kohlen- bzw. Dampfverbrauch zu klein und hierdurch der verlorene Endwert der Wärme zu groß werden. Eine längere Feuerbuchse bietet allerdings durch den größeren Weg der Stichflamme und die hiermit verbundene höhere Vollkommenheit der Verbrennung eine günstigere Wirkung; eine wesentliche Änderung kann aber bei einer Verschiebung der Grenze zwischen beiden Heizflächen nicht erwartet werden.

Im allgemeinen ist noch zu beachten, daß Dampfkessel mit Kontaktheizflächen, wie bei den Lokomotiven, eine kurzflämmige Kohle mit hoher Verbrennungstemperatur erfordern.

Soll ein Lokomotivkessel bezüglich seiner Größe und des Kohlenverbrauchs der größten Wirtschaftlichkeit entsprechen, so müßte neben den beiden Gleichungen für die Wärmemenge  $Q$  noch eine dritte Bedingung für die niedrigsten Betriebskosten gestellt werden, wobei zu beachten sein dürfte, daß nach allen Erfahrungen für die Tilgung in jährlichen Prozentsätzen der Beschaffungskosten ein höherer Betrag als bei Dampf- und Werkzeugmaschinen und Transmissionen, und zwar für Abnutzung und Wertverlust nicht unter 15% des Neuwertes einzustellen sein würden. Werden aber die Betriebskosten nicht in Rechnung gestellt, so würde der Wirkungsgrad des Kessels, der sich dann mit dem der Heizfläche deckt, erst dann am größten, gleich 100% werden, wenn bei einer Wärmeentziehung der Heizgase bis zur Kesseltemperatur  $H = \infty$  wird.

**Ruß und Kesselstein.** Die bisherigen Untersuchungen bezogen sich übrigens nur auf metallreine Heizflächen, die sich aber auf die Dauer und nicht einmal während einer einzelnen Fahrt in diesem Zustande erhalten. Nach nur wenigen Stunden überzieht sich die feuerberührte Heizfläche mit Ruß und Flugasche, die eine äußerst geringe Wärmeleitungsfähigkeit besitzen. Ferner verstopfen sich die Siederohre, namentlich in den unteren Reihen, durch solche Flugasche fast vollständig, die dann bei der Lokomotiveleistung ausgeschaltet werden.

Sind es nur einzelne Rohre, so hat das wenig auf sich, erstreckt sich aber die Verstopfung, wie es nicht selten vorkommt, z. B. auf 20 Stück, so gehen schon



$\frac{20}{240} \cdot 100$  oder etwa 8% der indirekten Heizfläche verloren und die gesamte Masse der Rauchgase muß bei verstärkter Zugwirkung mit entsprechend größerer Geschwindigkeit durch die übrigen frei gebliebenen Rohre abziehen. Nach den französischen Versuchen von Henry führt der Verlust von 10 bis 15% an Siederohren zu einer Verminderung der Dampfbildung um 6 bis 10%.

Auf der anderen, der wasserberührten Heizfläche bildet sich nach und nach eine Ablagerung von Schlamm und Kesselstein, der den Durchgang der Wärme zum Wasser ebenfalls bedeutend erschwert. Nach einem Versuche sank die Dampfbildung bei einer 25 mm dicken Kesselsteinschicht bis auf  $\frac{1}{50}$  hinab. Nach anderen Versuchen steigt der Kohlenverbrauch mit der Dicke des Kesselsteins nach der in der Fig. 22 dargestellten Linie. Der nachteilige Einfluß derselben tritt besonders bei den eng aneinander liegenden Siederohren hervor.

Es ist begreiflich, daß bei derartigen nestförmigen Ablagerungen das Kesselmaterial sehr warm, sogar glühend werden und die Haltbarkeit und Dauer des ganzen Kessels hierunter empfindlich leiden kann. Es ist daher auch nicht zu verwundern, wenn sich der Reparaturstand der Lokomotivkessel bis zu 25% steigert und diese eine Dauer von kaum 5 bis 10 Jahren erreichen, während sie bei Speisewasser atmosphärischen Ursprungs 25 Jahre und darüber beträgt.

Bei einer Versuchsfahrt, die hier auch schon erwähnt wurde, ergab sich eine Dampferzeugung in der ersten halben Stunde von 7 cbm Tenderwasser, die aber nach der zweiten halben Stunde schon auf 5,5 cbm sank, und zwar bei einem Verbrauch aus dem Kesselvorrat um 0,5 cbm, weil nicht genügend nachgepumpt werden konnte. Die Dampfbildung war daher schon nach  $\frac{1}{2}$  Stunde und nur durch Flugasche, bei allerdings angestrenzter Fahrt, auf Tenderwasser bezogen, von 7 auf  $5,5 + 0,5 \cdot \frac{465}{665} = 5,85$  cbm oder um  $\frac{7 - 5,85}{7} \cdot 100 = 16\%$  zurückgegangen.

Es dürfte sich empfehlen, mit Lokomotivkesseln genaue Messungen vorzunehmen, namentlich betreffend die Temperatur der abziehenden Rauchgase bei verschiedenen starken Ruß- und Kesselsteinablagerungen.

Ein eigentlich zur Kesselspeisung untaugliches Wasser hat z. B. folgende Zusammensetzung:

| Substanz                          | g in 1 cbm |
|-----------------------------------|------------|
| Organische Bestandteile . . . . . | 13         |
| Chlor . . . . .                   | 19         |
| Schwefelsäure . . . . .           | 159        |
| Kalk . . . . .                    | 134        |
| Magnesium . . . . .               | 30         |
| Gesamtrückstand                   | 447        |
| Gesamthärte                       | 17,6°      |
| Dauernde Härte                    | 11°        |

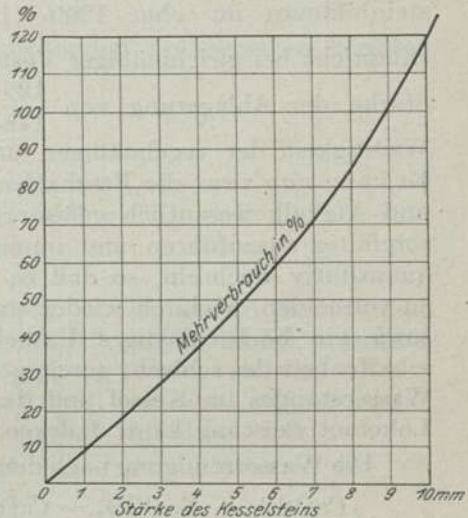


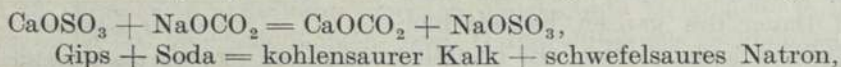
Fig. 22. Einfluß des Kesselsteins auf den Kohlenverbrauch.



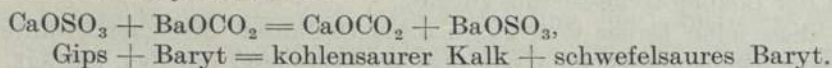
Ein Röhrenkessel, namentlich mit Wasserröhren, sollte kein Speisewasser erhalten, das über 150 g kesselsteinbildende Substanzen im cbm enthält. Eine Wasserreinigung ist schon bei 100 g erforderlich.

Bei einem achtstündigen Tagesdienste einer Lokomotive zu 60 km, oder  $8 \cdot 60 \cdot 30 = 14400$  durchlaufenen Lokomotivkilometern im Monat und einem Wasserverbrauch in dieser Zeit von  $8 \cdot 5 \cdot 30 = 1200$  cbm würde ein Speisewasser mit 150 g Kesselsteinbildnern im cbm  $1200 \cdot 0,15 = 180$  kg absetzen = etwa  $\frac{180}{1,5} = 120$  l. Dies entspricht bei gleichmäßiger Verteilung auf die ganze Heizfläche von 148 qm einer Stärke der Ablagerung von  $\frac{120}{148}$  oder etwa 1 mm. Man erkennt hieraus, welche Wichtigkeit der regelmäßigen und gründlichen Kesselreinigung beizumessen ist. Es kann nun zwar die Beschaffenheit eines solchen Kesselspeisewassers durch Soda und Ätzkalk wesentlich gebessert werden; eine solche Reinigung ist aber höchst sorgfältig auszuführen und immer nachzuprüfen, da die chemischen Bestandteile quantitativ wechseln, so daß es unmöglich ist, etwaige Überschüsse der Zusätze zu vermeiden, wodurch wieder ein Aufschäumen und Aufkochen im Kessel eintritt, sowie ein höchst lästiges Undichtwerden der Armaturstücke. Durch diese Beschaffenheit des schlecht gereinigten Wassers wird auch die Erhaltung eines höheren Wasserstandes im Kessel und das richtige Öffnen des Regulators erschwert. Die Lokomotiveleistung kann dadurch empfindlich herabgesetzt werden.

Die Wasserreinigung nach dem Sodaverfahren geschieht nach folgendem Schema:



und nach dem Barytverfahren:



Die chemischen Reaktionen vollziehen sich nach diesen Gleichungen und es entsprechen dabei 106 Gewichtsteile Soda in ihrer Wirkung gleich 197 Gewichtsteilen Baryt oder etwa  $1 = 1,9$ , um gleiche Mengen Gips zu zersetzen. Da nun aber 100 kg Soda 12 M. und 100 kg Baryt 10 M. kosten oder 1 kg Soda 12 Pf. und 1 kg Baryt 10 Pf., so betragen die Kosten des Barytverfahrens das 1,6 fache. Zur Bestimmung der Härtegrade muß bemerkt werden, daß 1 g CaO in 100 Litern Wasser oder 10 g in 1 cbm einem deutschen Härtegrad entspricht; ein französischer Härtegrad entspricht 10 g  $\text{CaOCO}_2$  auf 1 cbm Wasser. Die Molekulargewichte von CaO und  $\text{CaOCO}_2$  verhalten sich aber wie

$$20 + 8 : 20 + 8 + 6 + 16 = 28 : 50.$$

1 : 1,79 ist daher das Verhältnis der Molekulargewichte zwischen dem reinen CaO und dem  $\text{CaOCO}_2$ . Man vergleiche auch: Wehrenfennig, Über Reinigung des Kesselwassers. Wiesbaden, Kreidel. 1905.

**Versuche.** Im Laufe dieses Kapitels wurde mehrfach darauf hingewiesen, daß es dringend wünschenswert sei, Versuche mit Lokomotivkesseln anzustellen, und zwar besonders über folgende Vorgänge:

- Wärmeleitung,
- Wärmestrahlung,
- Widerstand gegen die Aufnahme der Wärme,
- Temperaturkurve in der Kesselwandung,
- Widerstand gegen die Abgabe der Wärme,
- Temperaturkurven der direkten und indirekten Heizfläche,



alle diese Beziehungen bei verschiedener Berußung der Feuer- und bei verschiedener Schlamm- und Kesselsteinablagerung der wasserberührten Heizfläche,  
 physikalische und chemische Beschaffenheit der Rauchgase,  
 Wärmeverluste,  
 Wärmebilanz und Wirkungsgrad verschiedener Lokomotivkesselbauarten und bei verschiedener Beanspruchung.

Die Aufschreibungen bei Versuchen an feststehenden Lokomotiven könnten nach folgendem Muster geschehen:

Versuchsnummer \_\_\_\_\_  
 Versuchsdauer ..... Minuten  
 Brennstoff \_\_\_\_\_  
 Kalorimetrischer Heizwert der Kohle  $\zeta$  ..... WE  
 Verbrauch im ganzen ..... kg  
 „ in der Stunde ..... kg/st  
 „ in der Stunde und für 1 qm Rostfl. .... kg/qm Rostfl. u. Stunde  
 „ in der Stunde und für 1 qm Heizfl. .... kg/qm Heizfl. u. Stunde  
 1. Rückstände im Aschkasten (Asche) ..... kg  
 „ „ „ „ ..... %  
 2. „ auf dem Roste (Schlacke) ..... kg  
 „ „ „ „ ..... %  
 3. „ in der Rauchkammer (Lösche) ..... kg  
 „ „ „ „ ..... %  
 4. „ durch Funkenauswurf ..... kg  
 „ „ „ „ ..... %  
 Brennbare Bestandteile in den Rückständen zu 1 Gewichtsprocente %  
 zu 2 „ „  
 zu 3 „ „  
 zu 4 „ „

Beschaffenheit der Heizflächen

Berußung der feuerberührten Heizfläche ..... mm,  
 Schlamm- und Kesselsteinablagerung der wasserberührten Heizfläche ..... mm,  
 Rauchbildung Stärke,  
 „ Dauer  
 Heizgase in der Rauchkammer.

(Mit dem Photometer aufgenommene Rauchdiagramme bei verschiedenen Rostbelastungen.)

Bestand in Gewichts- und Raumprozenten an CO<sub>2</sub>  
 „ „ „ „ „ „ CO  
 „ „ „ „ „ „ O  
 „ „ „ „ „ „ N

Luftüberschuß in % der theoretischen Elementaranalyse der Rauchgase

| Stoffe | Gewichtsprocente | Verhältnisziffern |
|--------|------------------|-------------------|
| C      |                  | = 1.              |
| O      |                  |                   |
| N      |                  |                   |
| H      |                  |                   |

(Bei diesen Analysen genügt es nicht, als Sperrflüssigkeit rauchgasgesättigtes Wasser zu verwenden, sondern einen Stoff, wie z. B. Glycerin, der keine CO<sub>2</sub> aufnimmt.)

## Übertragene Wärmemengen

|  |    |
|--|----|
| $Q_1$ in der direkten Heizfläche           | WE |
| $Q_2$ in der indirekten Heizfläche         | „  |
| $Q = Q_1 + Q_2$ in der gesamten Heizfläche | „  |

## Verhältnisziffern

$$\frac{Q_1}{Q_2} =$$

$$\frac{Q_1}{Q} =$$

$$\frac{Q_2}{Q} =$$

## Wärmeübertragungen für die Flächeneinheit

|   |                    |
|---|--------------------|
| $q_1$                                     | WE/qm/st           |
| $q_2$                                     | „                  |
| $q$                                       | „                  |
| Temperatur der Umgebung                   | $^{\circ}\text{C}$ |
| Temperatur des Kesselwassers              | $^{\circ}\text{C}$ |
| Dampfüberdruck                            | kg/qcm             |
| Verbrennungstemperatur $t_0$              | $^{\circ}\text{C}$ |
| Temperatur in der hinteren Rohrwand $t_1$ | $^{\circ}\text{C}$ |
| „ „ „ vorderen „ $t_2$                    | $^{\circ}\text{C}$ |
| Saugwirkung in der Rauchkammer $\varphi$  | cm Wassersäule     |
| „ „ „ Feuerbuchse $\varphi_1$             | „ „                |
| „ „ „ im Aschenkasten $\varphi_2$         | „ „                |

## Dampferzeugung

|                                    |                         |
|------------------------------------|-------------------------|
| $m_1$ durch die direkte Heizfläche | kg/qm Heizfl. u. Stunde |
| $m_2$ „ „ indirekte „              | „ „ „ „                 |
| $m$ „ „ gesamte „                  | „ „ „ „                 |

Verdampfungsziffer des Heizmaterials  $\xi$  kg/kg

Preis des Brennstoffs Mark per Tonne

## Wärmebilanz.

## a) Verluste

Gewichtsprocente

1. Aschkasten (Asche)
2. Herdrückstand (Schlacke)
3. Unvollkommene Verbrennung
4. Berußung
5. Schlamm und Kesselstein
6. Rauchkammer (Lösch)
7. Funkenflug
8. Abziehende Rauchgase
9. Abkühlung

Verluste  $\frac{\quad}{\quad}$  %

## b) Wirkungsgrad.

Zur Dampfbildung nutzbar gemachte Wärmemenge .....%.

**Anheizung.** Vor Abschluß dieses Kapitels möchte noch die Anheizung eines Lokomotivkessels kurz besprochen werden.



Beispiele:

1. Anheizung eines Lokomotivkessels bis zum Beginn der Dampfentwicklung,

$\frac{2}{4}$  gekuppelte zweizylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$

Anfangstemperatur  $7^{\circ} \text{C}$   
 Endtemperatur  $100^{\circ} \text{C}$   
 Zeitdauer der Anheizung 3 St. 35 Min.  
 Heizmaterial: Holz . . . 10 kg  
 Steinkohle 128 kg  
 138 kg

Rückstände: Asche . . . 11,5 kg  
 Koks . . . 41,0 kg { Asche 3,2 kg } nach dem Ausglühen  
 { Schlacke 4,5 kg }  
52,5 kg

Hiernach war der Verbrauch an eigentlichem Brennstoff

$$138,0 - 52,5 = 85,5 \text{ kg}$$

bei gewöhnlichem natürlichem Luftzuge und  $\frac{85,5}{3 \frac{3}{8}} = 24 \text{ kg}$  Brennstoff in der Stunde. Ist der Wasserverbrauch während der Fahrleistung 6 cbm/st oder  $\frac{6 \cdot 1000}{7} = 857 \text{ kg}$  nutzbar verbrauchte Kohle, so beträgt die Anheizung

hiervon  $\frac{24 \cdot 100}{857} = 2,8\%$ .

2. Anheizung einer Lokomotive vom Beginn der Dampfentwicklung bis zur Erreichung des Normal-Überdrucks von 12 Atm.

Anfangstemperatur  $100^{\circ} \text{C}$   
 Endtemperatur  $190^{\circ} \text{C}$   
 Zeitdauer 3 St. 10 Min.  
 Heizmaterial: Holz 10 kg  
 Kohle 112 kg  
 122 kg

Rückstände: Asche 9,2 kg  
 Koks 37,0 kg { Asche 1,3 kg } nach dem Ausglühen  
 { Schlacke 3,5 kg }  
46,2 kg

Verbrauch an eigentlichem Brennstoff

$$122 - 46,2 = 75,8 \text{ kg} = 2,8\%$$

und die gesamte Heizung = 5,6% von der Leistung im Fahrdienste.

Diese durch den praktischen Versuch festgestellte Wärmemenge soll nun mit derjenigen verglichen werden, die sich aus der theoretischen Untersuchung ergibt.

Die zu erwärmenden Massen sind, wie wir bereits bei der Abkühlung eines Lokomotivkessels kennen gelernt haben:

|              | Gewicht<br>kg | Spezifische<br>Wärme | Wärmemenge bis |                        |
|--------------|---------------|----------------------|----------------|------------------------|
|              |               |                      | $100^{\circ}$  | $190^{\circ} \text{C}$ |
| Kupfer . . . | 1500          | 0,095                | 14250          | 27075                  |
| Eisen . . .  | 7000          | 0,114                | 79800          | 151620                 |
| Wasser . . . | 4000          | 1,000                | 400000         | 760000                 |
|              | <u>125000</u> | <u>0,395</u>         | <u>494050</u>  | <u>938695</u>          |

Verbraucht sind

$$\text{zu 1} \quad 85,5 \cdot 7500 = 641250 \text{ WE}$$

$$\text{zu 1 und 2} \quad 161,3 \cdot 7500 = 1209750 \text{ WE}$$

Hiernach ist der Nutzeffekt der Anheizung:

$$\frac{494050}{641250} \cdot 100 = 78\%$$

bzw.

$$\frac{938695}{1209750} \cdot 100 = 78\%$$

so daß also 22% durch den Schornstein und durch Abkühlung verloren gehen.

Hierzu muß bemerkt werden, daß bei den Versuchen der Verbrauch an Brennstoff durch Unterbrechung der Heizung, Abkühlen und Ausglühen der Rückstände genau festgestellt wurde. Bei Betriebsanheizungen verbleibt das erst teilweise verglühte Heizmaterial in der Feuerbuchse, so daß der Verbrauch scheinbar größer wird, und zwar beträgt er in der Regel bei großen Schnellzug-Lokomotiven bis zu 250 kg.

## II. Die Dampfentwicklung.

### 1. Der Wasserdampf.

Wie wir den vorigen Abschnitt über die Wärmeentwicklung in drei Kapitel eingeteilt haben:

die Wärmequelle,  
die Verbrennung und  
die Wärmeübertragung,

so soll auch dieser Abschnitt der Dampfentwicklung in ähnlicher Weise behandelt und gegliedert werden, und zwar sollen zunächst die physikalischen Eigenschaften des Wasserdampfs, dann seine Erzeugung und Abführung nach den Dampfzylindern besprochen werden.

Ebenso wie die Wärmeübertragung, so bedarf auch ihre Verwertung eines gasförmigen Körpers als Träger; im ersten Falle waren dies die Verbrennungsprodukte, und hier sind es die durch Erwärmen des Wassers hergestellten Dämpfe.

Der Stoff ist nach philosophischen Begriffen das Wesentliche, beharrlich Bleibende in der Natur, also die eigentliche Substanz und die Energie ist nur eine Eigenschaft derselben, die sogar ganz fehlen kann, wie z. B. wenn die Temperatur eines Körpers bis auf den absoluten Nullpunkt gesunken ist.

Der Wasserdampf ist nicht der einzige Stoff, der bei den Wärmekraftmaschinen den Übergang zwischen den beiden Energien vermittelt. Die Heißluftmaschinen (Luftexpansions- oder kalorische Maschinen) im besonderen verwenden die atmosphärische Luft gleichzeitig als Wärme- und Kraftträger, und bei den Verbrennungskraftmaschinen (Explosions- oder Feuerluft- und Gaskraftmaschinen) bilden sogar die Verbrennungsprodukte, die Feuergase selbst, den arbeitenden Körper. Ohne hier näher auf diese Krafterzeugungen einzugehen, da sie bei Lokomotiven keine Verwendung finden, sei nur bemerkt, daß ihr Vorteil gegenüber der Dampfmaschine darin besteht, daß der eigentliche Träger der Kraft nicht erst durch einen gewissen, recht erheblichen Wärmearaufwand hergestellt werden muß. Wir werden sehen, daß tatsächlich der bei weitem größte Teil der Wärmeausgabe nur zur Herstellung des gasförmigen Aggregatzustandes erforderlich ist und nur der kleinere Rest zur Er-



wärmung und Herstellung des zur Kraftentwicklung nötigen gespannten Zustandes verwendet wird. Im nächsten Abschnitt werden wir dann ferner sehen, wie viel oder besser wie wenig von diesem Rest in nützliche Arbeit umgewandelt wird.

**Wirkungsgrad.** Nach dem Gesetz von der Erhaltung der Kraft müßte die bei der Verbrennung erzeugte chemische Energie an der Treibachse der Lokomotive in Gestalt einer gleichwertigen mechanischen Arbeit wieder auftreten, wenn nicht auf allen Stationen der Wärme- und Kraftübertragung Verluste vorhanden wären, die bis zum Schluß aller Vorgänge eine ganz erstaunliche Höhe erreichen. Wir hatten bereits bemerkt, daß auf der ersten Station, der der Verbrennung, ein Verlust von etwa 8% und auf der zweiten, der der Wärmeübertragung, etwa ein solcher von 30% eintritt, so daß der Gesamtwirkungsgrad des Kessels  $w_1 = 62\%$  beträgt, unter Einrechnung der Kohlenrückstände. Bei chemisch reiner Kohle und vollkommener Verbrennung würde dieser Wirkungsgrad nur selten die Ziffer 70 überschreiten. Ferner gehen bei der Verwendung des Dampfes, der als solcher erst aus dem Wasser durch Wärmezufuhr erzeugt werden muß, nach dem Carnotschen Kreisprozeß weitere 77% verloren, so daß auf dieser Station ein Wirkungsgrad von höchstens 23% eintritt. Ferner wird, wie wir im folgenden Abschnitt zeigen werden, auch diese Energie in den Zylindern der Dampfmaschinen keineswegs voll ausgenutzt, indem der indizierte Wirkungsgrad  $w_3 = 75\%$  beträgt. Schließlich gehen noch etwa 10% durch die inneren Widerstände des Triebwerks verloren, so daß der endgültige wirtschaftliche Wirkungsgrad

$$\begin{aligned} w &= w_1 \cdot w_2 \cdot w_3 \cdot w_4 \\ &= 0,62 \cdot 0,23 \cdot 0,75 \cdot 0,90 \\ &= 0,097 \text{ oder } 9,7\% \text{ beträgt.} \end{aligned}$$

höchstens

Diese niedrige Wertziffer drängt zu einer nochmaligen Untersuchung und Erwägung, weshalb bis jetzt noch keine ergiebigere Wärmeverwertung gelungen ist. Aus chemischer Energie können mechanische Arbeitskräfte unmittelbar nicht hervorgehen; dies geschieht nur mittelbar, entweder durch Wärme oder Elektrizität. Bei der kalorischen Maschine wird die bereits vorhandene atmosphärische Luft als Wärme- und Kraftträger benutzt; es läßt sich aber sofort nachweisen; daß diese Kraftübertragung in großem Maßstab ungeeignet ist. Bei der Luft, als permanentes Gas, besteht das Gesetz, daß das Produkt aus Spannung und spezifischem Volumen  $p v$  proportional mit der Temperatur  $t$  größer wird, so daß bei konstantem Volumen

$$\frac{p}{p_1} = \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1}$$

wenn  $\alpha$  den Ausdehnungskoeffizienten bezeichnet, und ist z. B.  $p_1 = 1$  Atm. der gewöhnliche Spannungszustand der Luft für die Temperatur  $t_1 = 0$ , so ist

$$\frac{p}{1} = \frac{1 + \alpha t}{1} = 1 + \frac{t}{273} = \frac{273 + t}{273}$$

oder  $t = 273(p - 1)$ . Ist also z. B. die verlangte Spannung  $p$  nur  $= 2$  Atm., so wird die Temperaturerhöhung schon  $273(2 - 1) = 273^\circ \text{C}$ .

Andere bisher bekannte Methoden der Kraftübertragung scheitern bei der Lokomotive an der praktischen Unausführbarkeit oder an der kostspieligen Beschaffung heizkräftigerer Materialien.

Die nähere Kenntnis der Dämpfe und insbesondere des Wasserdampfs führt uns zu folgenden physikalischen Eigenschaften der gasförmigen Körper überhaupt:

1. der Wärme,
2. der Temperatur,
3. der Dichte und
4. der Spannung.



Wird einem beliebigen Körper die Wärmemenge  $Q$  zugeführt, so erhöht sich, zunächst unter Erhaltung seines Aggregatzustandes, seine Temperatur  $t$ , und zwar nach der Wärmeleichung

$$Q = c t,$$

wobei der Koeffizient  $c$  die spezifische Wärme bezeichnet, die zweierlei Art ist:

$c_p$  bei unveränderlicher Spannung und

$c_v$  bei unveränderlichem Volumen,

die beide voneinander zu unterscheiden sind. Dieser Vorgang setzt sich so lange fort, bis der Körper in einen anderen Aggregatzustand übergeht. Bleibt dann der Körper in beiden Zuständen in demselben Raume vereinigt, so erhält sich die Temperatur in demselben bei gleicher Spannung und fortgesetzter Wärmezufuhr so lange konstant, bis der ganze Stoff in den folgenden Aggregatzustand übergeführt ist, wie z. B. das Wasser bei seinem Übergange aus dem festen Zustande (Eis) durch den flüssigen zum dampf- bzw. gasförmigen. Wird dann zuletzt der Dampf noch weiter erwärmt, so entsteht aus dem gesättigten der überhitzte Zustand.

**Ausdehnung.** Bei der Erwärmung eines Körpers erfolgt in der Regel eine körperliche Ausdehnung, so daß die ursprüngliche Entfernung  $l$  zweier materieller Punkte in  $l + \alpha t$  übergeht. Während nun die festen Körper bei der durch Abkühlung eintretenden Verkürzung imstande sind, eine starke Kraftwirkung auszuüben, tritt dies umgekehrt bei den gasförmigen Körpern infolge ihrer Erwärmung und Ausdehnung ein.

**G a y - L u s s a c.** Spannung, Volumen und Temperatur der gasförmigen Körper stehen nun in einer gewissen Beziehung, die bei den permanenten Gasen, bzw. in einem gewissen vom Kondensationspunkte genügend entfernten Zustande eine andere und einfachere ist, als bei den Dämpfen. Für die permanenten Gase gilt uneingeschränkt das G a y - L u s s a c'sche Gesetz, daß der Ausdehnungskoeffizient konstant, und zwar  $= \frac{1}{273}$  ist und daher das Volumen bei konstanter Spannung allgemein  $v = v_0(1 + \alpha t)$ . Wird die Temperatur negativ, erfolgt also eine Abkühlung unter den Nullpunkt der 100teiligen Skala, bei der das Wasser zu Eis erstarrt, so würde das Volumen eines permanenten Gases eine untere Grenze und die Spannung den Wert 0 erreichen, wenn  $v_0(1 + \alpha t) = 0$  wird, oder für  $t = -\frac{1}{\alpha} = -273^\circ \text{C}$ , der absolute Nullpunkt der Temperatur.

Hingegen kann bei gesättigten Dämpfen von einer Ausdehnung in diesem Sinne füglich nicht gesprochen werden, da mit ihrer Erwärmung stets eine Nachverdampfung der gleichzeitig anwesenden Flüssigkeit, also eine Stoffvermehrung hinzutritt, so daß sich das spezifische Gewicht erhöht, also die Ausdehnung eigentlich negativ wird; denn bezeichnet  $\gamma$  dieses Gewicht der Volumeneinheit  $= \frac{1}{v}$ , so

folgt in der Differentialform  $d v = -\frac{d \gamma}{\gamma^2}$ . Wir werden später sehen, daß beim überhitzten Dampfe, der zu den permanenten Gasen gerechnet werden kann, das Umgekehrte eintritt, d. h. bei wachsender Temperatur das Volumen der Masseneinheit größer und daher das spezifische Gewicht kleiner wird.

**M a r i o t t e.** Für permanente Gase gilt ferner bei unveränderlicher Temperatur auch das M a r i o t t e'sche Gesetz

$$p \cdot v = \text{Konst.}$$



Für  $p = 1 \text{ Atm.} = 1 \cdot 100^2 \text{ kg/qm}$  ist

$$v_1 = v (1 + \alpha t_1)$$

und

$$v_2 = v (1 + \alpha t_2)$$

Für die Spannung  $p$  ist daher

$$v_1 = \frac{v}{p_1} (1 + \alpha t_1)$$

und

$$v_2 = \frac{v}{p_2} (1 + \alpha t_2)$$

oder

$$\frac{p_1 v_1}{1 + \alpha t_1} = \frac{p_2 v_2}{1 + \alpha t_2}$$

und wird die Größe  $273 + t$ , die absolute Temperatur, mit  $T$  bezeichnet, so ist

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$$

konstant. Für  $p = 100^2 \text{ kg/qm}$  und  $t = 0$  wird diese Konstante  $R = \frac{100^2 \cdot v_0}{273}$ , z. B. für atmosphärische Luft, deren spezifisches Gewicht  $\gamma = 1,25 \text{ kg/cbm}$  gesetzt werden kann

$$= \frac{100^2}{273 \cdot 1,25} = 29,3.$$

Dieser Wert von  $R$  ist umgekehrt proportional dem spezifischen Gewicht  $\gamma$  und dem Molekulargewicht  $m$ , also  $= \frac{k}{\gamma} = \frac{k_1}{m}$ , indem  $\frac{m}{\gamma}$  unveränderlich  $= \frac{k_1}{k} = \frac{847}{29,26} = 28,95$  ist; z. B. für die atmosphärische Luft ist

$$R = \frac{29,26}{1} = \frac{847}{28,95} = 29,26$$

und für Wasserstoff

$$= \frac{29,26}{0,0696} = \frac{847}{2,016} = 420.$$

Wir werden hierauf noch einmal sogleich zurückkommen, indem diese Größe  $\frac{pv}{T}$ , die *M a r i o t t e - G a y - L u s s a c s c h e* Konstante, noch eine andere wichtige Bedeutung hat. Es besteht also bei den permanenten Gasen die einfache Beziehung, daß das Produkt  $pv$  eine lineare Funktion der absoluten Temperatur  $T$  ist, und zwar insbesondere bei der atmosphärischen Luft  $= 29,3 T$ . Wir haben es hier indessen, zunächst wenigstens, nicht mit permanenten Gasen, sondern mit dem Wasserdampf zu tun, und fragt es sich daher, in welcher Beziehung bei diesem die drei Elemente  $p$ ,  $v$  und  $T$  zueinander stehen.

## A. Der gesättigte Wasserdampf.

Eine exakte, mathematische Herleitung des Gesetzes, unter dem diese Größen gegenseitig stehen, ist bisher noch nicht gelungen, so daß man sich mit Versuchsergebnissen und empirischen Darstellungen begnügen muß. Hierzu dient zunächst eine Reihe von geometrischen Figuren und Tabellen, die unmittelbar aus Beobachtungen abgeleitet worden sind, also die wirklichen Werte darstellen, aus denen später auch analytische Formeln empirisch aufgestellt werden sollen. Fig. 23 zeigt den wirklichen Wert des Produkts  $pv$ , bzw. des Quotienten  $\frac{p}{\gamma}$  als Funktion der Tem-

peratur; er ist durch die Linie  $ab$  dargestellt und den Quotienten  $R = \frac{100^2 p}{\gamma T}$  durch die Linie  $a'b'$ , woraus der Unterschied der gesetzmäßigen Abhängigkeiten zwischen den Gasen und Dämpfen zu erkennen ist. Der Wert der Gaskonstanten  $R$  schwankt hier zwischen

45,75 bei  $t = 100^\circ$

und

42,60 bei  $t = 200^\circ \text{C}$ .

Es kann aber, nicht für rein wissenschaftliche, wohl aber für praktische Untersuchungen zwischen  $180$  und  $206^\circ$ , bzw. zwischen  $10$  und  $18 \text{ Atm.}$  Spannung mit einem Fehler bis zu  $1,4\%$ ,  $R = 43,0$  gesetzt werden.

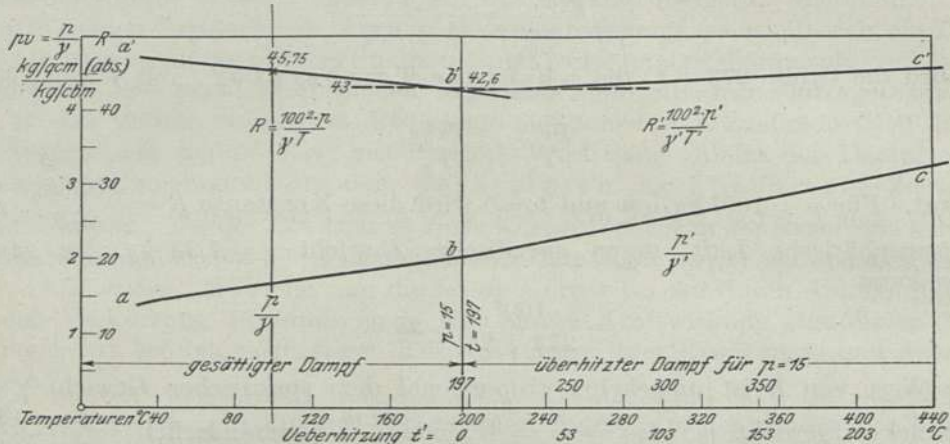


Fig. 23. Zustandsgleichung  $pv = R \cdot T$ .

$p$  ist die spezifische Spannung in  $\text{kg/qcm}$  und  
 $v$  das Volumen in  $\text{kg/cbm}$ .

Bezeichnet ferner  $F$  eine beliebige Druckfläche, so ist das Produkt

$$p \cdot F \cdot \frac{v}{F} = P \cdot s$$

die mechanische Arbeit des Dampfes unter der Spannung  $p$  auf dem Wege  $s$ . Nach den thermodynamischen Tabellen für den gesättigten Wasserdampf ist z. B. bei

$$p = 12 \text{ kg/qcm}$$

$$v = 0,165 \text{ cbm/kg}$$

$$t = 187^\circ \text{C},$$

und

also annähernd

$$\frac{pv}{T} = \frac{12 \cdot 100^2 \cdot 0,165}{273 + 187} = 43,1 \text{ kqm/kg u. Wärmegrad.}$$

Dies ist also die mechanische Arbeit der Ausdehnung von  $1 \text{ kg}$  Dampf von  $12 \text{ Atm.}$  Spannung für  $1^\circ \text{C}$ . Der Quotient  $\frac{43,1}{424} = 0,102$  würde also gewissermaßen die spezifische Wärme  $c_p - c_v$  darstellen; denn bei der Erwärmung von  $1 \text{ kg}$  Dampf unter konstanter Spannung  $p$  ist die zugeführte Wärmemenge

$$\begin{aligned} &= \text{der Erwärmungsarbeit } c_v \\ &+ \text{der äußeren Arbeit } AR, \text{ also} \\ c_p - c_v &= AR \\ &= 0,475 - 0,356 = 0,119. \end{aligned}$$



Diese Beziehungen stimmen aber bei den permanenten Gasen genau überein, wie aus dem Folgenden ersichtlich ist. Bei dieser Gelegenheit soll auch gezeigt werden, wie der Entdecker der Wärmeäquivalenz, R. Mayer, den Wert  $A = \frac{1}{424}$  WE der Arbeitseinheit = 1 kgm, in einfachster Weise berechnet hat. Bei der Erwärmung von 1 cbm =  $\gamma = 1,29$  kg atmosphärische Luft um 1° C entsteht ein Wärmeaufwand

$$Q = \gamma (c_p - c_v) = 1,29 (0,238 - 0,169) = 1,29 \cdot 0,069 = 0,089 \text{ WE,}$$

während die äußere (Ausdehnungs-) Arbeit  $L = p\alpha = 10328 \frac{\text{kg}}{100^\circ \text{C}} \cdot 0,3665^{\text{m}} = 37,85 \text{ kgm,}$

so daß der Koeffizient  $\frac{L}{Q} = \frac{1}{A} = \frac{37,85}{0,089} = 425 \text{ km/WE}$  ist.

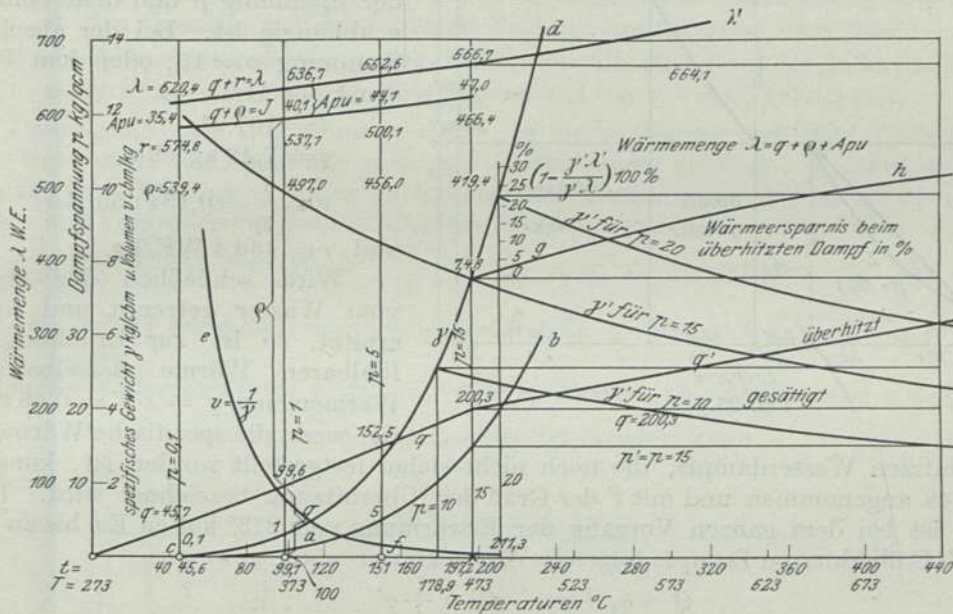


Fig. 24. Dampfspannung  $p$ , Spezifisches Vol.  $v$ , Spezifisches Gew.  $\gamma$ .

Fig. 24 zeigt in der Linie  $a b$  die Abhängigkeit der Spannung  $p$  von der absoluten Temperatur  $T$ , die Spannungskurve des gesättigten Wasserdampfes, deren Gleichung später aufgestellt werden soll.  $c d$  ist die Kurve des spezifischen Gewichts  $\gamma$  und  $e f$  diejenige des reziproken Wertes  $v = \frac{1}{\gamma}$ , aus der zu erkennen ist, daß

der Differentialquotient  $\frac{dv}{dt} = -\frac{d\gamma}{\gamma^2}$  negativ ist und mit wachsendem  $\gamma$  und  $t$  sich der 0 nähert.

Wird der Träger der Betriebskraft aus einem anderen Aggregatzustande hergestellt, was hier der Fall ist, so tritt noch eine andere Wirkung der Wärmezufuhr in die Erscheinung, das ist die Disgregationsarbeit, deren Energie in Wärmeeinheiten gemessen, die gebundene oder latente Wärme genannt wird, so daß nun die Frage entsteht, welche Gesamtwärme zur Herstellung des Dampfes überhaupt erforderlich ist und wie sie sich auf die einzelnen Vorgänge bei der Dampfbildung verteilt.

Beginnen wir mit dem Eis bei der Temperatur des absoluten Nullpunkts  $-273^{\circ}\text{C}$  und wird es bis  $0^{\circ}\text{C}$ , also um  $273^{\circ}$  erwärmt, so erfordert dies eine Wärmemenge  $q_1 = \int c dt$ , und da die spezifische Wärme  $c$ , als konstant vorausgesetzt,  $= 0,5$  ist, so beträgt die Wärmemenge für eine beliebige Temperaturerhöhung  $= 0,5 t$  und bis zum Schmelzpunkte des Eises  $= 0,5 \cdot 273 = 136,5$  WE. Bei  $0^{\circ}\text{C}$  beginnt das Eis zu schmelzen und verschluckt dabei die latente Wärme  $r_1 = 79$  WE/kg. Hierauf erfolgt wieder die fühlbare Erwärmung des Wassers bis  $100^{\circ}$ , und die hierzu nötige Wärmemenge ist annähernd  $q = c t = 1 \cdot 100$  WE/kg. Zur Umwandlung

des flüssigen Aggregatzustandes in die Dampfform ist nun wieder eine gewisse latente Wärmemenge  $r$  nötig, die nicht konstant, sondern von der Temperatur, also auch von der Spannung  $p$  und dem Volumen  $v$  abhängig ist. Bei der absoluten Spannung  $p = 15$ , oder dem Überdruck 14 Atm., ist

$$t = 197,2^{\circ},$$

$$\gamma = 7,48 \text{ kg/cbm},$$

$$v = \frac{1}{\gamma} = 0,134 \text{ cbm/kg}$$

und  $r = 466,4$  WE/kg.

Wird schließlich der Dampf vom Wasser getrennt und weiter erhitzt, so ist zur Erhöhung der fühlbaren Wärme desselben die Wärmemenge  $q' = c' t' = 0,48 t'$  nötig, wenn die spezifische Wärme des

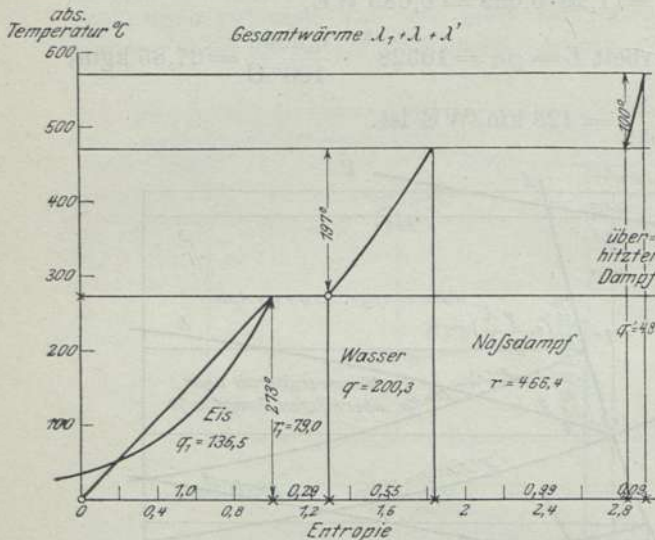


Fig. 25.

überhitzten Wasserdampfs, die noch nicht sicher festgestellt worden ist, konstant  $= 0,48$  angenommen und mit  $t'$  der Grad der Überhitzung bezeichnet wird. Hiernach ist bei dem ganzen Vorgang der Erwärmung vom  $273^{\circ}$  kalten Eis bis zu dem um  $t'^{\circ}\text{C}$  überhitzten Dampfe folgende Wärmezufuhr nötig gewesen:

$$Q = q_1 + r_1 + q + r + q'$$

z. B. für  $p = 15$ :

$$\frac{136,5 + 79}{215,5} + \frac{200,3 + 466,4}{666,7} + 0,48 t'$$

Ist die Überhitzung z. B.  $t' = 100^{\circ}\text{C}$ , so ist

$$\begin{aligned} Q &= 215,5 \text{ (Eis)} \\ &+ 666,7 \text{ (Wasser und gesättigter Dampf)} \\ &+ 48,0 \text{ (überhitzter Dampf).} \end{aligned}$$

Fig. 25 enthält eine bildliche Darstellung dieses Vorgangs in Gestalt eines Entropie-diagramms, dessen Herleitung und Erklärung später erfolgen wird.

### a) Die Flüssigkeitswärme.

**Fühlbare Wärme.** Wir haben gesehen, daß sie bei der Erwärmung des Wassers dieser fast proportional gesetzt werden kann, also  $q = c t$  und zwar  $c = 1$  WE/kg nach der Definition der spezifischen Wärme überhaupt, deren Einheit eben als diejenige Menge bezeichnet wird, die nötig ist, um 1 kg Wasser von 0 bis auf  $1^{\circ}\text{C}$  zu erwärmen.



Sie ist allerdings bei fortgesetzter Erwärmung nicht ganz konstant, so daß die fühlbare Wärme bei 100° nicht 100, sondern 100,5 und bei 200° und 16 Atm. Spannung 203,5 WE beträgt.

### b) Die gebundene Wärme.

Die in einen Körper zur Änderung seines Aggregatzustandes geschickte Wärme, die in demselben eine zwar sichtbare, aber nicht fühlbare Änderung des Gleichgewichtszustands in der Lagerung der Moleküle bewirkt, gehört also zu den inneren, potenziellen Energien, die durch eine Zurückführung des Zustandes wieder gewonnen werden können, indem der Körper in einem niedrigeren Aggregatzustande die überflüssige Wärme wieder ausscheidet. Die latente Wärme zerlegt sich in zwei Teile:

1. in die eigentliche latente Wärme, die allein zur Umwandlung des festen in den flüssigen und gasförmigen Zustand aufgewendet wird und
2. die äußere latente Wärme, die hierbei zur Überwindung des äußeren Drucks nötig ist, also tatsächlich eine äußere, sichtbare Arbeit verrichtet.

Denkt man sich 1 kg Wasser =  $v_0 \gamma_0$  in einem Raume mit dem Querschnitt  $F = 1$  qm unter der Spannung  $p$  bis zur Verdampfung erwärmt, so dehnt sich die ursprüngliche Flüssigkeit unter entsprechender Verringerung des spezifischen Gewichts und Vergrößerung des spezifischen Volumens von  $v_0$  bis  $v$  aus, wobei also der Druck  $p$  kg/qm auf dem Wege  $\frac{v-v_0}{F} = v-v_0$  m zu überwinden ist. Die dabei geleistete Arbeit ist daher, wie schon festgestellt wurde,  $p \cdot F \cdot \frac{v-v_0}{F} = p(v-v_0)$  und in der Differentialform  $p \cdot dv$ ;  $v_0$  ist beim Wasser  $\frac{1}{1000}$  cbm/kg und  $v$  z. B. für  $t = 100^\circ = 1,67$ , so daß  $v_0$  gegen  $v$  vernachlässigt werden kann.

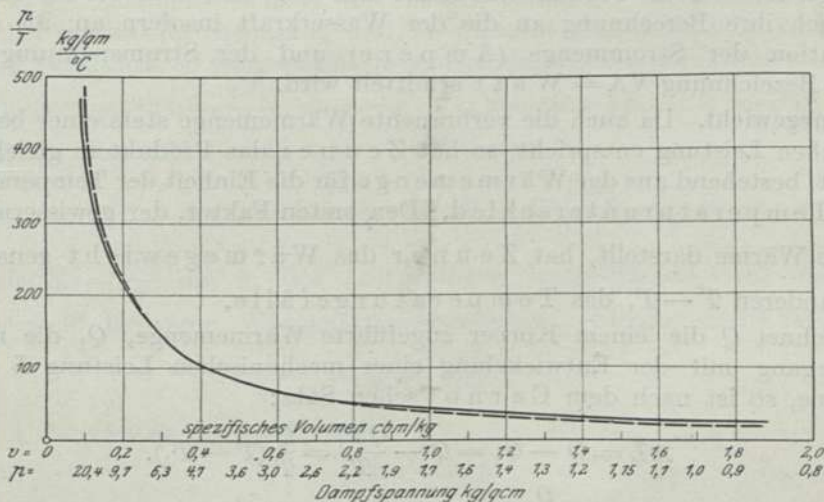


Fig. 26. Die Werte für  $\frac{p}{T}$  als  $f(v)$  — — — — —  $\frac{p}{T} = \frac{43}{v}$ .

Die oben erwähnte Ausdehnungsarbeit bei der Dampfbildung ist daher  $L = p v$  und die entsprechende Wärmemenge  $Q = AL = A p v$ . Da ferner, wenigstens für gewisse Grenzen, annähernd die Zustandsgleichung  $p v = RT = 43 \cdot T$ , so ist  $\frac{p v}{T}$  die mechanische Arbeit bei der Dampfbildung für 1° C Temperatursteigerung kon-

stant = 43 WE und die Kurve zur Darstellung des Quotienten  $\frac{p}{T}$  als  $f(v)$  eine gleichseitige Hyperbel, Fig. 26. Die punktierte Linie stellt diese Kurve dar und die ausgezogene die wirkliche nach Regnaults Versuchen. Ferner würde unter den einschränkenden Voraussetzungen das Produkt  $p v = \frac{p}{\gamma}$  proportional  $T$  sein. Um die Abweichung des wirklichen Wertes hiervon übersichtlich darzustellen, enthält die Fig. 27 die ausgezogene Linie für diesen und die punktierte für den Wert  $\frac{p}{\gamma} = 43 T$  als Funktion von  $T$ .

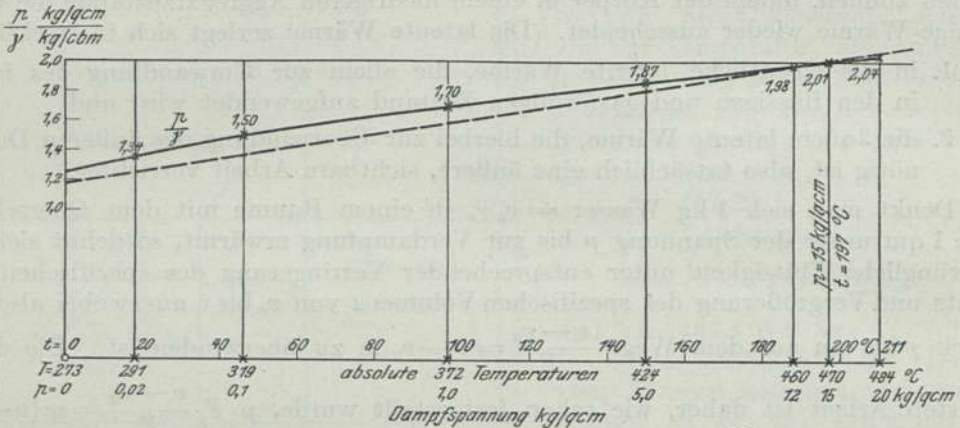


Fig. 27. ———  $\frac{p}{\gamma}$  als  $f(T)$       - - - - -  $\frac{p}{\gamma} = 43 T$   
100<sup>2</sup>

Energie ist stets ein Produkt aus Kraft und Weg, und auch bei der Elektrizität schließt sich ihre Berechnung an die der Wasserkraft insofern an, als sie durch Multiplikation der Strommenge (A m p è r e) und der Stromspannung (V o l t) unter der Bezeichnung  $VA = W a t t$  ermittelt wird.

**Wärmegewicht.** Da auch die verbrauchte Wärmemenge stets einer bestimmten mechanischen Leistung entspricht, so hat Zeuner das Produkt in gleicher Weise dargestellt, bestehend aus der Wärmemenge für die Einheit der Temperatur ( $1^{\circ} C$ ) und dem Temperaturunterschied. Den ersten Faktor, der gewissermaßen die spezifische Wärme darstellt, hat Zeuner das Wärmegewicht genannt  $= \frac{Q}{T}$  und den anderen  $T - T_1$  das Temperaturgefälle.

Bezeichnet  $Q$  die einem Körper zugeführte Wärmemenge,  $Q_1$  die nach dem Arbeitsvorgang mit der Entwicklung einer mechanischen Leistung  $L$  abziehenden Wärme, so ist nach dem Carnotschen Satz:

$$AL = Q - Q_1 = Q - \frac{QT_1}{T} = \frac{Q}{T} (T - T_1).$$

Das Wärmegewicht  $P = \frac{Q}{T}$  ist bei einem umkehrbaren (Carnotschen) Kreisprozeß konstant, wie bei einem hydraulischen Motor. Die Wärmemenge  $Q$  ist dann also proportional der absoluten Temperatur  $T$ .

Ein solcher Vorgang erfolgt bei allmählichen Zustandsänderungen, also ohne Stoß und Massenwirkungen (Gleichgewichtsprozeß), ohne Reibungswiderstände und Wärmeaustausch; er kann demnach, streng genommen, niemals vorkommen.



Ist  $Q = P \cdot T$  konstant, so wächst das Wärmegewicht bei abnehmender Temperatur nach einer Hyperbel (Fig. 20).

Wird daher die absolute Temperatur  $T$  als Funktion von  $\frac{Q}{T} = f(E)$  aufgetragen,

so erhält man in der Fläche  $\int T \cdot dE = \int T \left( \frac{dQ}{T} \right) = Q$  eine bildliche Darstellung der Wärme, die als Entropiediagramm bekannt ist. Der Vorgang bei der Dampfentwicklung von der Temperatur  $v$  ausgehend, ist daher nach Fig. 28 folgender: Vom Koordinatenanfangspunkt  $O$  aus wächst auf der Abszissenachse die aufgetragene

Entropie zunächst von 0 bis  $\int \frac{dq}{T}$  und die Ordinate  $T$  von 273 bis 467° C im Punkte  $A$  für  $p = 14$ . Die Fläche  $O' O A A'_1$  stellt die fühlbare Flüssigkeitswärme dar. Von  $A$  ab bleibt die Temperatur  $T$  unter konstanter Spannung, während der Umwandlung des Aggregatzustandes ebenfalls unverändert, die alle weiter zugeführte Wärme für sich in Anspruch nimmt, bis alles in dem Raum vorhandene Wasser verdampft ist. Diese durch das Rechteck  $A' A B B'$  dargestellte Wärmemenge  $r$  ist die latente Wärme und daher die gesamte Wärmezuführung

$$\lambda = q + r$$

nach Regnault

$$= 606,5 + 0,305 t.$$

Ein Teil der latenten Wärme  $r$  dient aber, wie wir gesehen haben, zur Überwindung des äußeren Drucks während der Dampfbildung und ist

$$= A p (v - v_0) = A p u \text{ WE/kg.}$$

Zur Bestimmung dieser Größe werde nun ein bereits entwickelter nasser, gesättigter Dampf vorausgesetzt, dessen spezifischer Dampfgehalt  $x$  kg/kg, die Dampfnässe also  $1 - x$  beträgt; dann ist das spezifische Volumen der Mischung, wenn  $s$  das des gesättigten Dampfes und  $s_0$  das des Wassers bezeichnet,  $v = xs + (1 - x)s_0 = xu + s_0$  als Zustandsgleichung des nassen Dampfes. Wird nun diesem nassen Dampfe bei konstanter Spannung und Temperatur eine unendlich kleine Wärmemenge  $dQ$  zugeführt, so steigert sich hierdurch die Verdampfung unter Verwendung der Wärmemenge  $rdx = \frac{rdv}{u}$ , da  $u = s - s_0$  konstant ist. Die hierbei verrichtete äußere Arbeit ist  $dL = uxdp$  und ihr Wärmewert

$$dQ = AdL = A u x dp = EdT = dT \int \frac{dQ}{T} = \frac{rx}{T} dT;$$

wenn mit  $E = \int \frac{dQ}{T}$  die in der Integralform ausgedrückte, auf die absolute Temperatur  $T$  bezogene Wärmemenge bezeichnet; hieraus erhält man

$$\frac{rx}{AT} = \frac{uxdp}{dT},$$

oder die Clapeyron'sche Formel

$$\frac{Apu}{r} = \frac{p}{T \frac{dp}{dT}}$$

Hiermit ist also das Verhältnis zwischen der äußeren und der gesamten latenten Wärmemenge gegeben.

Im folgenden soll versucht werden, eine Ableitung dieser wichtigen Formel auch auf bildlichem Wege zu erlangen. Bei einer adiabatischen Zustandsänderung des nassen Dampfes ist die Änderung der Wärmemenge einerseits, bei konstanter

Temperatur  $-TdE = -Td\left(\frac{rx}{T}\right) = \frac{rx}{T} dT$  und anderseits bei konstanter Entropie  $E dT = \left(\frac{rx}{T}\right) dT =$  dem Wärmewert der äußeren Dampfarbeit  $A u x d p$ . Die Summe der Wärmengen muß  $= 0$  sein, indem die aufgewendete Wärmemenge durch eine gleichwertige Arbeitsleistung verbraucht wird.

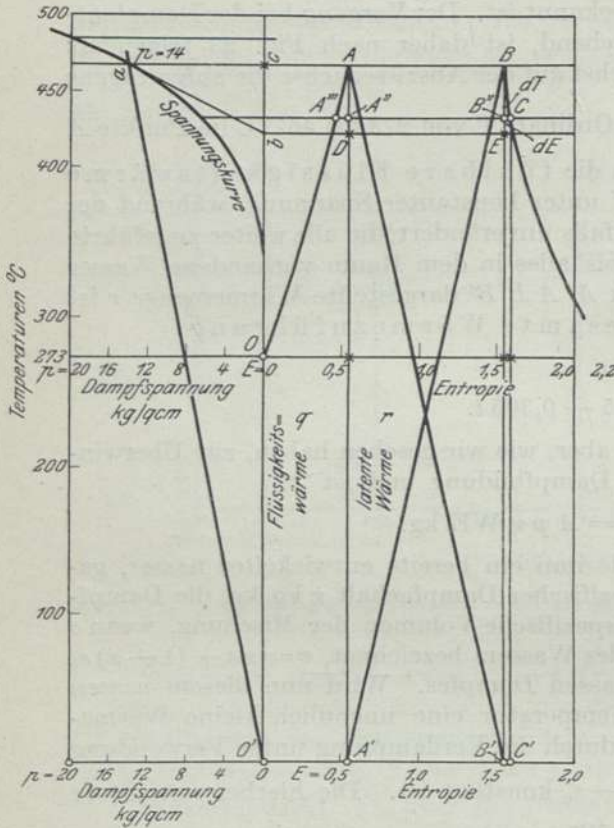


Fig. 28. Entropiediagramm.

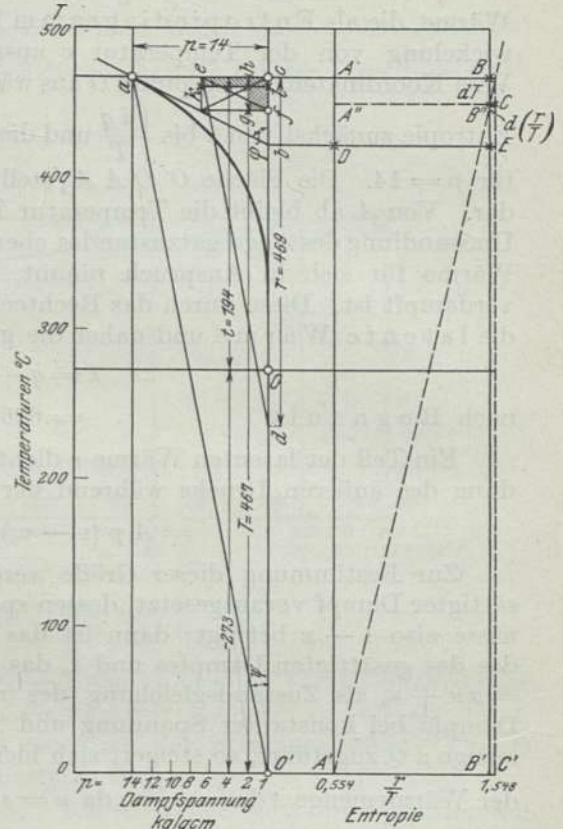


Fig. 29. Entropiediagramm.

In der Fig. 28 sei  $O a$  die Spannungskurve des Dampfes, die also die Spannung  $p$  als  $f(T)$  darstellt, so ist, da das Rechteck  $A'A B B'$  dem Entropiediagramm der konstanten latenten Wärme entspricht,  $d r = d(E T) = T dE + E dT = 0$ ; also

$$T dE = T d\left(\frac{r}{T}\right) = -\frac{r}{T} dT = B' B'' C C' = -E dT = -\frac{r}{T} \cdot dT = A'' A B C$$

und unter Vernachlässigung unendlich kleiner Größen zweiter Ordnung,  $= A'' A B B'' =$  dem Wärmewert der geleisteten äußeren Arbeit  $A d L = A u d p$ , so daß

$$\frac{A p u}{r} = \frac{p}{T \frac{dp}{dT}}$$

Der Differentialquotient  $\frac{dp}{dT}$  wird aber durch die Tangente  $a b$  der Spannungskurve im Punkte  $a$  dargestellt; folglich entspricht die Fläche  $A B E D$  der gesuchten Wärmemenge  $A p u$ ; da  $\frac{cb}{A A'} = \frac{cb'}{T} = \frac{p}{T \cdot \frac{dp}{dT}}$ . Hieraus ergibt sich fol-



gende geometrische Betrachtung. Ist in Fig. 29  $Oa$  wieder die Spannungskurve, also  $ca = p$ ,  $O'c = 273 + t = T$ , so ist  $\frac{Apu}{r} = \frac{\text{tg } \psi}{\text{tg } \varphi} = \frac{bc}{O'c}$ . Wird nun  $cd = r$  aufgetragen,  $de \parallel O'a$  und  $ef \parallel ab$  gezogen, so ist  $cf = Apu$ ; denn  $\frac{ce}{p} = \frac{cd}{T} = \frac{r}{T}$ ; also  $ce = \frac{r}{T}p$  und  $cf = \frac{ce}{\text{tg } \varphi} = \frac{rp}{T \cdot \frac{dp}{dT}}$ . Nach Carnots Satz ist aber

$$AdL = Audp = \frac{r}{T} dT$$

und hiermit

$$\frac{Apu}{r} = \frac{p}{T \frac{dp}{dT}} \quad \text{oder} \quad (Apu)dp = \left(\frac{r}{T}p\right)dT;$$

also das Rechteck  $cfgh = cekl$ .

**Naßdampf.** Bezeichnet  $1-x$  die spezifische Dampfmasse, enthält also jedes Kilogramm des nassen Dampfes  $x$  kg trocknen Dampf und  $1-x$  kg Wasser, so ist die zur Herstellung dieses nassen Dampfes aus Wasser von  $100^\circ\text{C}$ ,  $xr$  und zur äußeren Arbeit die Wärmemenge  $xApu$  erforderlich. Die Grenzlinie ist daher  $C'D'$ , Fig. 30, indem  $\frac{BC'}{BC} = x$ , also  $C'C$  die Dampfmasse darstellt. Daher ist auch für den Naßdampf

$$dL = xudp = \frac{1}{A} \cdot \frac{rx}{T} \cdot dT$$

die äußere Arbeit.

Die äußere latente Wärme  $Apu$  bzw.  $xApu$  entspricht der äußeren Arbeit bei der Dampfbildung, also ist die eigentliche, innere latente Wärme

$$q = r - Apu.$$

Sie entspricht einer inneren Molekulartrennungsarbeit, die zur Auflösung des bisherigen Zusammenhangs der Flüssigkeit unter Überwindung einer gewissen Kohäsionskraft nötig ist.

### Die Spannungskurve.

Es soll jetzt versucht werden, für die in den Fig. 24, 28 und 29 dargestellte Spannungskurve des gesättigten Dampfes eine annähernde Formel aufzustellen.

In Ermangelung einer genauen Kenntnis des mathematischen Zusammenhangs zwischen der Spannung  $p$  und der Temperatur  $T$  muß die Lücke durch ein empirisches Verfahren ergänzt werden. Aus der Clapeyron'schen Formel

$$\frac{Apu}{r} = \frac{p}{T \frac{dp}{dT}} \quad \text{ergibt sich der Differentialquotient der Kurve} \quad \frac{dp}{dT} = \frac{r}{Apu} \cdot \frac{p}{T} \quad \text{oder}$$

annähernd 
$$\frac{dp}{p} = \frac{r}{Apu} \cdot \frac{dT}{T} = \frac{r}{AR} \cdot \frac{dT}{T^2}.$$

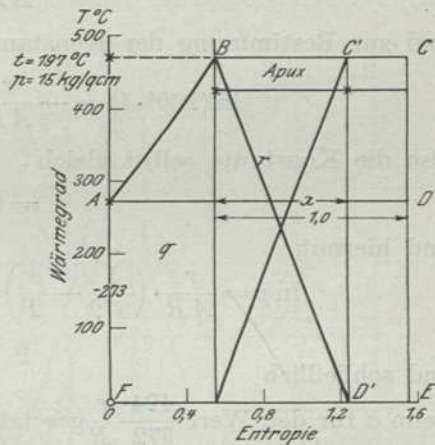


Fig. 30. Entropiediagramm des nassen Wasserdampfes.

Die Werte für  $r$ ,  $R$  und  $\frac{r}{R}$  sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt, woraus hervorgeht, daß der Quotient  $\frac{r}{R}$  nicht sehr viel von einer Konstanten abweicht, da beide Ziffern, Zähler und Nenner lineare Funktionen von  $T$  sind und mit ihr abnehmen; denn es ist

$$r = 842 - 0,8 \cdot T$$

und

$$R = 58,37 - \frac{T}{30}.$$

Wird also zunächst  $\frac{r}{R}$  konstant gesetzt, so erhält man, wenn  $p$  in kg/qcm ausgedrückt wird, durch Integration

$$\ln(100^2 \cdot p) = -\frac{r}{AR} \cdot \frac{1}{T} + \text{Konst.} = 9,21 + \ln p$$

und zur Bestimmung der Konstanten

$$\ln(100^2 \cdot 1) = -\frac{r}{AR} \cdot \frac{1}{372} + \text{Konst.} = 9,21$$

also die Konstante selbst gleich

$$= 9,21 + \frac{r}{AR \cdot 372}$$

und hiermit

$$\ln p = \frac{r}{AR} \cdot \left( \frac{1}{372} - \frac{1}{T} \right) = \frac{r}{AR} \cdot \frac{T - 372}{372 T} = \frac{424}{372} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{t - 99}{T}$$

und schließlich

$$p = e^{a \frac{t-99}{T}}$$

wenn  $a$  für den Wert  $\frac{424}{372} \cdot \frac{r}{R}$  gesetzt wird; er liegt für  $p = 10$  und  $20$  Atm. zwischen

$$1,14 \cdot 11,09 = 12,64$$

und

$$1,14 \cdot 10,815 = 12,33$$

ist also im Durchschnitt 12,50; durch Einsetzen dieses Koeffizienten erhält man aber zu kleine Werte für  $p$ , während für  $a = 13$ , d. h. für  $\frac{r}{R} = 11,4$ , die beste Annäherung erreicht wird, wie aus der folgenden Tabelle zu ersehen ist:

| $p$<br>kg/qcm | $r$ | $R$  | $\frac{r}{R}$ | $T$ | $t$ | $\frac{t-99}{T}$ | $p$ für<br>$a = 13,0$ |
|---------------|-----|------|---------------|-----|-----|------------------|-----------------------|
| 10            | 480 | 43,3 | 11,09         | 452 | 179 | 0,177            | 10,0                  |
| 12            | 474 | 43,0 | 11,02         | 460 | 187 | 0,191            | 12,0                  |
| 14            | 469 | 42,4 | 11,96         | 467 | 194 | 0,203            | 14,0                  |
| 16            | 464 | 42,6 | 10,89         | 473 | 200 | 0,214            | 16,1                  |
| 18            | 460 | 42,4 | 10,85         | 479 | 206 | 0,223            | 18,1                  |
| 20            | 456 | 42,2 | 10,815        | 484 | 211 | 0,2314           | 20,2                  |

Eine andere, rein empirische Formel, die aber von dem physikalischen Zusammenhang ganz absieht, und nur analytisch den Verlauf der Kurve durch eine möglichst einfache Formel darstellt, aber doch für praktische Zwecke und zu einer übersichtlichen Beurteilung allenfalls genügt, erhält man, wenn  $p = at^n$  gesetzt wird, und zwar  $= \left( \frac{t}{100} \right)^4$  mit der aus folgender Tabelle ersichtlichen Übereinstimmung.



Diese Tabelle zeigt, daß die Dampfspannungen des gesättigten Wasserdampfes nicht ganz mit der vierten Potenz der Temperatur wachsen, sondern in einem etwas schwächeren Grade.

| Atm. $p$ | Temp. $t$ | $p = \left(\frac{t}{100}\right)^4$ | $p$ kg/qcm |
|----------|-----------|------------------------------------|------------|
| 1        | 100       | 1,0                                | 1,03       |
| 5        | 152       | 5,3                                | 5,2        |
| 10       | 180       | 10,5                               | 10,25      |
| 15       | 199       | 15,6                               | 15,6       |
| 20       | 213       | 20,6                               | 20,6       |

**Andere Gase.** In der latenten Wärme ist eine bestimmte potenzielle Energie aufgespeichert, die aber nur bei Kondensationsmaschinen teilweise wieder zurückgewonnen wird; bei Auspuffmaschinen geht sie mit dem verbrauchten Dampfe im vollen Umfange verloren. Es ist auffällig, daß das Wasser bei seiner Verdampfung eine so erhebliche Wärmemenge verschluckt, und es liegt daher der Gedanke nahe, ob dies auch bei anderen gasförmigen Körpern der Fall ist. Dieser Aufwand an Energie ist bei anderen Kraftträgern tatsächlich geringer und bei den permanenten Gasen, wie bei der atmosphärischen Luft, selbstverständlich = 0, beim Benzin ist er sehr gering, da es bereits bei gewöhnlicher Temperatur der Atmosphäre verdampft, beim Spiritus ist der Verlust etwas größer. Im vollständigsten Gegensatz zum Wasserdampf steht die Kohlensäure, die bereits bei 0° eine Spannung von 35 Atm. hat und bei + 20° eine solche von 59 Atm., wie in der Fig. 31 vergleichsweise dargestellt ist. Indessen ist bei diesem Gase auch das spezifische Gewicht, und zwar in noch stärkerem Maße größer, als beim Wasserdampf. Da bei der Verwendung jeden Arbeitsstoffes das Produkt  $\gamma \cdot \lambda$  einen Maßstab für die Wirtschaftlichkeit bildet, so sind in der folgenden Tabelle auch diese Ziffern mit angegeben (auf ganze Ziffern abgerundet):

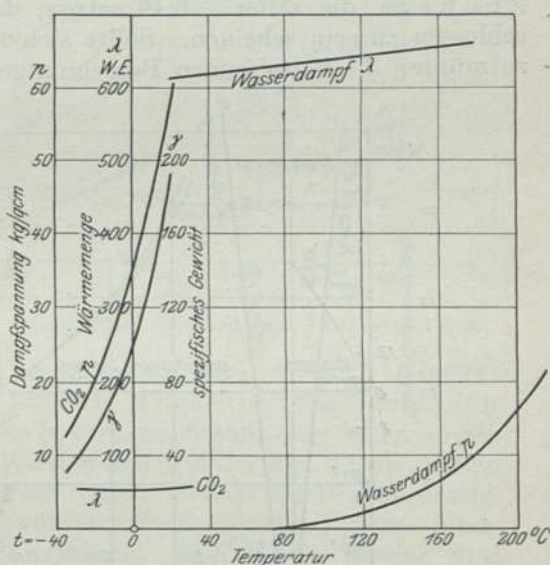


Fig. 31. Wasserdampf und Kohlensäure.

Indessen ist bei diesem Gase auch das spezifische Gewicht, und zwar in noch stärkerem Maße größer, als beim Wasserdampf. Da bei der Verwendung jeden Arbeitsstoffes das Produkt  $\gamma \cdot \lambda$  einen Maßstab für die Wirtschaftlichkeit bildet, so sind in der folgenden Tabelle auch diese Ziffern mit angegeben (auf ganze Ziffern abgerundet):

|                            | $t$  | $p$  | $q$ | $r$ | $q+r=\lambda$ | $\gamma$ | $\gamma \lambda$ | $\frac{\gamma \lambda}{p}$ |
|----------------------------|------|------|-----|-----|---------------|----------|------------------|----------------------------|
| Kohlensäure . . . . .      | + 20 | 59   | 20  | 38  | 57            | 192      | 10944            | 185                        |
| Chlorkohlenstoff . . . . . | 100  | 1,9  | 21  | 44  | 65            | 10,3     | 670              | 352                        |
| „ . . . . .                | 160  | 7,2  | 34  | 37  | 71            | 39       | 2769             | 384                        |
| Wasserdampf . . . . .      | 20   | 0,02 | 20  | 593 | 613           | 0,017    | 10               | 500                        |
| „ . . . . .                | 100  | 1,0  | 101 | 536 | 637           | 0,6      | 382              | 382                        |
| „ . . . . .                | 160  | 6,1  | 162 | 493 | 655           | 3,3      | 2162             | 354                        |

## B. Der überhitzte Wasserdampf.

Wird der im Kessel erzeugte Dampf vom Wasser getrennt und weiter erwärmt, so entsteht ein gasförmiger Körper, der sich bei genügender Überhitzung einem permanenten Gase nähert und alle Eigenschaften desselben annimmt.

Bezeichnet  $t'$  die Überhitzung, so ist die über den gesättigten Zustand hinaus zugeführte Wärmemenge  $c't'$ , wenn  $c'$  die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes bezeichnet. Es ist daher die gesamte, zur Herstellung des Dampfes verbrauchte Wärme von der Anfangstemperatur  $0^\circ \text{C}$  des Wassers bis zum überhitzten Zustande des Dampfes

$$\begin{aligned}\lambda' &= \lambda + c't' \\ &= q + e + A p u + c't'.\end{aligned}$$

Die spezifische Wärme  $c'$  scheint nun keineswegs bei fortschreitender Erwärmung konstant zu sein, wir wollen dies jedoch hier voraussetzen und nach dem Vorschlag *Zeuners* die Ziffer = 0,48 setzen, da die neueren Versuche noch nicht abgeschlossen zu sein scheinen. Sollte sich tatsächlich ein anderer Wert herausstellen, so müßten die betreffenden Berechnungen einer Korrektur unterworfen werden.

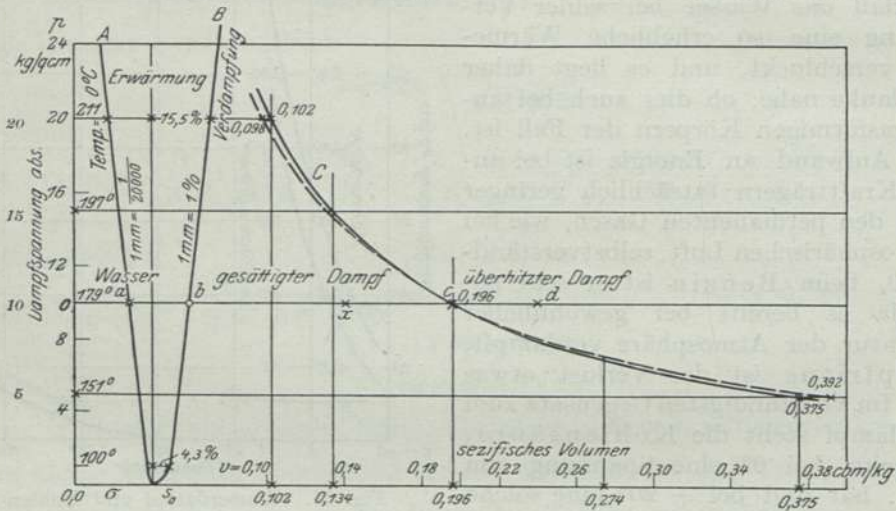


Fig. 32. Grenzkurven.

— Wirkliche Kurve.  $p v^{1,0646} = \text{konst.}$

--- Annähernde gleichseitige Hyperbel.  $p v = R T = 1,96.$

**Grenzkurven.** Denkt man sich 1 kg Wasser mit dem spezifischen Volumen  $\sigma$  unter der konstanten Spannung  $p$  von  $0^\circ \text{C}$  an erwärmt, so beginnt bei einer bestimmten Größe des Volumens  $s_0$  die Verdampfung, die beim Volumen  $s$  aufhört. Wird die Erwärmung noch weiter fortgesetzt, so entsteht überhitzter Dampf unter weiterer Zunahme des spezifischen Volumens. Z. B. für  $p = 10$  und  $t = 179$  ist

$$\begin{aligned}\sigma &= 0,001, \quad s_0 = 0,001075, \\ v = s &= 0,196 \quad \text{und für } t' = 100^\circ, \\ v &= 0,239.\end{aligned}$$

Man hat also nach Fig. 32 folgende vier Zustände zu unterscheiden:

- O a* Wasser von  $0^\circ \text{C}$ ,
- a b* Wasser von  $0^\circ \text{C}$  bis zur Siedetemperatur,
- b c* Naßdampf und
- c d* überhitzter Dampf.



Ein beliebiger Punkt  $x$  in der Strecke  $bc$  bezeichnet nassen Dampf, und zwar mit einer spezifischen Dampfnässe von  $\frac{xc}{bc}$ . Werden nun die Punkte  $a, b$  und  $c$  für verschiedene Spannungen als Ordinaten zu den betreffenden Volumens als Abszissen aufgetragen, so erhält man die sogenannten Grenzkurven als Funktion des spezifischen Volumens, und zwar:

- $A$  als untere Grenzkurve des Wassers für den Zustand desselben bei  $0^\circ \text{C}$ ,
- $B$  die obere Grenzkurve des Wassers und zugleich die untere des Dampfes, entsprechend der Ausdehnung des ersteren bei der Siedetemperatur,
- $C$  die obere Grenzkurve des trocknen, gesättigten Dampfes.

Die letztere Linie bildet also die Grenze zwischen dem Naß- und dem Heißdampf. Der Raum zwischen  $A$  und  $B$  entspricht der zugeführten fühlbaren und der zwischen  $B$  und  $C$  der latenten Wärme  $r$ . Denkt man sich die beiden Grenzkurven des Dampfes nach oben verlängert, so fragt es sich, da sie sich einander nähern, ob ein Durchschnittspunkt besteht. Für einen solchen Punkt würde also die latente Wärme  $= 0$  werden und das Wasser, ohne Zuführung von Wärme unmittelbar in Dampf übergehen.

Aus der empirischen Gleichung *Zeuners* für  $r = 606,5 - 0,695 t - 0,00002 t^2 - 0,0000003 t^3$  würde dieser kritische Punkt bei der Temperatur  $t = 707^\circ \text{C}$  liegen. Da die Gesamtwärme  $\lambda = q + r$ , so besteht sie, wenn  $r$  verschwindet, nur aus der fühlbaren Wärme  $q$ . Werden daher in der Fig. 33 die Linien für  $q$  und  $\lambda$  als Funktionen der Temperatur  $t$  aufgetragen, so liegt der Durchschnittspunkt bei  $t = 720^\circ$ . Es soll aber versucht werden, die Bestimmung dieses interessanten Punktes auch durch Rechnung zu erlangen. Die latente Wärme wird  $= 0$ , wenn die Dampfdichte der des Wassers gleich wird, also  $s = \frac{1}{1000} (1 + \alpha t)$ ;

wird ferner  $v = \frac{RT}{p}$  und  $p = \left(\frac{t}{100}\right)^4$  gesetzt, so wird

$$\frac{1 + \alpha t}{1000} = \frac{RT}{p} = \frac{R(273 + t)}{\left(\frac{t}{100}\right)^4},$$

woraus sich der Wert  $t = 722^\circ$  ergibt.

Bei der Besprechung des überhitzten Dampfes haben wir es also mit dem jenseits der Grenzkurve  $C$  liegenden Zustände zu tun, der sich um so mehr dem eines permanenten Gases nähert, je weiter er sich vom Kondensationspunkte entfernt. Nach *Zeuner* gibt es eine allgemeine Gleichung, die den beliebigen Wärmezustand eines beliebigen Körpers mathematisch darstellt; diese ist:

$$p v = RT + f(p, v, T),$$

wobei zu bemerken ist, daß der zweite Summand für permanente Gase verschwindet.

Unter der Annahme, daß dies Korrektionsglied  $f(p, v, T)$  nur eine Funktion der Dampfspannung  $p = f(p)$  sei und die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes

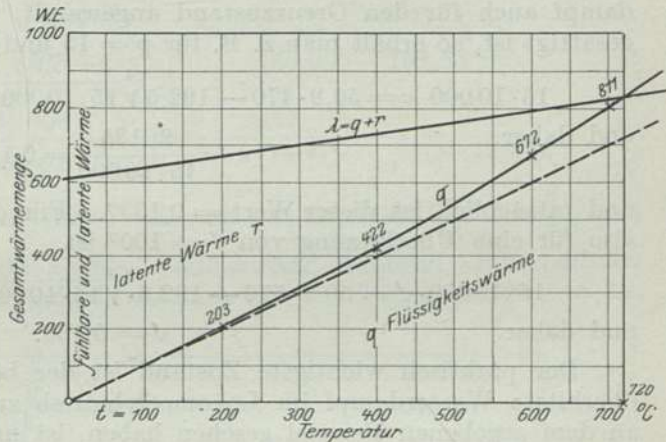


Fig. 33. Gesättigter Wasserdampf. Latente Wärme.



bei konstanter Spannung  $c_p$  ebenfalls unveränderlich = 0,48 gesetzt werden kann, so ist

$$p v = R T - C p^n$$

und zwar für  $p$  in kg/qm

$$= 50,9 T - 192,5 \sqrt[4]{p}.$$

Betrachtet man daher den oben erwähnten Fall, bei dem eingeschlossener Wasserdampf, also bei konstantem Volumen, weiter erhitzt wird, so wächst die Spannung  $p$  zunächst nach dieser Zustandsgleichung, die aber nach und nach in die der permanenten Gase  $p v = R T$  übergeht, so daß zuletzt die Spannung mit der Temperatur proportional wächst. Wird nun die obige Formel für den überhitzten Wasserdampf auch für den Grenzzustand angewandt, in dem der Dampf noch trocken gesättigt ist, so erhält man z. B. für  $p = 15$  und  $T = 470$

$$15 \cdot 10000 \cdot v = 50,9 \cdot 470 - 192,5 \sqrt[4]{15 \cdot 10000} = 23923 - 3788 = 20135$$

und daher

$$v = \frac{20135}{15 \cdot 10000} = 0,1342$$

und tatsächlich ist dieser Wert = 0,1337. Für dieselbe Spannung und  $T = 570^\circ$ , also für eine Überhitzung von  $t' = 100^\circ$  ist

$$15 \cdot 10000 \cdot v' = 50,9 \cdot 570 - 192,5 \sqrt[4]{15 \cdot 10000} = 29013 - 3788 = 25225$$

und daher

$$v' = 0,168.$$

Der praktisch wichtigste Zustand ist der bei konstanter Spannung, wie der überhitzte Wasserdampf im Lokomotivbetrieb zur Anwendung kommt. Wie wir an dem gegebenen Beispiel gesehen haben, ist unter dieser Voraussetzung bei be-

kannten  $p$  und  $T$  das spezifische Volumen  $v = \frac{1}{\gamma} = \frac{RT - C \cdot p^{\frac{1}{4}}}{p}$

$$= \frac{50,9 T - 192,5 \sqrt[4]{p \cdot 100^2}}{p \cdot 100^2} \text{ und für } p = 15 \text{ kg} = \frac{T}{2947} - 0,02526,$$

eine lineare Funktion.

Fig. 23 zeigt zunächst die Linie  $bc$  für den Quotienten  $\frac{p'}{\gamma'}$  des überhitzten Wasserdampfes als  $f(t)$ , als Fortsetzung der entsprechenden Linie  $ab$  des gesättigten Dampfes, so wie  $b'c'$  zur Darstellung des Wertes  $R' = \frac{100^2 p'}{\gamma' T'}$ , der in der Figur von 42,6 bis 45,6 zunimmt, ferner enthält die Fig. 24 für  $p' = p = 15$  kg/qcm das spezifische Gewicht  $\gamma'$  und die gesamte Wärme  $\lambda'$  als  $f(T)$ . In der Fig. 34 ist für  $p = 15$  der Wert von  $\gamma'$  und  $\frac{p'}{\gamma'}$  auch als  $f(\lambda)$  bzw.  $f(\lambda')$  dargestellt, ebenfalls im Anschluß an die betreffenden Kurven des gesättigten Dampfes, wobei zu bemerken ist, daß die Linie  $bc$  des Quotienten  $\frac{p'}{\gamma'}$  fast genau eine Gerade darstellt, so daß hier  $p'v' = \frac{p'}{\gamma'}$  proportional der Gesamtwärme  $\lambda$  gesetzt werden kann.

Das Gewicht der Volumeneinheit  $\gamma'$  ist bei der Verwendung des überhitzten Dampfes von entscheidender Bedeutung, weshalb noch folgende Untersuchung angestellt werden soll.

$$\gamma \text{ ist } = \frac{p}{RT - C \sqrt[4]{p}}$$

und daher für eine konstante Spannung allgemein =  $\frac{a}{RT - b}$ , wenn für  $p$  die



Konstante  $a$  und für  $C\sqrt[4]{p}$  die Konstante  $b$  gesetzt wird. Hieraus folgt aber, daß  $\gamma$  durch eine gleichseitige Hyperbel dargestellt wird, deren Zahlengleichung z. B. für

$$p = 15 \text{ kg}, \gamma = \frac{15 \cdot 10000}{50,9 \cdot T - 192,5\sqrt[4]{15 \cdot 10000}} \text{ ist}$$

$$= \frac{150000}{50,9T - 3788} = \frac{150000}{50,9(273 + t) - 3788} = \frac{2947}{t + 198,6}$$

Um aber die Änderung von  $\gamma$  mit der Temperatur, bzw. Überhitzung, noch besser beurteilen zu können, bilden wir den Differentialquotienten

$$\frac{d\gamma}{dt} = - \frac{aR}{(RT - b)^2} = - \frac{pR}{(RT - C\sqrt[4]{p})^2} = - \frac{50,9 \cdot p}{(50,9T - 192,5\sqrt[4]{p})^2}$$

und für  $p = 15$

$$= - \frac{50,9 \cdot 15 \cdot 10000}{(50,9T - 192,5\sqrt[4]{15 \cdot 10000})^2} = - \frac{2947}{(T - 74,4)^2} = - \frac{2947}{(t + 198,6)^2}$$

Der Scheitel der Hyperbel, die den Verlauf von  $\gamma$  als  $f(t)$  darstellt, liegt für  $\frac{d\gamma}{dT} = 1$ ,

bei  $T = 74,4 + \sqrt{2947} = 128,7^\circ$ , also ziemlich weit zurück, während  $\gamma$  innerhalb der praktischen Grenzen sich weniger ändert, wie auch aus der Fig. 34 ersichtlich ist,

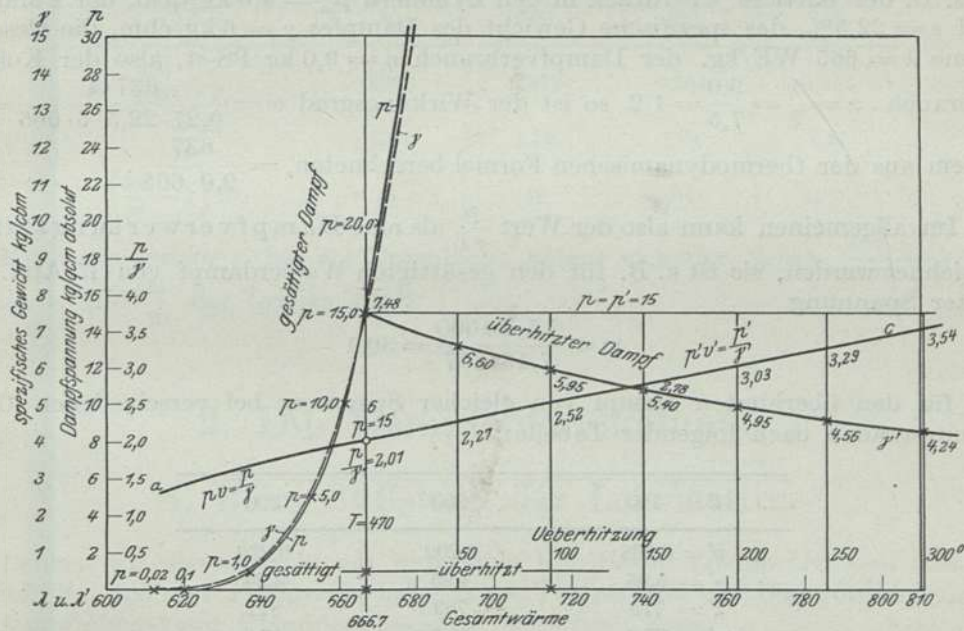


Fig. 34. Gesättigter und überhitzter Dampf.  $p$ ,  $\gamma$  und  $\frac{p}{\gamma}$  als  $f(\lambda)$ .

in der sich die Kurve für  $\gamma' = f(\lambda')$  als auslaufende Hyperbel immer mehr einer Geraden nähert. Der mit der Verminderung des spezifischen Gewichts verbundene wirtschaftliche Vorteil des überhitzten Dampfes nimmt daher nach und nach fast in linearem Verhältnis mit der Überhitzung zu.

**Dampfverwertung.** Die indizierte Zugkraft einer Lokomotive mit Zwillingwirkung ist

$$Z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (100 d)^2}{4} \cdot p_m \cdot \frac{2h}{\pi D} = \frac{100^2 \cdot d^2 h}{D} \cdot p_m = u p_m \text{ kg}$$

und die indizierte Leistung

$$L = \frac{Zv \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{Z \cdot v}{270} \text{ PS.}$$

Der Dampfverbrauch

$$M = \frac{2 \cdot \pi d^2}{4} \cdot \frac{\varepsilon}{100} \cdot \frac{2h}{\pi D} \cdot v \cdot 1000 = \frac{u \varepsilon v \gamma}{1000} \text{ kg/st;}$$

daher die Leistung für 1 kg Dampf/st

$$\frac{L}{M} = \frac{p_m}{0,27 \cdot \varepsilon \gamma}$$

Der Wärmearaufwand bei gleicher mittlerer Dampfspannung in den Zylindern und gleicher Füllung, also bei gleicher Leistung, ist daher proportional dem Produkt  $\gamma \lambda$  und daher der wirtschaftliche Vorteil beim überhitzten Dampfe =  $\left(1 - \frac{\gamma' \lambda'}{\gamma \lambda}\right) 100\%$ , wie auf der Fig. 24 durch die Linie  $gh$  dargestellt ist.

Der Wirkungsgrad der Dampfmaschine ist

$$w = \frac{AL \text{ kgm}}{Q \text{ WE}} = \frac{AL \text{ kgm}}{M \lambda \text{ WE}} = \frac{A p_m \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60}{0,27 \cdot \varepsilon \gamma \lambda} = \frac{637 \cdot p_m}{0,27 \cdot \varepsilon \gamma \lambda} = \frac{A \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60}{\eta \lambda} = \frac{637}{\eta \cdot \lambda}$$

Ist z. B. der mittlere Überdruck in den Zylindern  $p_m = 4,0$  kg/qcm, der Füllungsgrad  $\varepsilon = 22,5\%$ , das spezifische Gewicht des Dampfes  $\gamma = 6$  kg/cbm, die Gesamtwärme  $\lambda = 665$  WE/kg, der Dampfverbrauch  $\eta = 9,0$  kg/PS-st, also der Kohlenverbrauch  $\varkappa = \frac{\eta}{\xi} = \frac{9,0}{7,5} = 1,2$ , so ist der Wirkungsgrad  $w = \frac{637 \cdot 4}{0,27 \cdot 22,5 \cdot 6 \cdot 665} = \frac{1}{9,5} = \frac{637}{9,0 \cdot 665}$  = dem aus der thermodynamischen Formel berechneten,

Im allgemeinen kann also der Wert  $\frac{p}{\gamma \lambda}$  als eine Dampfverwertungsziffer bezeichnet werden, sie ist z. B. für den gesättigten Wasserdampf von 15 Atm. absoluter Spannung

$$w = \frac{15 \cdot 10000}{7,48 \cdot 667} = 30,1$$

und für den überhitzten Dampf von gleicher Spannung bei verschiedenen Überhitzungsgraden nach folgender Tabelle:

| $t' = 100$       | 200   | 300   |
|------------------|-------|-------|
| $v' = 0,168$     | 0,202 | 0,236 |
| $\gamma' = 5,95$ | 4,95  | 4,24  |
| $\lambda' = 715$ | 763   | 811   |
| $w' = 35,3$      | 39,7  | 43,6  |

Zur Ausrechnung dieser Ziffern dient die Z e u n e r s c h e Formel  $v = \frac{RT - Cp^u}{p}$  und für  $p = 15$  Atm.

$$= \frac{50,9 \cdot T - 192,5 \sqrt{15 \cdot 10000}}{15 \cdot 10000} = \frac{T - 74,4}{2947}$$

Da aber  $T = 273 + t = 273 + 197 + t' = 470 + t'$ ; so ergibt sich für diesen Fall

$$v' = \frac{470 + t' - 74,4}{2947} = \frac{395,6 + t'}{2947} = v + \frac{t'}{2947}$$



und daher

$$w' = \frac{p'}{\lambda'} \left( v + \frac{t'}{2947} \right);$$

ferner ist  $\lambda' = \lambda + 0,48 t'$ , daher ist für gleiche Leistung

$$\frac{w'}{w} = \frac{\lambda}{v} \cdot \frac{v + \frac{t'}{2947}}{\lambda + 0,48 t'} = \frac{1 + \frac{\gamma t'}{2947}}{1 + \frac{0,48 \cdot t'}{\lambda}};$$

$$\frac{1 + \frac{7,48 t'}{2947}}{1 + \frac{0,48 t'}{667}} = \frac{1 + \frac{t'}{395}}{1 + \frac{t'}{1390}} = 3,5 \cdot \frac{395 + t'}{1390 + t'};$$

das Verhältnis wächst daher in starkem Grade mit der Überhitzung; setzt man es

allgemein  $= \frac{a + t'}{b + t'}$ , so ist der Differentialquotient  $\frac{d\left(\frac{w'}{w}\right)}{dt} = \frac{b - a}{(b + t')^2}$ . In der folgenden Tabelle sind einige Werte des Verhältnisses  $\frac{w'}{w}$  nach dieser Formel zusammengestellt:

| $t' =$                              | 50    | 100   | 150   | 200   |
|-------------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| $\frac{395 + t'}{1390 + t'}$        | 0,309 | 0,332 | 0,354 | 0,374 |
| $\frac{w'}{w}$                      | 1,08  | 1,16  | 1,24  | 1,31  |
| $\left(\frac{w'}{w} - 1\right) 100$ | 8     | 16    | 24    | 31 %  |

Mit wachsendem  $t'$  bis ins Unendliche nähert sich der Bruch  $\frac{395 + t'}{1390 + t'}$  der Grenze 1, also  $\frac{w'}{w}$  der Grenze 3,5.<sup>1)</sup>

## 2. Die Dampfentwicklung.

### A. Beim Stillstand der Lokomotive.

Denken wir uns einen in der Anheizung begriffenen Lokomotivkessel und betrachten ihn von dem Punkte an, bei dem die Temperatur 100° C geworden ist, also die Dampfbildung mit Überdruck beginnt; bezeichnet ferner

- $x$  den Wasserraum und
- $y$  den Dampfraum des Kessels,
- $\gamma_0$  das Gewicht der Volumeneinheit des Wassers in kg/cbm,
- $\gamma$  desgleichen des Dampfes und
- $t$  die Temperatur über 0° C,
- $q$  die Flüssigkeitswärme und
- $r$  die latente Wärme in WE,

<sup>1)</sup> Vgl. auch Berner, Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, Nr. 26. Die Anwendung des überhitzten Dampfes bei der Kolbenmaschine.

so wird ein unendlich kleiner Zuwachs an Wärme auf die Temperaturerhöhung des vorhandenen Wassers und der Dampfentwicklung verteilt, während die Erhöhung der fühlbaren Wärme des Dampfes hier außer acht gelassen werden kann; also ist

$$dQ = x\gamma_0 dq + d(x\gamma_0) \cdot r$$

mit Vernachlässigung unendlich kleiner Größen zweiter Ordnung, und da die Abnahme des Wassergewichts  $d(x\gamma_0) =$  der Zunahme des Dampfgewichts  $y d\gamma$ , so ist

$$dQ = x\gamma_0 dq + y r \cdot d\gamma$$

und die Gesamtwärme nach erfolgter Anheizung  $Q = x\gamma_0 q + y r \lambda$ . Ist z. B.

$$x = 5,7 \text{ cbm}, y = 1,8 \text{ cbm}, p = 16 \text{ Atm.}, t = 200^\circ \text{ C},$$

$$q = 203,5 \text{ WE/kg}, \gamma = 7,94 \text{ kg/cbm}, r = 464,1 \text{ WE} \text{ und } \lambda = 667,6 \text{ WE},$$

so ist diese Wärmemenge

$$\begin{aligned} Q &= 5,7 \cdot 1000 \cdot 200,3 + 1,8 \cdot 7,94 \cdot 667,6 \\ &= 1141710 + 9540 \\ &= 1151250 \text{ WE}, \end{aligned}$$

woraus schon ersichtlich ist, daß selbst die Dampfentwicklung gegen die im Wasser befindliche fühlbare Wärme sehr gering ist

$$= \frac{9540 \cdot 100}{1141710} = 0,84\%.$$

Aus obiger Gleichung ergibt sich daher, daß einer endlichen Wärmezuführung  $\Delta Q$  eine Temperaturerhöhung entspricht, die  $\Delta t = \frac{\Delta Q}{x\gamma_0}$  ist, und da ferner die Wärmemenge  $Q$  der Heizfläche  $H$  proportional gesetzt werden kann, so ist auch die Temperatursteigerung

$$\Delta t = \frac{kH}{x\gamma_0} = \frac{kH}{G_0}$$

proportional der Heizfläche und umgekehrt proportional dem Wassergewicht  $G_0$ .

Hiernach ist erklärlich, wie leicht die Dampfspannung bei kleinen Kesseln mit verhältnismäßig großer Heizfläche bedenklich steigen kann. In dem vorliegenden Beispiele würde bei einer Zuführung von  $\Delta Q = 1500 \text{ WE/sek}$  die Temperatur  $\Delta t$  für die konstante Flüssigkeitswärme des Wassers von  $1 \text{ WE/}1^\circ \text{ C}$  um  $\frac{1500}{5700} = 0,26^\circ \text{ C/sek}$  gesteigert werden und die Spannung  $p = 16 \text{ Atm.}$  um  $\frac{0,26}{3,00} = 0,087 \text{ Atm.}$  oder um  $1 \text{ Atm.}$  nach  $11,5 \text{ Sekunden}$ .

Zur Bestimmung der Temperatur- und Spannungssteigerung für verschiedene Spannungen sei jetzt eine Wärmezufuhr von  $\Delta Q = 7500 \text{ WE}$  angenommen, die der absoluten Heizkraft von  $1 \text{ kg Kohle}$  entspricht, so erhält man aus der obigen Gleichung für diesen Fall bei  $p = 16$ ,  $\Delta q = \frac{7500}{5700} = 1,316 \text{ WE/kg}$ ,  $\Delta p = 0,410$ ,  $\Delta t = 1,263$ ,  $\Delta \gamma = 0,191$ ; also  $\frac{\Delta \gamma}{\Delta t} = 0,151$  und die hierbei nachverdampfte Wassermenge  $\Delta(x\gamma_0) = y \cdot \Delta \gamma = 1,8 \cdot 0,191 = 0,34 \text{ kg}$ ; für andere Spannungen erhält man unter Berücksichtigung der verschiedenen Werte für die spezifische Wärme des Wassers die in folgender Tabelle stehenden Werte:

| $p$ | $\Delta t$ | $\Delta \gamma$ | $\frac{\Delta \gamma}{\Delta t}$ (für $1^\circ \text{ C}$ ) |
|-----|------------|-----------------|---|
| 1   | 1,206      | 0,025           | 0,021   |
| 5   | 1,284      | 0,085           | 0,067   |
| 10  | 1,272      | 0,136           | 0,107   |
| 15  | 1,254      | 0,184           | 0,147   |
| 20  | 1,256      | 0,226           | 0,180   |



wobei zu bemerken ist, daß die Spannung annähernd in demselben Verhältnis wächst wie die Dampfdichte.

Um die Steigerung der Dampfspannung allgemein zu begründen, ist noch eine Beziehung erforderlich, wozu versuchsweise die empirischen Formeln von Mariotte-Gay-Lussac und Navier dienen mögen; diese sind  $p\gamma = \frac{p}{\gamma} = R \cdot T$  mit der uns bekannten Annäherung und für  $p$  in Atm.

$$\gamma = \alpha + \beta p = 0,43 + 0,467 \cdot p.$$

Hieraus folgt

$$dT = dt = \frac{d\left(\frac{\gamma - \alpha}{\gamma \beta}\right)}{R} = \frac{\alpha}{\beta \cdot R} \cdot \frac{d\gamma}{\gamma^2}$$

woraus sich ergibt, daß die Zunahme der Dampfdichte  $\gamma$  annähernd mit  $\gamma^2$  wächst, wie uns bereits bekannt ist; je höher also die vorhandene Dampfspannung ist, desto schneller wächst diese weiter, ein Vorteil, der im praktischen Lokomotivdienst sehr geschätzt wird. Man erhält also jetzt die beiden Beziehungen

$$dQ = x\gamma_0 dt + y \cdot \frac{r \cdot \beta}{\alpha} \cdot R \cdot \gamma^2 dt$$

und

$$dQ = \frac{x\gamma_0 \cdot \alpha}{\beta \cdot R} \cdot \frac{d\gamma}{\gamma^2} + y \cdot r d\gamma$$

aus denen aber der oben festgestellte Wert von  $\frac{d\gamma}{dt}$  in seiner Unabhängigkeit von  $x$  und  $y$  wieder hervorgehen muß. Dieser Differentialquotient ist

$$\frac{d\gamma}{dt} = \frac{x\gamma_0 + \frac{\beta}{\alpha} \cdot y \cdot R \cdot r \cdot \gamma^2}{\frac{\alpha}{\beta} \cdot \frac{x}{R} \cdot \gamma_0 + y r \gamma^2} \gamma^2$$

und annähernd für  $y = 0$  wieder  $\frac{R \cdot \beta}{\alpha} \gamma^2$ .

Durch Integration erhält man

$$\int \frac{d\gamma}{\gamma^2} = \int \frac{R\beta}{\alpha} \cdot dt, \quad -\frac{1}{\gamma} = \frac{R\beta}{\alpha} \cdot t + \text{Konst.},$$

oder auch unmittelbar aus der Gleichung

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{\gamma - \alpha}{\beta \gamma} = RT,$$

$$\gamma = \frac{\alpha}{1 - \beta RT} \quad \text{oder} \quad -\frac{1}{\gamma} = \frac{\beta RT}{\alpha} - \frac{1}{\alpha};$$

daher

$$\gamma = \frac{0,43}{1 - \frac{0,467 \cdot 43}{100^2} \cdot T} = \frac{224}{500 - T};$$

also für  $p = 15$

$$\gamma = \frac{224}{227 - t},$$

eine einfache Beziehung, die für enge Grenzen, z. B. für die Dampfbildung während des wenig veränderlichen Normaldrucks im Stillstand und während der Fahrt der Lokomotive benutzt werden kann; für weitere Grenzen gibt die Formel zu große Werte. Eine etwas genauere empirische Formel dieser Art ist

$$\gamma = \frac{382}{250 - t}.$$

Verdampft eine große Schnellzug-Lokomotive bei einer Luftverdünnung in der Rauchkammer von  $\varphi = 15,75$  cm Wassersäule  $m_1 = 2,5$  kg Wasser/sek und setzt man die Verdampfung proportional dem Vakuum  $\varphi$ , so ist beim Stillstande der Lokomotive  $m_1 = 9000 \cdot \frac{0,3}{15,75} = 175$  kg/st, so daß diese Dampfbildung während des Reservedienstes durch eine entsprechende Behandlung des Feuers, sowie unter Benutzung der Aschklappe und durch Nachpumpen von Speisewasser gemildert werden muß. Die entsprechend zugeführte Wärmemenge ist etwa  $\frac{665 \cdot 9000}{60} \cdot \frac{0,3}{15,75} = 1900$  WE/min, die eine Steigerung der Dampfdichte bei 15 Atm. um  $\frac{1900}{7500} \cdot 0,184 = 0,047$  und der Dampfspannung um  $\frac{0,047}{0,470} = 0,10$  Atm./min hervorbringt.

Bei dieser Gelegenheit mag noch einer Erscheinung Erwähnung geschehen, das ist die wirkliche und scheinbare Ausdehnung des Wassers bei der Anheizung. Der kubische Ausdehnungskoeffizient des Wassers soll bekanntlich bei 100° C: 4,3 und bei 200° C: 15,4% sein. Bei der Anheizung der Lokomotiven wurde aber festgestellt, daß der Wasserspiegel im Kessel z. B. bei 3,5 cbm Wasserraum etwa 55 mm oder um 325 l steigt, was etwa 10% entsprechen würde. Steigt die Dampfspannung weiter, bis die Sicherheitsventile abblasen, so wird das Wasser unruhig, und die (scheinbare) Ausdehnung überschreitet dann noch die Ziffer 12%.

## B. Die Dampferzeugung bei der Leerfahrt.

Sie ist hier der stärkeren Luftverdünnung entsprechend, etwas größer und kann  $= \frac{665 \cdot 9000}{60} \cdot \frac{0,5}{15,75} = 3167$  WE gesetzt werden, so daß die Steigerung der Dampfspannung  $\Delta p =$  etwa 0,17 Atm./min beträgt.

## C. Die Dampferzeugung mit Hilfe des Blashahns.

Die Drucksteigerung ist  $0,17 \cdot \frac{3,5}{0,5} = 1,20$  Atm./min.

## D. Die Dampferzeugung während der Fahrt.

Man kann annehmen, daß kurz nach Abschluß des Dampfes die Wärmeübertragung von der aufs höchste erhitzten Heizfläche auf das Wasser noch einige Sekunden in ungeschwächter Stärke nachwirkt, wodurch eine Steigerung der Dampfdichte von  $\frac{665 \cdot 9000}{60 \cdot 7500} \cdot 0,184 = 2,45$  kg/min eintritt, bzw. der Dampfspannung um  $\frac{2,45}{0,47} = 5,2$  Atm./min oder bereits nach 15 Sek. um 1,3 Atm., was mit der tatsächlichen Beobachtung übereinstimmen dürfte; denn es ist bekannt, wie energisch die Dampfspannung nach Abschluß des Regulators wächst und daß öfters nach bereits erfolgter Schließung der Aschklappe oder noch besser vorher, beide Strahlpumpen angestellt werden müssen, um über die Drucksteigerung Herr zu werden. Bei der Besprechung der Kesselspeisung werden wir nochmals auf diese Verhältnisse zurückkommen.



## E. Die Abnahme des Dampfdrucks nach Entfernung des Feuers.

**Feuerlose Lokomotiven.** Im Gegensatz zu den vorigen Betrachtungen befindet sich der Vorgang, wenn eine Lokomotive nach Entfernung des Feuers weiter fährt. Die Wärmezufuhr ist dann  $= 0$ ; es tritt vielmehr eine Abkühlung ein, so daß  $Q$  negativ wird, also auch die Änderungen  $\Delta t$  und  $\Delta \gamma$ , so daß bei einer Entziehung von 7500 WE eine Abkühlung des Kesselinnern um  $1,254^\circ$  und eine Verringerung der Dampfdichte um  $0,184 \text{ kg/cbm}$ , bzw. eine Verminderung des Drucks um  $0,40 \text{ Atm.}$  eintreten. Hiernach ist zu beurteilen, wie weit sich die Leistung einer Lokomotive mit Hilfe der aufgespeicherten Wärme erstreckt.

Man erhält hier die Gleichung

$$-dQ = x\gamma_0 dt + rd(x\gamma_0) = x\gamma_0 dt + yr d\gamma.$$

Da aber der zweite Summand vernachlässigt werden kann, so ist

$$dt = -\frac{dQ}{x\gamma_0}.$$

Ist nun  $Q$  die Zuführung der Wärme in der Zeiteinheit, also  $dQ = Q d\tau$  für das Zeitelement  $d\tau$ , so erhält man die spezifische Zunahme der Temperatur für die Zeiteinheit  $\frac{dt}{d\tau} = -\frac{Q}{x\gamma_0}$ , bzw. die Abnahme  $= \frac{Q}{x\gamma_0}$ .

Wird z. B.  $m = \frac{1}{2} \text{ kg}$  Dampf/sek verbraucht, ist also  $Q$  etwa  $= 250 \text{ WE}$ , so ist

$$\frac{dq}{d\tau} = \frac{250}{5700} = \frac{1}{23} \text{ WE/sek.}$$

Ist ferner  $p = 16 \text{ Atm.}$  die absolute Anfangsspannung, so ist die den betreffenden Temperaturunterschieden entsprechende Zeit  $\tau$  für die Druckabnahme um  $1 \text{ Atm.}$  fortlaufend folgende:

| $p$ | $\Delta q$ | $\Delta t^\circ C$ | $\tau$<br>Min. Sek. | $p$ | $\Delta q$ | $\Delta t^\circ C$ | $\tau$<br>Min. Sek. |
|-----|------------|--------------------|---------------------|-----|------------|--------------------|---------------------|
| 15  | 3,209      | 3,1                | 1·13                | 8   | 5,085      | 30,8               | 11·52               |
| 14  | 3,380      | 6,3                | 2·30                | 7   | 5,603      | 36,3               | 13·51               |
| 13  | 3,568      | 9,7                | 3·51                | 6   | 6,265      | 42,4               | 16·02               |
| 12  | 3,782      | 13,3               | 5·15                | 5   | 7,145      | 49,3               | 18·28               |
| 11  | 4,031      | 17,2               | 6·45                | 4   | 8,378      | 57,5               | 21·16               |
| 10  | 4,320      | 21,4               | 8·21                | 3   | 10,249     | 67,5               | 24·37               |
| 9   | 4,665      | 25,9               | 10·02               | 2   | 13,484     | 80,7               | 28·56               |

Der hierbei eintretende Dampfverbrauch war  $m_1$  etwa  $= \frac{1}{2} \cdot 29 \cdot 60 = 870 \text{ kg}$ ,

Ist der mittlere Dampfverbrauch bei einer Druckabnahme von 16 bis auf  $2 \text{ Atm.}$   $20 \text{ kg/PS-st.}$ , so entwickelt die Lokomotive für jede Füllung während etwa 29 Min. eine Nutzleistung von  $L = \frac{\frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 60}{20} = 90 \text{ PS}$ ; so daß mit der verfügbaren Wärmemenge  $5700 (203,5 - 120,4) = 5700 \cdot 83,2 \text{ WE}$  eine mechanische Arbeit von  $90 \cdot 75 \cdot 29 \cdot 60 \text{ kgm}$  geleistet wurde, oder mit  $1 \text{ WE} = \frac{L}{Q} = 24,8 \text{ kgm}$ . Der Wirkungsgrad  $w = \frac{L}{Q} \cdot \frac{100}{424}$  ist daher  $= 5,85 \%$ .

Aus der Grundgleichung  $dQ = -x\gamma_0 dt + d(x\gamma_0)r$  ergibt sich auch, wenn  $dQ = 0$  ist,  $\frac{d(x\gamma_0)}{x\gamma_0} = \frac{dx}{x} = \frac{dt}{r}$ , woraus sich das Gesetz der Abnahme des Wasser-

gehaltenes  $x$  im Kessel, gleichbedeutend mit der Dampfentwicklung, ableiten läßt; denn es ist  $\frac{dx}{x} = \frac{dt}{a-bt}$ , indem die latente Wärme  $r = a - bt$ , nach Zeuner  $= 610 - 0,726 t$  gesetzt werden kann. Hieraus folgt durch Integration  $\ln x = -\frac{1}{b} \cdot \ln(a - bt) + \text{Konst.}$  Ist nun für den Anfangszustand  $\ln x_0 = -\frac{1}{b} \cdot \ln(a - bt_0) + \text{Konst.}$ , so folgt  $\ln \frac{x_0}{x} = \ln \left( \frac{a - bt}{a - bt_0} \right)^{\frac{1}{b}}$  und im vorliegenden Beispiele

$$x = x_0 \left( \frac{a - bt_0}{a - bt} \right)^{\frac{1}{b}} = 5700 \cdot \left( \frac{610 - 0,726 \cdot 200}{610 - 0,726 \cdot t} \right)^{\frac{1}{0,726}}$$

und der Dampfverbrauch

$$x_0 - x = 5700 \left[ 1 - \left( \frac{610 - 0,726 \cdot 200}{610 - 0,726 \cdot t} \right)^{\frac{1}{0,726}} \right] = 5700 \cdot 0,155 = 884 \text{ kg.}$$

Annähernd kann der Dampfverbrauch  $m_1$  für eine beliebige Drucksenkung auch unmittelbar aus der Gleichung

$$G_1 q_1 - G_2 q_2 = m_1 \lambda = G_1 q_1 - (G_1 - m_1) q_2,$$

oder

$$m_1 = \frac{G_1 (q_1 - q_2)}{\lambda - q_2} = \frac{G_1 (q_1 - q_2)}{r}$$

ermittelt werden, wenn

$G_1, q_1$  die Anfangswerte,

$G_2, q_2$  die Endwerte

und  $m_1$  den Dampfverbrauch

bezeichnen. Dies gibt z. B. für die Grenzen von  $p = 16$  und 2 Atm.

$$m_1 = \frac{5700 (203,533 - 120,369)}{530} = 897 \text{ kg.}$$

Man verwendet diese Lokomotiven, deren Betrieb sich selbstredend viel einfacher und billiger gestaltet, als bei den gefeuerten Lokomotiven namentlich bei Industrie-Anschlußgleisen und zum Verschiebedienst.

## F. Dampfentwicklung.

Nach dieser Einleitung zur Untersuchung der Dampfentwicklung im Beharungszustande übergehend, zeigt uns ein Rückblick auf das vorige Kapitel über die Wärmeentwicklung, daß die durch den chemischen Prozeß der Verbrennung erzeugte Wärmemenge, die mittels der Heizgase als Träger derselben, auf die Heizfläche übertragen wird, im höchsten Fall

$$\frac{0,77 \cdot 2375}{148} = 12,4 \text{ WE/qm Heizfl.-sek beträgt,}$$

$$= 12,4 \cdot 60 \cdot 60 = 44640 \text{ WE/qm Heizfl.-st.}$$

Dies entspricht einer mittleren Dampfentwicklung von  $\frac{44650}{665} = 67 \text{ kg/qm}$  Heizfl.-st und im ganzen  $67 \cdot 148 =$  etwa 10 cbm Wasser. Die Wertziffer 67 kann nach eignen und nach den amerikanischen Versuchen von G o s s bis zu 80 kg gesteigert werden, allerdings unter Verminderung der Verdampfungsziffer um 35%.

Diese Wärmeabgabe des Kessels ist nun in der ganzen Ausdehnung der Heizfläche, wie wir gesehen haben, keineswegs gleich, sondern nach Maßgabe der Temperaturunterschiede zwischen den Heizgasen und dem Kesselwasser, die von  $1500 - 200 = 1300$  bis  $350 - 200 = 150^0$  abnehmen, sehr verschieden, so daß obige Ziffer bezüglich der beiden Heizflächen getrennt an die folgenden übergeht:



Für die direkte Heizfläche ist

$$Q_1 = \frac{0,333 \cdot 2375}{12} = 66 \text{ WE/qm Heizfl.-sek}$$

$$= 66 \cdot 60 \cdot 60 = 237600 \text{ WE/qm Heizfl.-st}$$

und

$$m_1 = \frac{277600}{665} = 357 \text{ kg Dampf/qm Heizfl.-st.}$$

Für die indirekte Heizfläche ist

$$Q_2 = \frac{0,433 \cdot 2375}{136} = 7,6 \text{ WE/qm Heizfl.-sek}$$

$$= 7,6 \cdot 60 \cdot 60 = 27360 \text{ WE/qm Heizfl.-st}$$

und die Dampfentwicklung

$$m_2 = \frac{27360}{665} = 41 \text{ kg/qm Heizfl.-st.}$$

**Wasserströmung.** Diesem Unterschied entsprechend wird auch die Temperatur des Kesselwassers, als schlechter Wärmeleiter, sehr verschieden sein, während die Spannung und die Temperatur im Dampfraume wohl als ziemlich gleichmäßig verteilt anzunehmen sein wird. Die Ungleichheit der Temperatur des Kesselwassers ist durch Beobachtung auch bestätigt worden. So ungünstig sie die Haltbarkeit, Dauer und Sicherheit der Kessel beeinflussen wird, so vorteilhaft erscheint sie indessen für die Dampfbildung und besonders für den Wärmeübergang von der Heizfläche auf das Wasser, der durch eine Strömung des Wassers wesentlich erleichtert wird, was ebenfalls durch Versuche bestätigt worden ist. Der Temperatursprung in der wasserberührten Heizfläche wird geringer. Bei ortsfesten Dampfkesseln ist man daher eifrig bemüht gewesen, die Qualität der Heizfläche durch eine künstlich hervorgerufene Wasserströmung zu verbessern, und in Amerika hat man aus demselben Grunde bei den Lokomotiven die Zwischenräume zwischen den Feuerbuchswänden bis auf 135 mm und zwischen den Siederöhren bis 22 mm erweitert. Zur Erleichterung der Dampfbildung sind ferner in Amerika auch die schrägen Feuerbuchswände beliebt, weil man von ihnen eine leichtere Ablösung der an den wasserberührten Heizflächen haftenden Dampfbläschen erwartet. Dies muß auch bestätigt werden, da die dampfberührten Heizflächen geringwertiger sind.

**Dampfmasse.** Der in den Lokomotivkesseln erzeugte Dampf wird nun stets als Naßdampf zu bezeichnen sein, da der trocken gesättigte Dampf längs der Grenzkurve niemals dauernd bestehen kann. Wird der Gehalt an Dampf in der Mischung wieder mit  $x$  bezeichnet und daher die Dampfmasse mit  $1 - x$ , so ist die zur Bildung des Naßdampfs nötige Wärme  $\lambda = q + xr$  und z. B. für  $p = 15 \text{ Atm.}$  und 10% Dampfmasse

$$= 200 + 0,9 \cdot 466$$

$$= 619 \text{ WE/kg.}$$

Da indessen nur die 0,9 kg reiner Dampf bei der Umwandlung in mechanische Arbeit zur Wirkung kommen und die Dampfmasse, wie wir bei der kalorimetrischen Untersuchung sehen werden, noch in anderer Beziehung nachteilig wirkt, so ist der Übelstand, der mit der Dampfmasse eintritt, unbestreitbar und kann aus der obigen Ziffer schon einigermaßen beurteilt werden; denn die in der Dampfmasse befindliche fühlbare Wärmemenge  $0,1 \cdot 200 = 20 \text{ WE} = \frac{20 \cdot 100}{619} = 3,2\%$  der verfügbaren Wärme geht verloren. Um diese Dampfmasse zu beseitigen, müßte eine weitere Wärmezufuhr von  $0,1 \cdot 466 = 46,6 \text{ WE}$  erfolgen, oder noch

$$\frac{46,6}{619} \cdot 100 = 7,5\%.$$



Wir werden diese Ziffer bei der Erzeugung des überhitzten Dampfes noch notwendig brauchen. Hierbei ist zu bemerken, daß diese Annahme von 10% Dampfnässe in der Wirklichkeit noch öfters übertroffen wird, wie ich nicht nur aus dem Vergleich zwischen dem wirklichen und dem kalorimetrisch und indikatorisch berechneten Dampfverbrauch, sondern auch durch unmittelbare Beobachtungen festgestellt habe. Diese Ermittlungen sind eigentlich sehr schwierig, trotzdem eine größere Zahl von Verfahren bekannt ist. Ich habe daher, unter Verzicht auf eine genauere Feststellung, jedoch unter Vermeidung komplizierter Methoden versucht, auf folgende Weise unmittelbare Messungen vorzunehmen. Ich ließ den Arbeitsdampf während der Fahrt so lange durch ein geeichtes Gefäß hindurchströmen, bis sämtliche Wandungen desselben und der Rohrleitung, die alle durch Wärmeschutzmittel außerordentlich gesichert waren, die gleiche Temperatur wie der Dampf angenommen hatten, was ungefähr nach  $\frac{1}{2}$  Stunde eintritt. Dann wurde der Behälter (Zu- und Abgang) gleichzeitig geschlossen und mit dem Inhalt zur vollständigen Abkühlung und Kondensation des Dampfes sich selbst überlassen. Aus dem Vergleich der gemessenen Gewichtsmenge  $G_1 = V \gamma_1$  des kondensierten Dampfes mit dem der thermodynamischen Tabelle  $G = V \gamma$  ergibt sich die Dampfnässe; denn enthält 1 kg Dampf  $1 - x$  kg Wasser, so ist das spezifische Gewicht der Mischung nicht mehr  $\gamma$ , sondern  $\gamma_1 = \gamma \cdot \frac{G_1}{G} = \frac{1}{xu + s_0}$  und annähernd  $= \frac{\gamma}{x}$ ; oder  $1 - x = 1 - \frac{G}{G_1}$ , wenn

$\gamma$  das spezifische Gewicht des trocknen gesättigten Dampfes ist,

$G$  das Gewicht desselben  $= V \gamma$  und

$G_1$  das wirkliche Gewicht der Mischung  $= V \gamma_1$ .

Auf diese Weise sind zwar viele Beobachtungen angestellt worden, die aber nicht zum Abschluß gekommen sind.

1. An einem ortsfesten, kombinierten Flamm- und Heizrohrkessel nahm die Dampfnässe beim Stillstand der Maschine und zunehmender Dampfspannung von

3 bis 9 Atm. Überdruck von 31 bis 8% ab, während des vollen Ganges bei höchstem Wasserstand von 35 bis 15% und bei niedrigstem Wasserstand von 32 bis 12%.

2. Bei einer Lokomotive mit 14 Atm. Überdruck war die Dampfnässe im Stillstande 14, auf der Leerfahrt 16 und sonst während der Fahrt 17,5%.

Andere Beobachter haben noch höhere Werte gefunden, wie z. B. B a u s c h i n g e r bis 30% und auch bei Schiffskesseln ebensoviel.

Die weiteren Nachteile der Dampfnässe bei der Abkühlung des Dampfes, besonders in den Dampfzylindern, sollen später festgestellt werden. Es ist nun zu untersuchen, wie und wodurch eigentlich diese Dampfnässe entsteht und wie sie verhindert werden kann. Zunächst steht auf Grund der Versuchsergebnisse fest, daß der relative Wassergehalt im Dampfe von der Höhe der Dampfspannung abhängt und mit dieser kleiner wird, sowie daß er von der Kesselbauart und der Anstrengung des Betriebes abhängt, ferner von der Beschaffenheit des Wassers, indem ölige oder alkalische Bestandteile, wie z. B. Überschüsse von Reinigungsmitteln (Soda u. dgl.) durch Aufschäumen die Dampfnässe ganz bedeutend steigern können. Wesentlichen Einfluß hat ferner die Größe des Wasserspiegels, der Trennungsfläche zwischen Wasser und Dampf. Der spezifische Dampfdurchgang ist geradezu ein Maßstab für die Dampfnässe. Bei stationären Großwasserraumkesseln kommen



auf 1 qm dieser Fläche höchstens 100 kg Dampf-st, bei angestregten Schiffskesseln 500 und bei Lokomotiven etwa 1000, jedoch bei Wasserrohrkesseln bis 5000 kg. Von Wichtigkeit ist es auch, daß der Weg des Dampfes von dem Ort seiner Entstehung bis zur Abzugsöffnung im Regulator nicht zu kurz bemessen ist, und hiermit kommen wir zur Frage der Verhütung der Dampfnaße.

Es erscheint zweckmäßig, die Abzugsöffnung, also den Regulator von der Feuerbuchse möglichst weit ab, also nach vorn zu verlegen und möglichst hoch über dem Wasserspiegel. Dem abziehenden Dampf muß Zeit und Raum zur Absetzung seines Wassergehaltes gewährt werden, weshalb es sich empfiehlt, ihm auf seinem Wege einen großen Durchgangsquerschnitt zu geben und Widerstände in den Weg zu stellen. Besonders scheint der Richtungswechsel durch die damit verbundene Schleuderwirkung vorteilhaft zu sein, bei der die spezifisch schwereren Wasserteilchen zurückbleiben. Der Verfasser hat eine hierauf gegründete Einrichtung mit dem Erfolge ausprobiert, daß bei der größten Leistung mit dem höchsten Wasserstande im Kessel gefahren werden konnte und 1 t Kohlen auf 1000 Lok/km erspart wurden. In Österreich wird mehrfach versucht, den Zweck durch die Flammansche Kesselbauart mit zwei Dampfdomen und einem Verbindungsrohr zu erreichen. Es scheint jedoch, daß die Dampfnaße mit solchen Wasserabscheidern nicht vollständig beseitigt werden kann und ein gründliches durchgreifendes Verfahren unerlässlich erscheint, wozu die Verwendung der überschüssigen Wärme der abziehenden Rauchgase jedenfalls geeignet ist. Die noch verfügbare Wärme derselben ist in dem mehrfach angeführten Beispiele

$$0,95 \cdot 1200 \cdot 19,6 \cdot 0,25 (350 - 200) = 637900 \text{ WE,}$$

während zur Beseitigung einer zehnprozentigen Dampfnaße bei 9 cbm Wasserverbrauch  $9000 \cdot \frac{1}{10} \cdot 466 = 419400 \text{ WE}$  nötig sein würden. Für eine stärkere Dampfnaße über 15% würde das Verfahren nicht mehr ganz ausreichen. Um in dieser Angelegenheit ein befriedigendes Ergebnis zu erlangen, erscheint es daher nötig, zunächst im Kessel durch Wasserabscheider einen möglichst trocknen Dampf zu erzeugen und dann noch eine vollständige Nachdrocknung in der Rauchkammer zu bewirken.

**Heißdampf.** Soll überhitzter Dampf hergestellt werden, so ist für jedes Kilogramm Wasser die Wärmemenge  $\lambda' = \lambda + c't'$  zuzuführen, wenn

$c'$  die spezifische Wärme des Heißdampfes bei konstanter Spannung  
= 0,48 WE und

$t'$  die Überhitzung bezeichnet.

Ist z. B. die Dampfspannung 16 Atm. und die Überhitzung  $100^{\circ} \text{ C}$ , so ist

$$\lambda' = 668 + 0,48 \cdot 100 = 716 \text{ WE/kg.}$$

Die Überhitzung erfordert daher einen Wärmezuschuß von  $\frac{48}{668} \cdot 100 = 7,2\%$ . Soll

diese ebenfalls durch die abziehenden Rauchgase geschehen, wie bei den ortsfesten Dampfkesseln, so müßte eine fast ebenso starke Wärmeentziehung eintreten, wie zur Beseitigung einer zehnprozentigen Dampfnaße. Hieraus ist ersichtlich, daß sich eins von beiden durch die Rauchkammerüberhitzung ohne besondere Abänderung der Kesselbauart wird erreichen lassen; es handelt sich nur darum, eine geeignete Bauart zu finden. Ich möchte nicht unterlassen, hier noch zu bemerken, daß die Rauchkammertemperatur in vielen Fällen höher ist, als sie hier vorausgesetzt wurde und daß es auch gerechtfertigt erscheint, diese Temperatur zugunsten einer einfachen Dampftrocknung oder Überhitzung künstlich zu steigern, z. B. durch eine Verkürzung des Langkessels, was die Erreichung des wichtigen Zweckes



erleichtern würde. Was den Grad der Überhitzung anbetrifft, so soll er im folgenden Abschnitt über die Kraftentwicklung untersucht werden; hier handelt es sich nur noch darum, wie der Heißdampf herzustellen ist und welche Heizfläche im Gegensatz zum Naßdampf hierzu nötig sein wird. Die Wirkung der Überhitzerheizflächen bzw. der Wärmedurchgang ist noch weniger bekannt als beim Naßdampf; sie hängt von sehr verschiedenen Umständen ab, von denen folgende besonders hervorzuheben sind:

Material des Überhitzers,

Wandstärke desselben,

Menge und Temperatur der Heizgase,

Geschwindigkeit des Dampfes und der Heizgase, wobei nicht zu übersehen ist, ob Parallel- oder Gegenstrom vorhanden ist, und

Beschaffenheit der Heizfläche, zu der bemerkt wird, daß bei Gußeisen oder Stahlguß wegen der größeren Wandstärke die Innen- und Außenheizflächen wohl zu unterscheiden sind.

Ferner scheint auch eine geringe Weite der Überhitzerrohre den Wärmedurchgang durch die Heizfläche günstig zu beeinflussen; denn die Heizfläche für die Raumeinheit ist dem Durchmesser umgekehrt proportional; haben z. B. die Rohre einen lichten Durchmesser von 35 mm, so ist ihre Heizfläche den gewöhnlichen Siederohren gegenüber  $\frac{50}{35} = 1,43$  mal so groß. Die Wärmeübergabe wächst ferner mit der relativen Geschwindigkeit zwischen den Rauchgasen und Dämpfen. Die Dampfnässe befördert die Heizwirkung, in welchem Grade ist aber noch nicht festgestellt. Nach Berner, Z. Ver. deutsch. Ing. 1903, Heft 43, scheint der Wärmeübergangskoeffizient mit der Dampfnässe linear zu steigen, und zwar bei Flamm-, Rauch- und Wasserrohrkesseln in gleichem Grade, stärker bei Siederkesseln und am stärksten bei Überhitzern mit eigener Feuerung, bei denen dieser Koeffizient für trocken gesättigten Dampf etwa 16 und bei 5% Dampfnässe schon 53 WE/st beträgt. Zur äußeren Beschaffenheit der Überhitzerheizflächen ist zu bemerken, daß der Einfluß eines Rußbelags usw. ein sehr beträchtlicher zu sein scheint, daß also eine wiederholte, regelmäßige und gründliche, äußere Reinigung nicht außer acht gelassen werden darf. Was die Größe der Heizfläche anbetrifft, so kann nichts Bestimmtes darüber gesagt werden; wir müssen uns daher auf wenige Angaben über ortsfeste und Lokomotivkessel beschränken:

#### 1. Ortsfeste Dampfkessel verschiedener Bauart.

Verhältnis der Überhitzerheizfläche zur Kesselfläche  $\frac{H'}{H} = 12$  bis 34%,

Überhitzung  $t' = 71$  bis  $103^\circ$  C,

Verringerung der Temperatur der Rauchgase um 19 bis  $135^\circ = 8$  bis 32%,

Erhöhung der Verdampfungsziffer durch die Überhitzung um 5 bis 9%,

desgl. des Wirkungsgrades der Anlage um 5 bis 13% und

desgl. der Wärmeausnutzung um 3 bis 21%.

#### 2. Lokomotive mit Schmidt'schem Überhitzer.

Verhältnis  $\frac{H'}{H} = \frac{30,9}{135,8} = 23\%$ ,

Überhitzung  $t' = 107^\circ$  C,

Lichter Durchmesser der Überhitzerrohre 33,5 mm,

Wandstärke derselben 4 mm,

Dampfgeschwindigkeit 10,2 m/sek,

Temperatur der Rauchgase 638 bis  $271^\circ$ ,

„ des Dampfes 186 bis  $293^\circ$ ,



Temperaturgefälle im Mittel  $215^{\circ}$ ,  
 Wärmedurchgang  $7367 \text{ WE/qm } H' \text{ u. St.}$ ,  
 Wärmedurchgangskoeffizient  $33,3 \text{ WE/qm } H' \text{ St. u. } ^{\circ} \text{C}$ .

Hierbei war die ganze Wasserverdampfung  $37 \text{ kg/qm u. St.}$  Wenn man feststellen könnte, wie viel Feuergase bei dieser Bauart durch das Überhitzerrohr im Langkessel hindurchgehen, so könnte eine genauere Berechnung und ein Vergleich zwischen der für die Überhitzung erforderlichen und der wirklich verbrauchten Wärmemenge angestellt werden.

Bezeichnet  $G$  die für den Naßdampf verbrauchte Kohlenmenge in  $\text{kg/st}$ ,  
 $G'$  diejenige für die Überhitzung,  
 $k$  die Gewichtsmenge der Rauchgase auf  $1 \text{ kg}$  des Brennstoffs in  $\text{kg/kg}$ ,  
 $c$  die spezifische Wärme dieser Rauchgase in  $\text{WE/kg}$ ,  
 $t$  die abgegebene Temperatur der Gewichtsmenge  $G$  und  
 $t'$  desgl. der Gewichtsmenge  $G'$ ,

so sind die beiderseits nutzbar entwickelten und abgegebenen Wärmemengen

$$Q = Gkct \text{ WE/st}$$

und

$$Q' = G'kct' \text{ WE/st,}$$

daher ihr Verhältnis

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{G't'}{Gt} = \frac{0,48 t'}{665}$$

wenn  $t'$  die Überhitzung bezeichnet.

Diese war im obigen Beispiel  $= 107^{\circ}$ , hiernach würde das Verhältnis

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{0,48 \cdot 107}{665} = \frac{1}{13}$$

und in Übereinstimmung mit **O b e r g e t h m a n n**, Z. Ver. deutsch. Ing. 1903, S. 377,

$$\frac{G'}{G} = \frac{Q'}{Q} \cdot \frac{t}{t'} = \frac{1}{13} \cdot \frac{1500 - 350}{638 - 271} = \text{etwa } \frac{1}{4} \text{ sein,}$$

wenn die Verbrennungstemperatur wieder  $= 1500$  und die in der Rauchkammer  $350^{\circ} \text{C}$  gesetzt wird. Bei der als richtig angenommenen Ziffer  $\frac{G'}{G} = \frac{1}{4}$  würde die für die Überhitzung verausgabte Wärmemenge  $Q' = \frac{G}{4} \cdot k \cdot c \cdot t'$  sein. Da nun der Wasserverbrauch  $37 \cdot 135,8 = 5025 \text{ kg/st}$  war, so wird man einen Kohlenverbrauch von  $G = \frac{5025}{7,5} = 670 \text{ kg/st}$  annehmen können und daher

$$G' = \frac{1}{4} \cdot 670 = 168 \text{ kg}$$

und

$$Q' = 168 \cdot 19,6 \cdot 0,25 \cdot 367 = 302040 \text{ WE/st,}$$

$$= \frac{302040}{30,9} = 9775 \text{ WE/qm } H' \text{ u. St.,}$$

$$= 2,7 \text{ WE/qm } H' \text{ u. Sek.}$$

unter der Voraussetzung eines trocknen Kesseldampfes.

### Die Kesselspeisung.

**Dampfstrahlpumpen.** Der Dampf entsteht durch Vereinigung der beiden Elemente Feuer und Wasser; das letztere muß daher im Kessel regelmäßig ergänzt werden, was bei Lokomotiven allgemein durch Dampfstrahlpumpen erfolgt, die einer genaueren Betrachtung unterzogen werden sollen. Diese Kesselspeisung verteilt sich auf vier Vorgänge:

die Dampfzuströmung,  
das Herbeiziehen des Wasserstrahls,  
die Kondensation und Mischung beider und  
der Eintritt in den Kessel,

die durch mathematische Formeln auf Grund der hydraulischen Gesetze darzustellen sind.

### 1. Die Dampfzuströmung.

Bezeichnet  $P$  die an einer Masse  $m$  angreifende bewegende Kraft, so ist die dadurch hervorgerufene Beschleunigung der Masse  $f = \frac{dv}{dt} = \frac{P}{m}$ , wenn  $v$  die Geschwindigkeit zur Zeit  $t$  ist. In diesem Falle ist  $P = -Fdp$ , unter  $p$  die Pressung für die Flächeneinheit verstanden und  $m = \frac{Fds \cdot \gamma}{g}$ . Hiernach ist für ein Raumelement  $Fds$  des gasförmigen Körpers von der Spannung  $p$  und dem spezifischen Gewicht  $\gamma$  als Grundgleichung

$$-dp = \frac{ds \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{\gamma}{g} v \cdot dv,$$

wenn von der Schwerkraft abgesehen wird. Man erhält daher die für die Strömungsenergie bekannte Formel

$$\frac{v^2}{2g} = - \int v dp$$

Aus der Zustandsgleichung  $pv = \frac{p}{\gamma} = RT$  folgt  $\gamma = \frac{p}{RT}$ ; also ist  $-dp = \frac{p}{RTg} v dv$  oder  $-\frac{dp}{p} = \frac{v dv}{g \cdot RT}$  und durch Integration bei konstantem  $T$

$$-\ln p = \frac{v^2}{2gRT} + \text{Konst.}$$

Ist die Anfangsspannung für  $v = 0$ ,  $p_1$ , so erhält man  $\ln \frac{p_1}{p} = \frac{v^2}{2gRT}$  oder die gesuchte Geschwindigkeit  $v = \sqrt{2gRT \ln \frac{p_1}{p}}$  m/sek, jedoch mit einer gewissen Einschränkung; denn durch die ausfließende Dampfmenge tritt hinter der Öffnung eine Verdichtung ein, die mit der Geschwindigkeit des Schalles

$$v_1 = \sqrt{gRT \frac{c_p}{c_v}} \text{ m/sek}$$

fortschreitet. Für atmosphärische Luft von  $0^\circ \text{C}$  ist  $p = 10333$ ,  $\gamma = 1,29$ , also  $R = \frac{10333}{1,29 \cdot 273} = 29,3$ , so daß die Schallgeschwindigkeit in der Atmosphäre  $v_1 = \sqrt{9,81 \cdot 29,3 \cdot 2731 \cdot 41} = 332,6$  m/sek beträgt. Übersteigt die Ausströmungsgeschwindigkeit diesen Wert, so erhöht sich der Druck  $p$  vor der Mündung und wird für die Berechnung allein maßgebend; es muß daher für die obige Formel

$$\ln \frac{p_1}{p} > \frac{c_p}{2 \cdot c_v} = \frac{1,3}{2} = 0,65$$

sein, oder  $\frac{p_1}{p} > e^{0,65}$  oder  $\frac{p}{p_1} > e^{-0,65} = 0,52$ .

Genauer erhält man dieses kritische Druckverhältnis nach Zeuner aus der Formel  $\frac{p}{p_1} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$ , wenn für die widerstandslose Bewegung des nassen



Dampfes  $\kappa = 1,035 + 0,1 \cdot x$  und für den trocken gesättigten Dampf  $\kappa = 1,135$  gesetzt wird; also  $\frac{p}{p_1} = 0,5777$ , wofür in Berücksichtigung der Dampfnässe und der Widerstände  $0,58$  gesetzt werden soll.

Von diesem Grenzwert des Verhältnisses beider Spannungen an abwärts bleibt der maßgebende Gegendruck  $p$  in der Mündung  $= 0,58 \cdot p_1$ , ein Fall, der hier vorliegt, so daß in der Formel für  $v$  die Pressung  $p$  in der Ausströmungsöffnung konstant  $= 0,58 \cdot p_1$  gesetzt werden muß.

Wird zur Vereinfachung der Berechnung von der Temperatur  $T$  abgesehen, also  $pv = \frac{p}{\gamma}$  konstant gesetzt, was hier zulässig ist, so erhält man aus der Grundgleichung  $-dp = \frac{\gamma}{g} \cdot v dv$  für ein konstantes  $\gamma$  einfacher

$$p_1 - p = \frac{\gamma \cdot v^2}{g \cdot 2} \quad \text{und} \quad v = \sqrt{2g \cdot \frac{p_1 - p}{\gamma}},$$

wobei aber für den Wert der äußeren Pressung  $p$  obige Einschränkung zu beachten ist.

Bezeichnet also nun

$m_1$  die zuströmende Dampfmenge in kg/sek,

$p_1$  die Dampfspannung im Kessel in kg/qm,

$p'$  die Dampfspannung in der Mündung vor dem Kondensationsraume in kg/qm,

$\gamma$  das entsprechende Gewicht der Volumeneinheit in kg/cbm,

so ist die Ausflußgeschwindigkeit

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g \cdot (p_1 - p') \cdot 100^2}{\gamma}} = 100 \sqrt{\frac{2g p_1 (1 - 0,58)}{\gamma}}.$$

Ist z. B.  $p_1 = 12 + 1 = 13$  kg/qcm, also

$p' = 0,58 \cdot 13 = 7,54$  kg/qcm und

$\gamma = 5,23$ ,

so wird

$$v_1 = 443 \sqrt{\frac{p_1 - p'}{\gamma}} = 100 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,42 \cdot 13}{5,23}} = 452 \text{ m/sek.}$$

Bezeichnet ferner  $f_1$  den Querschnitt der Mündung z. B.  $= 93$  qmm  $= \frac{93}{1000^2}$  qm,

so erhält man die zugeströmte Dampfmenge

$$m_1 = f_1 v_1 \gamma' = \frac{93}{1000^2} \cdot 452 \cdot 3,9 = 0,16 \text{ kg/sek.}$$

## 2. Die Wasserzuströmung.

Der Dampfstrom reißt die Luftteilchen seiner nächsten Umgebung mit fort, und da sich dies stetig wiederholt, so muß eine Abnahme der Luftmenge, also auch eine Verdünnung und Druckabnahme derselben eintreten, die das Wasser ansaugt.

$m_2$  sei diese Wassermenge in kg/sek,

$p_2$  die Spannung der Atmosphäre über dem Wasserspiegel im Tender  
 $= 1$  kg/qcm,

$f_2$  der Mündungsquerschnitt vor dem Kondensationsraum, z. B.  $= 490$  qmm,

$p_0$  die Spannung in diesem Raume,

$\gamma_0$  das zugehörige spezifische Gewicht daselbst und

$h_2$  die Druckhöhe des Wasserspiegels über dem Kondensationsraum, negativ, wenn das Wasser gesaugt wird;

dann ist die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers

$$v_2 = \sqrt{2g \left( \frac{p_2 - p_0}{\rho \gamma_0} \pm h_2 \right)} = \frac{m_2}{f_2 \gamma_2}.$$

Ist z. B.  $m_2 =$  dem Dampfverbrauch der Lokomotive  $= 150 \text{ kg/min} = 2,5 \text{ kg/sek}$ ,

so ist 
$$\frac{M_2}{v_2} = \frac{2,5 \cdot 1000^2}{490 \cdot 1000} = 5 \text{ m/sek}$$

und 
$$p_0 = p_2 - \frac{\gamma_0 \cdot v_2^2}{2g} \pm \gamma_0 h_2 = 1 \cdot 100^2 - \frac{1000 \cdot 5^2}{2 \cdot 9,81} \pm 1000 \cdot h_2$$

$$= 100^2 \left( 1 - 0,13 \pm \frac{h_2}{10} \right) = 0,87 \pm \frac{h_2}{10} \text{ kg/qcm};$$

- z. B. 1. für  $h_2 = +1 \text{ m}$  ist  $p_0 = 0,97 \text{ kg/qcm}$ ,  
 2. für  $h_2 = -1 \text{ m}$  ist  $p_0 = 0,77 \text{ kg/qcm}$ .

### 3. Die Kondensation und Mischung.

Bezeichnet  $t_0$  die Temperatur der Mischung nach der vollständigen Kondensation des Dampfes,  $\lambda_1$  die Gesamtwärme von 1 kg des zuströmenden Dampfes in WE/kg,  $t_2$  die Temperatur des Speisewassers, so ist nach der Wärmeleichung

$$(m_1 + m_2) t_0 = m_1 \lambda_1 + m_2 t_2$$

$$t_0 = \frac{m_1 \lambda_1 + m_2 t_2}{m_1 + m_2}.$$

Ist z. B.  $p_1$ , wie schon bemerkt, 13 kg/qcm, so ist  $\lambda_1 = 665 \text{ WE}$ ;  $m_1$  war  $= 0,16 \text{ kg/sek}$ , und wäre nun  $m_2$ , wie vorläufig angenommen wurde  $= 2,50 \text{ kg/sek}$ , also  $\frac{m_2}{m_1} = 15,6$ , so würde

$$t_0 = \frac{0,16 \cdot 665 + 2,5 t_2}{0,16 + 2,5} = 40 + 0,94 t_2.$$

Im allgemeinen ist aber 
$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{\lambda_1 - t_0}{t_0 - t_2}.$$

Ist die Temperatur des Speisewassers  $t_2 = 0$ , so wird  $(m_1 + m_2) t_0 = m_1 \lambda_1$ ,

oder 
$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{\lambda_1}{t_0} - 1 = \frac{665}{40} - 1 = 15,6,$$

ist aber  $t_2 = +10^\circ \text{ C}$ , so wird  $t_0 = 40 + 9,4 = 49,4^\circ \text{ C}$  und das Verhältnis der

beiden Massen 
$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{665 - 49,4}{49,4 - 10} = 15,6$$

oder  $m_2$  wieder  $= 0,16 \cdot 15,6 = 2,5 \text{ kg/sek}$ .

Nach der Kondensation des Dampfstrahls erfolgt unter dem Druck  $p_0$  und bei der Temperatur  $t_0$  die Mischung beider Massen und die Vereinigung der lebendigen Kräfte unter einem gewissen Stoßverlust, der dem plötzlichen Wechsel der Geschwindigkeiten  $v_1' - v_0$  bzw.  $v_2 - v_0$  entspricht. Hierbei bezeichnet nach erfolgter Ausdehnung des Dampfes  $v_1'$  der unter dem Druck von  $p_0 =$  annähernd 1 Atm. erreichten höchsten Überschallgeschwindigkeit

$$\sqrt{2g \frac{p_1 - p_0}{\gamma}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 (13 - 1) 100^2}{3,66}} = 802 \text{ m/sek}.$$



Die ursprüngliche lebendige Kraft  $\frac{m_1 v_1'^2}{g \cdot 2} + \frac{m_2 v_2^2}{g \cdot 2}$  ist = der resultierenden lebendigen Kraft  $\frac{m_1 + m_2}{g \cdot 2} \cdot v_0^2 +$  dem Stoßverlust  $\frac{m_1 (v_1' - v_0)^2}{g \cdot 2} + \frac{m_2 (v_2 - v_0)^2}{g \cdot 2}$ ;

hieraus folgt durch einige Umrechnungen das gesuchte Massenverhältnis

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{v_0 - v_2}{v_1' - v_0}.$$

Ist z. B.  $f_0 = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 50$  qmm, so wird

$$\begin{aligned} v_0 &= \frac{m_1 v_1' + m_2 v_2}{m_1 + m_2} = \frac{0,16 \cdot 802 + 2,50 \cdot 5}{0,16 + 2,50} \\ &= \frac{m_1 + m_2}{f_0 \gamma_0} = \frac{(0,16 + 2,5) 1000^2}{50 \cdot 1000} = 53 \text{ m/sek}; \end{aligned}$$

indem das spezifische Gewicht  $\gamma_0$  der Mischung, also des wahrscheinlich noch nicht ganz vom Dampf befreiten Wassers, = 1000 gesetzt wird, so daß also annähernd

$$\frac{m_1}{m_2} \text{ wieder} = \frac{53 - 5}{802 - 53} = \frac{1}{15,6}$$

wird, während nach der Annahme von  $m_2 = 2,5$ , dieses Verhältnis ebenfalls  $\frac{0,16}{2,5} = \frac{1}{15,6}$  ist.

#### 4. Die Einströmung in den Kessel.

Sie erfolgt unter Überwindung des auf dem Kesselventil lastenden inneren Dampfdrucks  $p_1$ , so daß nach der Gleichung von der lebendigen Kraft und Arbeit zu setzen ist

$$\frac{v_0^2 - v^2}{2g} \geq \frac{p_1 - p_0}{\gamma},$$

wenn  $v$  die Einströmungsgeschwindigkeit bezeichnet, die als Grenzwert = 0 gesetzt werden kann und  $p_0$  annähernd = 1 Atm.; es muß dann also

$$v_0 \geq \sqrt{2g \cdot \frac{p_1 - p_0}{\gamma}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 (p_1 - 1) 100^2}{1000}} = 14 \sqrt{p_1 - 1}$$

und für  $p_1 = 13$ ,  $\geq 49$  m/sek, indem die entsprechende Geschwindigkeitshöhe einer Wassersäule von 120 m entspricht.

Dies ist zugleich diejenige Geschwindigkeit, mit der das Kesselwasser ausströmen würde. Unter der Annahme, daß die bewegte, vereinigte Dampf- und Wassermasse  $m_1 + m_2$  kg/sek den inneren Kesseldruck auf das Speiseventil durch seine lebendige Kraft stoßweise überwindet, kann der hierzu erforderliche äußere Druck auf die Flächeneinheit auch durch die Stoßformel  $= \frac{m_1 + m_2}{g} \cdot v$  berechnet werden; sie ist im vorliegenden Falle  $\frac{2,7 \cdot 49}{9,81} = 13,5$  kg/qcm.

Der Einfluß der Saughöhe  $h_2$  und der Temperatur des Speisewassers  $t_2$ .

Es war  $p_0 = 100^2 \left(0,87 \pm \frac{h_2}{10}\right)$ ; also die Saughöhe

$$h_2 = 10 \left(0,87 - \frac{p_0}{100^2}\right).$$

Ist z. B. die Saughöhe 1 m, so wird

$$p_0 = 100^2 \left( 0,87 - \frac{1}{10} \right) = 0,77 \text{ kg/qcm.}$$

Dem entspricht eine Siedetemperatur von  $93^\circ \text{C}$ , die bei der Mischung nicht erreicht werden darf, da sonst die vollständige Kondensation aufhört. Es darf daher

$$t_0 = \frac{0,16 \cdot 665 + 2,5 t_2}{2,66} = 40,0 + 0,94 \cdot t_2$$

nicht größer werden, als  $93^\circ$  oder

$$t_2 \leq \frac{93 - 40,0}{0,94} = 56,4^\circ \text{C.}$$

Zur besseren Übersicht ist folgende Tabelle aufgestellt, die die größten Werte der Wassertemperatur  $t_2$  für die entsprechenden Saughöhen  $h_2$  und verschiedenen Dampfspannungen enthält. Zur Berechnung dieser Tabelle dienen folgende Formeln:

$$t_0 = \frac{m_1 \lambda_1 + m_2 t_2}{m_1 + m_2}$$

$$m_1 = f_1 v_1 \gamma_1 = f_1 \gamma' \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{p_1 - p'}{\gamma}} \cdot 100^2.$$

Setzt man

$$\gamma' = c' p' = c' \cdot 0,58 \cdot p_1$$

und

$$\gamma = c \cdot \frac{p_1 + p'}{2} = c \cdot 0,79 p_1,$$

so ist

$$m_1 = 100 f_1 \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot 0,42 \cdot p_1 (c' \cdot 0,58 \cdot p_1)^2}{c \cdot 0,79 \cdot p_1}}.$$

Als Durchschnittswerte (für  $p_1 = 13$ ) ist  $c' = 0,52$  und  $c = 0,51$ , daher

$$\begin{aligned} m_1 &= 100 p_1 f_1 \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot 0,42 (0,52 \cdot 0,58)^2}{0,51 \cdot 0,79}} \\ &= 100 \cdot 0,52 \cdot 0,58 \cdot p_1 f_1 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,42}{0,51 \cdot 0,79}} \\ &= 30,16 \cdot p_1 f_1 \sqrt{20,45} = 136,4 \cdot p_1 f_1, \end{aligned}$$

wächst daher proportional mit  $p_1$ ; also ist auch  $t_0$  von der Dampfspannung abhängig. Für ein gegebenes

$$m_2 = 2,5 \text{ kg/sek}$$

und

$$f_1 = 93 \text{ qmm}$$

ist

$$m_1 = \frac{136,4 \cdot 93}{1000^2} p_1 = n p_1 = \frac{p_1}{78,8}$$

und daher allgemeiner

$$t_0 = \frac{n p_1 \lambda_1 + 2,5 t_2}{n p_1 + 2,5}$$

und für die drei verschiedenen Kesselspannungen 11, 13 und 15 Atm. der folgenden Tabelle

$$\begin{aligned} &= \frac{\frac{11 \cdot 662}{78,8} + 2,5 t_2}{\frac{11}{78,8} + 2,5} = \frac{92 \cdot 4 + 2,5 t_2}{0,140 + 2,5} \\ &= 35 + 0,95 t_2 \text{ für } p_1 = 11; \\ &= 41 + 0,94 t_2 \text{ für } p_1 = 13 \end{aligned}$$

und

$$= 47 + 0,93 t_2 \text{ für } p_1 = 15$$



| $p_1$           | $t_2$ | $t_0$ | $p_0$ | $h_2$ | $p_1$ | $t_2$      | $t_0$ | $p_0$ | $h_2$ |     |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|------------|-------|-------|-------|-----|
| 11              | 0     | 35    | 0,06  | 8,1   | 15    | 30         | 69    | 0,30  | 5,7   |     |
| $\lambda = 662$ | 10    | 44,5  | 0,09  | 7,8   |       | 40         | 78,5  | 0,45  | 4,2   |     |
| $m_1 = 1$       | 20    | 54    | 0,15  | 7,2   |       | 50         | 88    | 0,65  | 2,2   |     |
| $m_2 = 18$      | 30    | 63,5  | 0,25  | 6,2   |       | 57         | 95    | 0,87  | 0     |     |
|                 | 40    | 73    | 0,35  | 5,2   |       | 0          | 47    | 0,10  | 7,7   |     |
|                 | 50    | 82,5  | 0,50  | 3,7   |       | 10         | 56,5  | 0,15  | 7,2   |     |
|                 | 60    | 92    | 0,75  | 1,2   |       | 20         | 65,5  | 0,25  | 6,2   |     |
|                 | 63    | 95    | 0,87  | 0     |       | $m_1 = 1$  | 30    | 75    | 0,40  | 4,7 |
|                 |       |       |       |       |       | $m_2 = 13$ | 40    | 84    | 0,55  | 3,2 |
|                 |       |       |       |       |       |            | 50    | 93,5  | 0,80  | 0,7 |
| 13              | 0     | 41    | 0,08  | 7,9   |       | 52         | 95    | 0,87  | 0     |     |
| $\lambda = 665$ | 10    | 50,5  | 0,12  | 7,5   |       |            |       |       |       |     |
| $m_1 = 1$       | 20    | 60    | 0,20  | 6,7   |       |            |       |       |       |     |
| $m_2 = 15$      |       |       |       |       |       |            |       |       |       |     |

Zugleich ergibt sich auch das Verhältnis

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{p_1}{78,8 \cdot m_2}$$

$$= \text{etwa } \frac{1}{18}, \frac{1}{15} \text{ bzw. } \frac{1}{13}.$$

Der Siedetemperatur  $t_0$  entspricht eine aus den thermodynamischen Tabellen zu entnehmende Spannung  $p_0$ , und hieraus ergibt sich dann die Saughöhe  $h_2$  aus der Formel 8,7 —  $10 p_0$  ( $p_0$  in Atm.); sie wird = 0 für  $p_0 = 0,87$  oder  $t_0 = 95^\circ \text{C}$  und für größere Werte negativ; es findet dann also ein Ansaugen nicht mehr statt.

Vgl. Fig. 35.

Selbstverständlich sind dies alles Grenzwerte, die im praktischen Dienst nicht erreicht werden.

### Der Einfluß der Dampfspannung.

Durch einen Vergleich der Formel  $\frac{m_1}{m_2} = \frac{v_0 - v_2}{v_1' - v_0}$  mit der Stoßgleichung

$$m_1 v_1' + m_2 v_2 = (m_1 + m_2) v_0$$

ergibt sich die gemeinsame Geschwindigkeit beider Massen nach der Vereinigung

$$v_0 = \frac{m_1 v_1' + m_2 v_2}{m_1 + m_2},$$

die größer als die Dampfaustrittsgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{p_1 - p'}{1000} \cdot 100^2}$$

aus dem Kessel sein muß; daher ist, unter Vernachlässigung von  $m_2 v_2$  gegen

$$m_1 v_1', \quad \frac{m_1 + m_2}{m_1} = 1 + \frac{m_2}{m_1} \leq \frac{v_1'}{v}$$

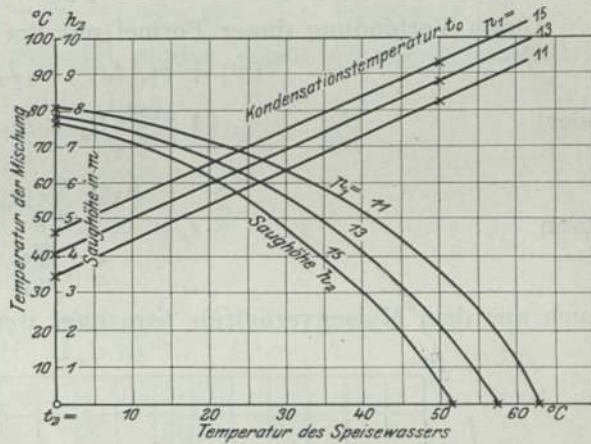


Fig. 35. Dampfstrahlpumpe.

und als Grenzwert

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{v_1'}{v_0} - 1 = \frac{\sqrt{2g \cdot \frac{p_1 - 1}{\gamma} \cdot 100^2}}{\sqrt{2g \cdot \frac{p_1 - p_0}{1000} \cdot 100^2}} - 1 = \sqrt{\frac{p_1 - 1}{p_1 - p_0} \cdot \frac{1000}{\gamma}} - 1.$$

Wird hier annähernd

$$\gamma = c \cdot \frac{p_1 + p'}{2} = 0,54 \cdot \frac{p_1 + 1}{2} = 0,27 (p_1 + 1) \text{ und } p_0 = 1$$

gesetzt, so erhält man

$$\frac{m_2}{m_1} = 10 \sqrt{\frac{10}{0,27 (p_1 + 1)}} - 1 = \frac{60,86}{\sqrt{p_1 + 1}}$$

z. B. für  $p = 13$  ist

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{60,86}{\sqrt{14}} - 1 = 15,3.$$

Durch Verbindung dieser Formel mit der der Kondensation

$$(m_1 + m_2) t_0 = m_1 \lambda_1 + m_2 t_2,$$

oder

$$\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) t_0 = \lambda_1 + \frac{m_2}{m_1} t_2$$

kann

$$t_2 = \frac{\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) t_0 - \lambda_1}{\frac{m_2}{m_1}}$$

auch aus dem Massenverhältnis berechnet werden.

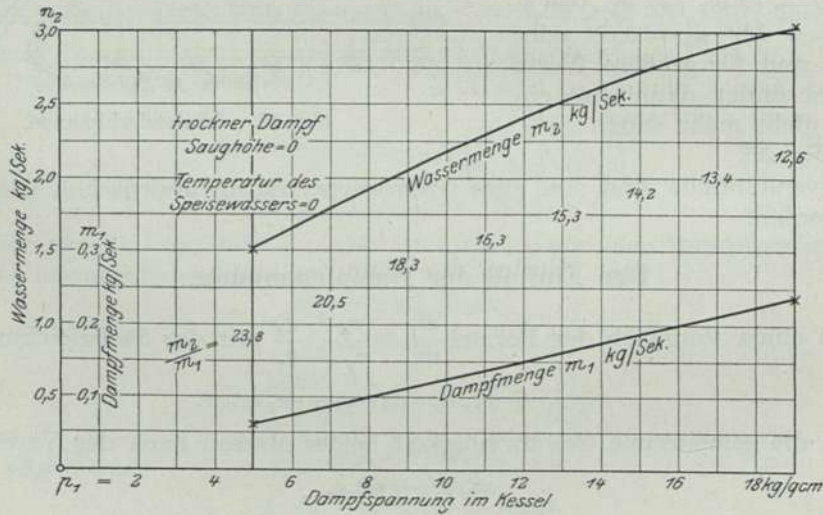


Fig. 36. Dampfstrahlpumpe.

Aus der Formel  $\frac{m_2}{m_1} = \frac{60,86}{\sqrt{p_1 + 1}} - 1$  ist zu ersehen, daß und in welchem Grade dieses Verhältnis mit wachsendem  $p_1$  kleiner wird. Aus dieser Berechnung ist folgende Tabelle aufgestellt worden (s. S. 97).

Fig. 36 enthält hiernach im günstigsten Falle die bildliche Darstellung der Dampf- und Wassermengen  $m_1$  und  $m_2$  und ihres Verhältnisses als Funktion der Dampfspannung.



| $p_1$ | $p' = 0,58 p_1$ | $\gamma'$ | $p = \frac{p_1 + \gamma'}{2} = 0,79 p_1$ | $\gamma$ | $\lambda$ | $m_1$ | $\frac{m_2}{m_1}$ | $m_2$ |
|-------|-----------------|-----------|--|----------|-----------|-------|-------------------|-------|
| 5     | 2,90            | 1,6       | 3,95                                     | 2,14     | 653       | 0,064 | 23,8              | 1,52  |
| 7     | 4,06            | 2,2       | 5,53                                     | 2,9      | 657       | 0,089 | 20,5              | 1,82  |
| 9     | 5,22            | 2,75      | 7,11                                     | 3,7      | 660       | 0,114 | 18,3              | 2,09  |
| 11    | 6,38            | 3,35      | 8,69                                     | 4,5      | 662       | 0,140 | 16,3              | 2,28  |
| 13    | 7,54            | 3,9       | 10,29                                    | 5,2      | 665       | 0,165 | 15,3              | 2,52  |
| 15    | 8,70            | 4,5       | 11,83                                    | 6,0      | 667       | 0,190 | 14,2              | 2,70  |
| 17    | 9,86            | 5,05      | 13,43                                    | 6,7      | 669       | 0,216 | 13,4              | 2,89  |
| 19    | 11,02           | 5,6       | 15,01                                    | 7,5      | 670       | 0,241 | 12,6              | 3,04  |

### Der Einfluß des Dampfverbrauchs.

Aus den beiden Gleichungen  $m_1 + m_2 = f_0 v_0 \gamma_0$  und  $\frac{m_1}{m_2} = \text{annähernd } \frac{v_0}{v_1'}$ , indem  $v_2$  gegen  $v_0$  und  $v_0$  gegen  $v_1'$  vernachlässigt werden, ergibt sich die quadratische Gleichung

$$m_2^2 + m_2 m_1 = f_0 \gamma_0 v_1' m_1 = \frac{50 \cdot 1000}{1000^2} \cdot m_1 v_1' = \frac{m_1 v_1'}{20}$$

und somit

$$m_2 = -\frac{m_1}{2} \pm \sqrt{\frac{m_1 v_1'}{20} + \frac{m_1^2}{4}}$$

und da  $\left(\frac{m_1}{2}\right)^2$  gegen  $\frac{m_1 v_1'}{20}$  wegfallen kann,

$$= -\frac{m_1}{2} + \sqrt{\frac{m_1 v_1'}{20}}$$

z. B.

$$= -\frac{0,16}{2} + \sqrt{\frac{0,16 \cdot 802}{20}} = 2,45.$$

Anmerkungen. 1. Bei diesen Berechnungen sind die Widerstände nicht berücksichtigt,

2. desgleichen die Dampfmasse. Die Dampfgeschwindigkeit  $v$  ist eigentlich

annähernd proportional dem Werte  $\sqrt{\frac{\kappa x}{\kappa + 1}}$  und die Dampfmenge dem

Werte  $\sqrt{\frac{\kappa}{(\kappa + 1)x}}$ , wenn  $\kappa = 1,035 + 0,1 x$  und  $x$  den relativen Dampf-

gehalt des nassen Dampfes bezeichnet. Der Ausdruck  $\sqrt{\frac{\kappa x}{\kappa + 1}}$  nimmt mit  $x$  ab; so ist er z. B. für

$$x = 1, \quad \sqrt{\frac{(1,035 + 0,1 \cdot 1)1}{2,035 + 0,1 \cdot 1}} = \sqrt{0,53} = 0,73$$

$$\text{und für } x = 0,5, \quad \sqrt{\frac{(1,035 + 0,1 \cdot 0,5)0,5}{2,035 + 0,1 \cdot 0,5}} = \sqrt{\frac{0,52}{2}} = 0,51,$$

3. die Pressung an der Ausströmungsmündung des Dampfes  $p'$  ist  $= 0,58 p_1$  konstant gesetzt, während diese Ziffer für kleinere Spannungen eigentlich größer wird.

Da das schnelle und sichere Anstellen einer Strahlpumpe von der Vollständigkeit der Kondensation des Dampfstrahls abhängt, so kann der Fall eintreten, daß die zugeströmte Wassermenge augenblicklich nicht ausreicht, weshalb es vorteilhaft

ist, den Dampf allmählich zuströmen zu lassen, wie dies bei der doppeltwirkenden Strahlpumpe von K ö r t i n g selbsttätig geschieht, die das Ansaugen und die Kondensation einer zunächst kleineren Wasser- bzw. Dampfmenge bewirkt und die erstere für die zweite Düse mit einer bereits erlangten höheren Geschwindigkeit zuführt.

**Versuche.** Der Verfasser hat an einem ortsfesten Dampfkessel Versuche mit Dampfstrahlpumpen angestellt, deren Ergebnisse die Fig. 37—42 enthalten, und zwar zeigt

die Fig. 37 den Einfluß des Gegendrucks  $p_3$  und der Saugwirkung,

die Fig. 38 den Einfluß der treibenden Spannung  $p$  und der Saugwirkung,

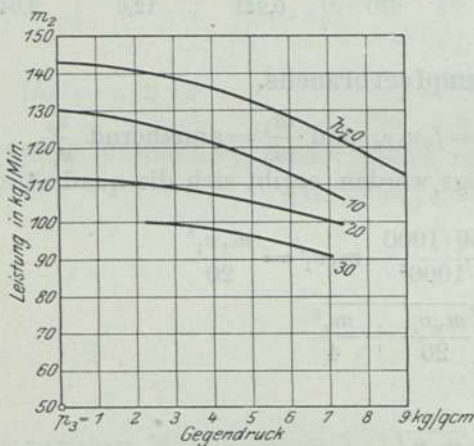


Fig. 37. Dampfstrahlpumpe. Einfluß des Gegendrucks  $p_3$  und der Saugwirkung  $h_2$  in cm Wassersäule. Dampfüberdruck  $p = 5$  kg/qcm. Temperatur des Speisewassers  $t = +10^\circ$  C.

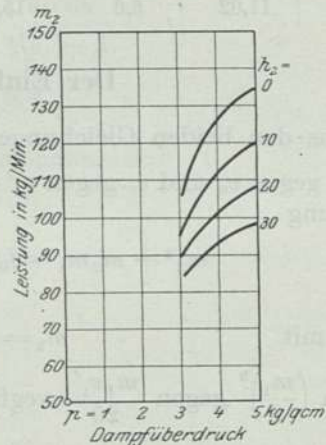


Fig. 38. Dampfstrahlpumpe. Einfluß der Dampfspannung und der Saugwirkung  $h_2$ . Dampfgegendruck  $p_3 = 5$  kg/qcm. Temperatur des Speisewassers  $t_2 = +10^\circ$  C.

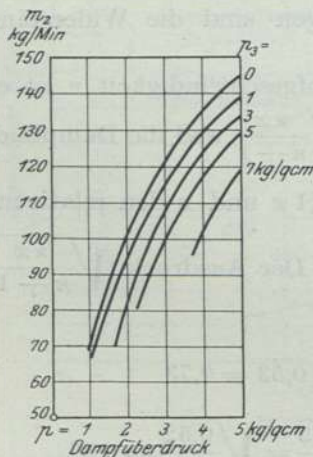


Fig. 39. Dampfstrahlpumpe. Einfluß des Dampfüberdrucks und des Gegendrucks. Saugwirkung  $h_2 = 0$ . Temperatur  $t_2 = 10^\circ$  C.

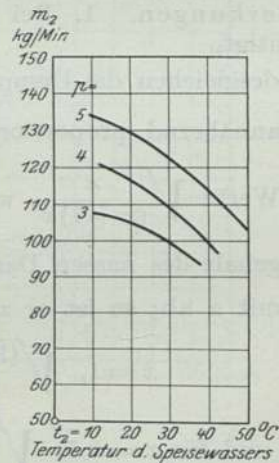


Fig. 40. Dampfstrahlpumpe. Einfluß der Temperatur  $t_2$  und des Dampfdrucks. Dampfgegendruck  $p_3 = 5$  kg/qcm. Saugwirkung  $h_2 = 0$ .

die Fig. 39 den der Dampfspannung und des Gegendrucks, die Fig. 40 den der Temperatur des Speisewassers  $t_2$  und der Dampfspannung,



die Fig. 41 den der Temperatur und des Gegendrucks und die Fig. 42 den der Temperatur und der Saugwirkung unter verschiedenen Verhältnissen.

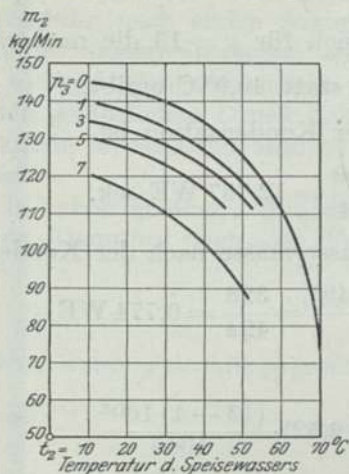


Fig. 41. Dampfstrahlpumpe. Einfluß der Temperatur  $t_2$  und des Gegendrucks  $p_2$ .  
Dampfüberdruck  $p = 5$  kg/qcm.  
Saugwirkung  $h_2 = 0$ .

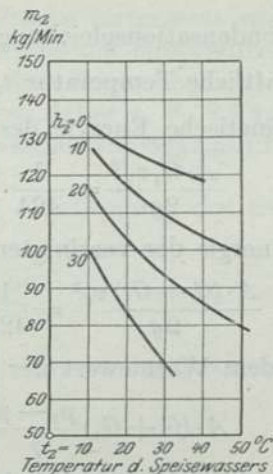


Fig. 42. Dampfstrahlpumpe. Einfluß der Temperatur  $t_2$  und der Saugwirkung  $h_2$ .  
Dampfüberdruck  $p = 5$  kg/qcm.  
Dampfgegendruck  $p_2 = 5$  kg/qcm.

### Der Wirkungsgrad der Dampfstrahlpumpen.

Die mechanische Energie des strömenden Dampfes ist nach den Tabellen für  $p = 13$  Atm.

$$\frac{m_1 v_1'^2}{g \cdot 2} = \frac{0,165 \cdot 802^2}{2 \cdot 9,81} = 5409 \text{ kgm/sek} = 72 \text{ PS};$$

die der Mischung

$$\frac{(m_1 + m_2) v_0'^2}{g \cdot 2} = \frac{2,685 \cdot 49^2}{2 \cdot 9,81} = 328 \text{ kgm/sek} = 4,4 \text{ PS}$$

und die mechanische Arbeit zur Beförderung der 2,52 kg Wasser/sek gegen einen Überdruck von 12 Atm., bzw. auf eine manometrische Druckhöhe von 12 Atm. ist in der Tat nur

$$L = 2,52 \cdot 12 \cdot 10 = 2,52 \cdot 120 = 302 \text{ kgm/sek} = 4,0 \text{ PS.}$$

Daher ist das Verhältnis  $\frac{4,0}{72} \cdot 100 = 5,6\%$ .

Eine Dampfpumpe befördert mit dem Kesseldampf, bei entsprechend größerem Wärmeverbrauch etwa 150 kg Wasser/kg, also  $\frac{150 \cdot 0,165}{2,52} = 9,8$ mal so viel; da aber bei den Strahlpumpen das Arbeitsvermögen des Dampfes nur zum kleinsten Teil für die eigentliche Wasserbeförderung verwendet wird und der größte Teil eine Vorwärmung des Speisewassers herbeiführt, die übrigens für die Erhaltung der Kessel gegenüber der kalten Speisung noch einen besonderen Vorzug hat, so ist der Nutzeffekt der Dampfstrahlpumpen tatsächlich ein besserer als der der gewöhnlichen Kolbenpumpen. Die kalorimetrische Untersuchung führt zu demselben Ergebnis.

Man erhält, unter Gleichsetzung der Temperatur und Flüssigkeitswärme für die Druckhöhe  $h_2$  und die Wärme des Speisewassers  $t_2 = 0$  die Wärme Gleichung

$$G_1 \lambda_1 = (G + G_2) t_0 + G \cdot A \cdot \frac{p_1 - p}{\gamma},$$

die zur Kondensationsgleichung führt, aus der sich für  $p = 13$  die nachträgliche, gemeinschaftliche Temperatur  $t_0 = \frac{109,7}{2,685} = 40,6$  statt  $40,9^\circ \text{C}$  ergibt.

Die kinetische Energie des Dampfes vor der Kondensation ist

$$\frac{A \cdot G_1 v_1'^2}{2g} = \frac{1}{424} \cdot \frac{0,165 \cdot 802^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{5409}{424} = 12,757 \text{ WE/sek.}$$

Die Energie der vereinigten Dampf- und Wassermasse nach der Kondensation

$$\frac{A \cdot (G + G_1) v_0^2}{2g} = \frac{1}{424} \cdot \frac{(0,165 + 2,52) 49^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{328}{424} = 0,774 \text{ WE}$$

ist gleich dem Wärmewert der Pumparbeit

$$A \cdot (G + G_1) \frac{p_1 - p}{\gamma} = \frac{1}{424} \cdot (0,165 + 2,52) \cdot \frac{(13 - 1) 100^2}{1000},$$

indem die Geschwindigkeitshöhe

$$\frac{v_0^2}{2g} = \frac{49^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{p_1 - p}{\gamma} = \frac{(13 - 1) 100^2}{1000} = 120 \text{ m}$$

beträgt.

### Die Druckabnahme im Kessel beim Speisen.

Ist  $x$  der Wasserraum des Kessels, daher  $x \gamma_0$  das Wassergewicht, seine Temperatur  $t_1$  und tritt in der Zeiteinheit die vereinigte Dampf- und Wassermasse  $m_1 + m_2$  hinzu, die eine niedrigere Temperatur hat, so sinkt die Temperatur  $t_1$ , die hier annähernd der fühlbaren Wärme gleichgesetzt wird (und hiermit auch die Dampfspannung) in der Zeiteinheit um

$$t_1 - \frac{x \gamma_0 t_1 + (m_1 + m_2) t_0}{x \gamma_0 + m_1 + m_2}.$$

Ist z. B. wieder  $x = 5,7 \text{ cbm}$ ,  $p_1 = 15 \text{ Atm.}$ , also  $t_1 = 197,2^\circ$ ,  $m_1 = 0,19 \text{ kg/sek}$ ,  $m_2 = 2,7 \text{ kg/sek}$ ,  $t_2 = 0$ ,  $t_0 = 47^\circ \text{C}$ , so wird die Temperaturabnahme durch das Nachspeisen während 1 Minute

$$\begin{aligned} 197,2 - \frac{5700 \cdot 197,2 + 60(0,19 + 2,7) 47}{5700 + 60(0,19 + 2,7)} \\ = 197,2 - \frac{1124040 + 8150}{5700 + 173,4} = 197,2 - \frac{1132190}{5873,4} \\ = 197,2 - 192,8 = 4,4^\circ \text{C}, \end{aligned}$$

was einer Druckverminderung von etwa  $1,4 \text{ Atm.}$  entspricht.

### Die Beseitigung übermäßiger Dampfspannung.

**Sicherheitsventile.** Bei den stark wechselnden Leistungen im Lokomotivdienst ist es nicht zu vermeiden, daß die Dampfentwicklung zeitlich gegenüber dem Dampfverbrauch zu groß wird, so daß es nötig ist, die über die festgesetzte Grenze hinausgehende Dampfspannung im Kessel schnell und sicher zu beseitigen. Hierzu dienen zunächst zwei bekannte, sehr wirksame Mittel, das ist neben einer



sachgemäßen Behandlung des Feuers, die Aschklappe und das Speisen, die auch genügen, wenn sie rechtzeitig zur Wirkung kommen. Bei einer stark arbeitenden Schnellzug-Lokomotive, deren Regulator plötzlich abgeschlossen wird, kann sich die Dampfspannung sofort um 2 Atm. steigern, indem man annehmen darf, daß die Dampfbildung noch einige Sekunden in gleicher Stärke fortgesetzt wird; deshalb müssen die Sicherheitsventile, wenn sie diese Bezeichnung einwandfrei verdienen sollen, so beschaffen sein, daß sie schon von selbst, ohne Zutun des Lokomotivpersonals, den gefährlichen Druck beseitigen. Sie müssen daher z. B. 2,5 kg Dampf in der Sekunde fortschaffen, und es fragt sich nun, welche Durchgangsöffnung hierzu nötig ist.

Wir haben gesehen, daß die widerstandslose Ausströmung des trocknen, gesättigten Dampfes nach der Formel

$$v = \sqrt{\frac{2g \cdot (p - p') 100^2}{\gamma}}$$

geschieht, wenn  $p' = 0,58 p$  gesetzt wird. Diese Ausströmungsgeschwindigkeit ist

$$\text{daher} \quad = 100 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,42 \cdot p}{\gamma}}$$

und für  $p = 13$  Atm. 452 m/sek; also die Ausströmungsmenge

$$m = f \cdot v \cdot \gamma' = 452 \cdot 3,92 f = 1772 \cdot f$$

und daher

$$f = \frac{2,5}{1772} = \frac{1}{709} \text{ qm} = 14,1 \text{ qcm},$$

also für jedes der beiden Ventile etwa 7 qcm. Soll nun die Erhebung der abblasenden Ventile 3 mm betragen, so ergibt sich hieraus ein lichter Durchmesser

$$d = \frac{7}{\pi \cdot 0,3} = 7,4 \text{ cm.}$$

Unter diesen Umständen würde zwar der überschüssig erzeugte Dampf, nicht aber der etwa bereits vorhandene Überdruck beseitigt werden. Soll z. B. eine solche Drucküberschreitung von 2 Atm. bei einem Dampfraume von 1,8 cbm in 5 Sekunden beseitigt werden, so ist hierzu eine weitere Ventilöffnung von

$$f = \frac{1,8 \cdot (7,5 - 6,5)}{5 \cdot 452 \cdot 3,92} = 1,8$$

oder für jedes Ventil etwa 1 qcm nötig, so daß der Durchgangsquerschnitt  $f = 14,1 + 1,8 = 15,9$  qcm werden würde und der Ventildurchmesser etwa

$$d = \frac{8,0}{\pi \cdot 0,3} = 8,5 \text{ cm.}$$

Hierzu kommt noch die Berücksichtigung des Ausflußwiderstandes und die Unsicherheit, ob die Ventile sich selbsttätig wirklich um 3 mm heben. Wird der erstere durch einen Koeffizienten  $\zeta$  ausgedrückt, so kann für  $v$ ,  $\zeta v = 0,65 \cdot v$  gesetzt werden, so daß  $f = \frac{1,00}{0,65} = 1,54$ mal so groß wird  $= 1,54 \cdot 15,9 = 24,4$  qcm und

daher der Ventildurchmesser  $d = \frac{12,2}{\pi \cdot 0,3} = \text{rund } 13 \text{ cm}$ . Der Querschnitt beider

Ventile ist dann  $\frac{2 \cdot \pi \cdot 13^2}{4} = 2 \cdot 133 = 266$  qcm oder  $\frac{0,0266}{148} = \frac{1}{5564}$  der ganzen Heizfläche. Durch praktische Versuche hat sich ergeben, daß die gewöhnlichen Sicherheitsventile nicht genügen, indem bei 1 Atm. Überdruck anstatt  $2,5 \cdot 60 = 150$  kg

nur etwa 20 kg in der Minute abgeblasen werden und selbst bei den amerikanischen Bauarten nur 50 kg, wahrscheinlich weil sie sich nicht genügend erheben.

Da erfahrungsmäßig auf 1 qm Rostfläche ohne Anstrengung des Feuers in 1 Stunde 400 kg Steinkohle verbrannt werden können, wodurch  $400 \cdot 7,5 = 3000$  kg Dampf entstehen oder rund 1 kg/sek, so muß der Durchgangsquerschnitt beider Sicherheitsventile zusammen nach obiger Berechnung für jeden Quadratmeter der gesamten Rostfläche  $F = 2,5$  qm,  $\frac{24,4}{2,5} =$  etwa 10 qcm betragen, wobei die Beseitigung einer Drucksteigerung mit Sicherheit zu erwarten ist.

### Das Vorwärmen des Speisewassers.

**Vorwärmer.** Da die Wiedereinführung einer Vorwärmung des Speisewassers auch bei Lokomotiven nicht ausgeschlossen erscheint, so soll auch diese einer kurzen Betrachtung unterzogen werden. Die durch eine vollkommene Dampfmaschine nach dem Carnot'schen Kreisprozeß mit 1 kg Dampf zur Arbeitsleistung übertragene Wärmemenge ist  $AL = \frac{Q_1}{T_1} (T_1 - T_2)$ , und die verfügbare Wärmemenge ist  $Q_1 = \lambda = q_1 + x_1 r_1$ , daher

$$AL = \frac{q_1 + x_1 r_1 - q_0}{T_1} (T_1 - T_2).$$

Eine Erwärmung des Speisewassers um  $t^\circ$  C würde daher den Wirkungsgrad um  $\frac{t}{\lambda} 100\%$  erhöhen.

Ist z. B. für die Kesselspannung  $p = 13$  Atm. bei trockenem, gesättigtem Dampfe  $\lambda = 665$  WE und würde das Speisewasser um  $t = 80^\circ$  erwärmt, so wird das Verhältnis der Leistungen unter sonst gleichen Umständen  $\frac{x_1 r_1 + q_1 - q_0}{x_1 r_1 + q_1 - (q_0 + t)}$ , z. B. für  $q_0 = t_0 = 10^\circ$  und trockenem Dampf  $= \frac{665 - 10}{665 - 90} = \frac{655}{575} = 1,14$ , also um 14% größer.

Ist aber Dampfnaße vorhanden, etwa  $1 - x = 20\%$ , so erhält man das Verhältnis

$$\frac{0,8 \cdot 471 + 197 - 10}{0,8 \cdot 471 + 1,97 - (10 + 80)} = \frac{377 + 187}{377 + 107} = 1,165,$$

was einem Gewinn von 16,5% entspricht. Hieraus erkennt man den bedeutenden Vorteil, den das Vorwärmen des Speisewassers namentlich bei nassem Kesseldampfe bietet.

### Mischung von Dampf und Luft.

**Belüftung des Dampfes.** Einer der größten Wärmeverluste im Dampfmaschinenbetriebe liegt in der sogenannten inneren Kondensation des Dampfes während seiner Einströmung in die Dampfzylinder. Wir werden im folgenden Kapitel noch die Größe dieses Effektverlustes und seine Beseitigung genauer zu untersuchen haben, so daß hier nur die physikalischen Eigenschaften einer solchen Mischung zu besprechen sind, durch die der fragliche Wärmeverlust vielleicht erheblich eingeschränkt werden kann.

Es hat sich herausgestellt, was übrigens von vornherein zu erwarten war, daß eine Mischung des Arbeitsdampfes mit atmosphärischer Luft die Kondensation des Dampfes erschwert. Der vorliegende Gegenstand spielt in der Meteorologie und bei Kaltluftmaschinen eine wichtige Rolle; er ist aus den angeführten Gründen



bereits durch Versuche an ortsfesten und Schiffsmaschinen behandelt worden. Diese Versuche haben ergeben, daß bei einem Luftgehalt von  $\frac{1}{7}$  die höchste Nutzwirkung erreicht wird. Nach dem Dalton'schen Gesetz ist die spezifische Spannung einer Gasmischung  $p =$  der Summe beider  $p + p'$ . Ist der Dampf der Mischung gesättigt, so ist auf Grund der Temperatur auch seine Dichte und Spannung bekannt und die Spannung der Luft ist dann  $p' = p - p$ , die Dichte  $\frac{1}{v'} = \frac{p'}{RT'} = \frac{p'}{29,3 T'}$ .

Ist aber der Dampf überhitzt, wie in der Atmosphäre, so besteht für den Taupunkt die Zustandsgleichung  $p_0 v_0 = R T_0$  und für den vorliegenden Zustand  $p_0 v = R T$ ,

$$\text{oder} \quad \frac{v}{v_0} = \frac{T}{T_0}.$$

Die Zustandsgleichung des Dampfes für die Gewichte  $g$  und  $g'$  der Gewichtseinheit der Mischung mit dem spezifischem Volumen  $v$  ist

$$p v = g R T$$

und der Luft

$$p' v = g' R' T,$$

unter der Voraussetzung, daß hier die Zustandsgleichungen der Gase gültig sind, d. h. daß der Dampf sich wie ein permanentes Gas verhält, wobei, wie bekannt, das Verhältnis  $\frac{R'}{R} = \alpha = \frac{29,3}{47,1}$  dem Verhältnis der spezifischen Gewichte gleich

$$\frac{0,62}{1,00} = 0,62 \text{ ist.}$$

Befindet sich nun in 1 kg der Mischung  $g$  kg Dampf und  $g'$  kg Luft, ist demnach das Mischungsverhältnis  $y = \frac{g}{g'}$  und das spezifische Volumen der Mischung

$$v = g v + g' v' = \frac{1}{\gamma} \text{ für beide gleich, so ist}$$

$$p g v = g R T$$

und

$$p' g' v' = g' R' T$$

und

$$\frac{p}{p'} = \frac{g}{g'} \frac{R}{R'} = \frac{y}{\alpha} = \frac{p}{p - p};$$

oder die Teildrucke

$$p = \frac{y}{\alpha + y} \cdot p \quad \text{und} \quad p' = \frac{\alpha}{\alpha + y} \cdot p$$

ferner ist

$$p g v + p' g' v' = (p + p') v = p v = (g R + g' R') T = g R T \left( 1 + \frac{\alpha}{y} \right)$$

da

$$\frac{g}{g'} = \frac{g}{1 - g} = y,$$

so folgt

$$g = \frac{y}{1 + y};$$

also ist  $p v = \frac{\alpha + y}{1 + y} \cdot R T$  die Zustandsgleichung für 1 kg der Mischung, solange keine Kondensation des Dampfes eintritt. Wird der vorhandene um  $100^\circ$  überhitzte Wasserdampf von 13 Atm. Spannung mit 15 Gewichtsprozenten atmosphärischer Luft von derselben absoluten Temperatur vermischt  $= 273 + 192 + 100 = 565^\circ$ , so ist zunächst das Mischungsverhältnis

$$y = \frac{g}{g'} = \frac{1,00}{0,15} = 6,67;$$

also  $g = \frac{6,67}{7,67} = 0,87 \text{ kg/kg}$

und  $g' = \frac{1}{7,67} = 0,13 \text{ kg/kg}$ .

Die Dampfspannung  $p$  ist  $= \frac{6,67}{0,62 + 6,67} p = 0,915 p = 13$ ;

also  $p = \frac{13}{0,915} = 14,2 \text{ Atm}$ .

und die Luftspannung

$$p' = p - p = \frac{0,62}{0,62 + 6,67} \cdot 14,2 = 0,085 \cdot 14,2 = 1,2 \text{ kg}.$$

Hieraus folgen die drei Zustandsgleichungen in Ziffern für den Dampf, die Luft und die Mischung beider:

1.  $13,0 \cdot 100^2 \cdot v = 0,87 \cdot 47,1 \cdot 565 = 23152$ ; also  $v = 0,178$ .

Für gesättigten Dampf würde  $13,0 \cdot 100^2 \cdot 0,147 = 1,00 \cdot 41,1 \cdot 465 = 19112$  sein.

2.  $1,2 \cdot 100^2 \cdot 0,178 = 0,13 \cdot 29,3 \cdot 565 = 2131$ .

3.  $14,2 \cdot 100^2 \cdot 0,178 = \frac{0,62 + 6,67}{1 + 6,67} \cdot 47,1 \cdot 565 = 25271 = 0,95 \cdot 47,1 \cdot 565$ .

Man kann auch bei der Bestimmung des Volumens  $v$  auf den Taupunkt  $p_0$ ,  $v_0$ ,  $T_0$  zurückgehen, für den die Zustandsgleichung

$$p_0 v_0 = R_0 T_0$$

gültig ist, also

$$\frac{v}{v_0} = \frac{g R T}{R_0 T_0}.$$

Im vorliegenden Beispiele ist für  $p = 13$ ,  $v_0 = 0,147$ ,  $T_0 = 465^\circ \text{C}$  dem Taupunkt entsprechend, so daß

$$v = 0,147 \cdot 0,87 \cdot \frac{47,1 \cdot 565}{41,1 \cdot 465} = 0,1785.$$

In der Meteorologie ist die Gesamtspannung der Atmosphäre für ebene Gegenden, ohne Berücksichtigung des veränderlichen Barometerstandes, konstant gleich 1 Atm. Entspricht nun die Dampfspannung in der Luft  $p_0 = \frac{y}{a + y} \cdot p$  im gesättigten Zustande der Temperatur  $t$  (nach der Dampftabelle), so ist die Mischung für diesen Zustand an der Grenze des Niederschlags  $y = \frac{a p_0}{p - p_0}$ , ein Verhältnis, das im Gebirge bei niedrigerer Temperatur in der Regel kleiner wird.

Ist der Wasserdampf in der oben angegebenen Mischung gesättigt, so ist für das spezifische Volumen der Wert  $g (x u + s_0)$  zu setzen und im trocknen Zustande, unter Vernachlässigung des Wasservolumens  $s_0$ ,  $g u$ .

Hier ist das Verhältnis  $\frac{R'}{R} = \frac{29,3}{41,3} = 0,71$ , und daher sind die drei Spannungen

$$p = \frac{6,67}{0,71 + 6,67} \cdot p = 0,904 \cdot p = 13,$$

also  $p = \frac{13}{0,904} = 14,4$

und  $p' = \frac{0,71}{0,71 + 6,67} \cdot 14,4 = 0,0962 \cdot 14,4 = 1,4,$



also die Zustandsgleichungen:

$$1. 13,0 \cdot 100^2 \cdot v = 0,87 \cdot 41,3 \cdot 465 = 16708$$

$$v = \frac{16708}{13,0 \cdot 100^2} = 0,1285,$$

$$2. 1,4 \cdot 100^2 \cdot 0,1285 = 0,13 \cdot 29,3 \cdot 465 = 1799 \text{ und}$$

$$3. 14,4 \cdot 100^2 \cdot 0,1285 = \frac{0,71 + 6,67}{1 + 6,67} \cdot 41,3 \cdot 465 = 18504.$$

### 3. Die Dampfahführung.

Sie erfolgt nach Öffnung des Regulatorschiebers oder Ventils durch das Dampfrohr im Kessel in der Regel zunächst nach der Rauchkammer, wo er sich nach den Zylindern abzweigt. Dieser Dampfahzug erfolgt nicht stetig, sondern stoßweise, und zwar je nach der Zahl der Hochdruckzylinder während einer Periode der Treibachsumdrehung in zwei oder mehr Absätzen. Bei einer zweizylindrigen Zwillingslokomotive geschieht die Dampfahführung in vier kurzen und bei der Verbundwirkung in zwei längeren Absätzen. Die Zahl derselben erhöht sich mit der der Zylinder unter entsprechender Abkürzung der Stärke und Dauer. Indessen rücken diese Schläge schon bei mäßigen Geschwindigkeiten so zusammen, daß die Bewegung fast als stetig betrachtet werden kann, so daß Druckschwankungen und Dampfstoße sich selten bemerkbar machen. Wir wollen daher im folgenden eine gleichförmige Dampfahführung voraussetzen.

#### Der Einfluß der Regulatoröffnung.

Wie bekannt, ist der Dampfverbrauch einer Zwillingslokomotive, ohne Berücksichtigung der Dampfahässe, der schädlichen Räume und der inneren Kondensation, andererseits auch der Dampfrosselung

$$M = \frac{u \varepsilon v \gamma}{1000} \text{ kg/st, wenn } u = \frac{d^2 h}{D},$$

$\varepsilon$  den Füllungsgrad in Prozenten des Kolbenhubes  $h$ ,

$v$  die Zuggeschwindigkeit in km/st,

$\gamma$  das mittlere spezifische Gewicht des einströmenden Dampfes in kg/qcm bezeichnet.

Bezeichnet ferner  $\mu$  einen Koeffizienten zur Berücksichtigung der oben angeführten Abweichungen von der Formel, so kann der wirkliche Dampfverbrauch  $= \mu M$  gesetzt werden. Diese Dampfmenge kann aber nicht größer sein, als diejenige, die durch die gegebene Regulatoröffnung unter den vorliegenden Verhältnissen bedingt ist.

Bezeichnet  $f$  die Regulatoröffnung in qm,

$v$  die Dampfgeschwindigkeit in derselben in m/sek und

$\zeta$  einen Koeffizienten

für die Kontraktion des Dampfstrahls in der Regulatoröffnung, die mehrfachen Richtungsänderungen, den Widerstand im Leitungsrohr und für die Abkühlung in demselben, so ist annähernd

$$v = \zeta \sqrt{2g \cdot \frac{p_1 - p}{\gamma}}; \quad \gamma \text{ ist } = c \frac{p_1 + p}{2} \quad \text{etwa} \quad 0,5 \cdot \frac{p_1 + p}{2}$$

für  $p_1$  als absolute Dampfspannung im Kessel in kg/qm und  $p$  als Schieberkasten-  
druck, solange er  $> 0,58 p_1$  ist. Durch Gleichsetzung beider Werte erhält man

$$M = \frac{\mu u \varepsilon v \gamma}{1000} = \zeta \cdot 60^2 f v \gamma = \zeta \cdot 60^2 f \gamma \sqrt{2g \cdot \frac{p_1 - p}{\gamma}}$$

und hiermit

$$\sqrt{2g \cdot \frac{p_1 - p}{\gamma}} = \mu \frac{u \varepsilon v}{\zeta 1000 \cdot 60^2 f}$$

Wird nun für  $\gamma$  der Näherungswert  $\alpha + \beta \frac{p_1 + p}{2}$  gesetzt ( $p$  in Atm.), so ist

$$\frac{2g(p_1 - p) 100^2}{\alpha + \beta \left(\frac{p_1 + p}{2}\right)} = \frac{1}{f^2} \left(\frac{\mu u \varepsilon v}{\zeta \cdot 1000 \cdot 60^2}\right)^2$$

oder

$$\frac{p_1 - p}{\alpha + \beta \left(\frac{p_1 + p}{2}\right)} = \frac{1}{100^2 \cdot 2g} \cdot \frac{A^2}{f^2},$$

wenn der Ausdruck in der Klammer mit  $A$  bezeichnet wird.

Die Dampfdrösselung ist daher

$$\vartheta = p_1 - p = \frac{\alpha + \beta \left(\frac{p_1 + p}{2}\right)}{100^2 \cdot 2g \cdot f^2} A^2$$

und daher

$$p = \frac{p_1 - \frac{\alpha}{100^2 \cdot 2g} \cdot \frac{A^2}{f^2} - \frac{\beta A^2 p_1}{2 \cdot 100^2 \cdot 2g f^2}}{1 + \frac{\beta}{2 \cdot 100^2 \cdot 2g} \cdot \frac{A^2}{f^2}}$$

$$= \frac{p_1 \left(1 - \frac{\beta \cdot A^2}{2 \cdot 100^2 \cdot 2g \cdot f^2}\right) - \frac{\alpha A^2}{100^2 \cdot 2g \cdot f^2}}{1 + \frac{\beta \cdot A^2}{2 \cdot 100^2 \cdot 2g \cdot f^2}}$$

allgemein

$$= \frac{p_1 \left(1 - \frac{B \cdot A^2}{f^2}\right) - \frac{C \cdot A^2}{f^2}}{1 + \frac{B \cdot A^2}{f^2}}$$

als Funktion der Regulatoröffnung.

Hieraus ist unmittelbar zu erkennen, wie die Drösselung von den Werten  $u$ ,  $\varepsilon$ ,  $v$  und  $f$  abhängt; sie wächst in doppeltem Grade mit den drei ersten und umgekehrt mit der Regulatoröffnung.

Für die preußische  $\frac{3}{3}$  gekuppelte Normal-Güterzug-Lokomotive, mit der der Verfasser mehrere hundert Versuche bei veränderter Regulatoröffnung ausgeführt hat, ist  $d = 450$  mm,  $h = 630$  mm,  $D = 1325$  mm,  $p = 10 + 1 = 11$  kg/qcm,

$$u = \frac{100^2 \cdot d^2 h}{D} = 963.$$

Für  $\varepsilon = 20\%$  und  $v = 40$  km/st ist

$$A = \frac{1,2 \cdot 963 \cdot 20 \cdot 40}{0,6 \cdot 1000 \cdot 60^2} = \frac{1,2}{0,6} \cdot 0,214 = 0,43.$$



Nach den Dampftabellen Zeuners kann

$$\gamma = 0,3 + 0,48 \cdot \frac{p_1 + p}{2}$$

gesetzt werden, so daß

$$p = \frac{p_1 - \frac{0,48 \cdot 0,43^2 \cdot p_1}{2 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 100^2 \cdot f^2} - \frac{0,3 \cdot 0,43^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 100^2 \cdot f^2}}{1 + \frac{0,48 \cdot 0,43^2}{2 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 100^2 \cdot f^2}}$$

und wenn  $f$  in qcm eingeführt wird,

$$= \frac{p_1 \left(1 - \frac{22,7}{f^2}\right) - \frac{28,35}{f^2}}{1 + \frac{22,7}{f^2}}$$

z. B. für eine Regulatoröffnung von  $\frac{2}{10}$  der ganzen =  $0,2 \cdot 83 = 16,6$  qcm ist

$$p = \frac{11(1 - 0,082) - 0,103}{1,082} = 9,25$$

oder 8,25 Überdruck.

Die Versuche wurden mit folgenden Regulatoröffnungen ausgeführt:

1. Kleiner Regulatorschieber  $f = 3,39$  qcm,
2.  $\frac{1}{10}$  der ganzen Öffnung  $f = 8,3$  qcm,
3.  $\frac{2}{10}$  „ „ „  $f = 16,6$  qcm und
4. ganze Regulatoröffnung  $f = 83,0$  qcm.

Hiernach würde die Rechnung für gleiche Dampfmenen folgende Werte für den Überdruck  $p - 1$  im Schieberkasten ergeben, im Vergleich zu den beobachteten.

| Regulatoröffnung . . . . . $f =$ | 8,3  | 16,6 | 83,0 kg/cm <sup>2</sup> ? |
|----------------------------------|------|------|---------------------------|
| berechnet . . . . . $p =$        | 5,53 | 8,25 | 9,9 kg/qcm                |
| beobachtet . . . . . $p =$       | 6,2  | 7,7  | 9,2 kg/qcm                |

Für die Öffnung des kleinen Regulatorschiebers ist der äußere Druck  $p < 0,58 p_1$ , so daß für diesen Fall die bekannte Korrektur der Berechnung eintreten müßte; indessen kann bei dieser Regulatoröffnung die oben festgesetzte Dampfmenge überhaupt nicht zugeführt werden. Durch genauere Berücksichtigung der wirklichen Dampfmenen gleichen sich die beiderseitigen Ziffern insoweit aus, daß der Rest nur noch durch die Abkühlung bewirkt wird.

In den Fig. 43 bis 48 sind einige der Versuchsergebnisse mit der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Normal-Güterzug-Lokomotive dargestellt, und zwar enthält

Fig. 43 den Überdruck  $p$  im Schieberkasten bzw. die Drosselung als  $f(\varepsilon)$  für die vier verschiedenen Regulatoröffnungen bei  $v = 20$  km/st;

Fig. 44 desgl. für  $v = 30$ ;

Fig. 45 desgl. für  $v = 40$ ;

Fig. 46 den Überdruck  $p$  im Schieberkasten, bzw. die Drosselung als Funktion der Regulatoröffnung für verschiedene Geschwindigkeiten, bei  $\varepsilon = 25\%$ ;

Fig. 47 desgl. für  $\varepsilon = 53\%$  und

Fig. 48 die Drosselung selbst  $\frac{p_1 - p}{p + 1} \cdot 100$  als  $f(\varepsilon)$  für die ganze Regulatoröffnung bei verschiedenen Füllungsgraden.

**Überhitzung.** Vom thermodynamischen Standpunkt aus betrachtet, ergeben sich beim strömenden Dampfe folgende Zustandsänderungen.

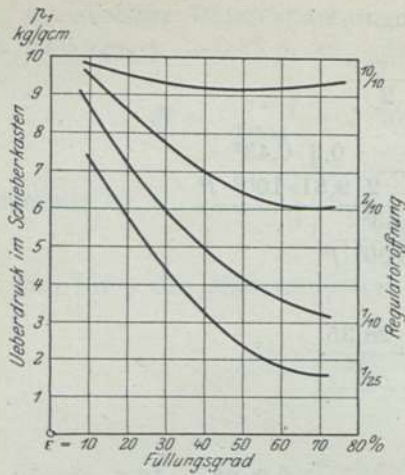


Fig. 43. Einfluß der Regulatoröffnung.  
Zuggeschwindigkeit  $v = 20$  km/st.

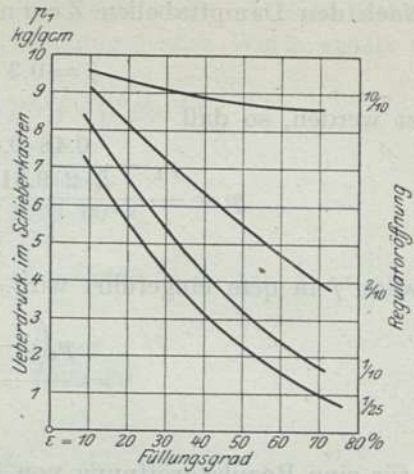


Fig. 44. Einfluß der Regulatoröffnung.  
Zuggeschwindigkeit  $v = 30$  km/st.

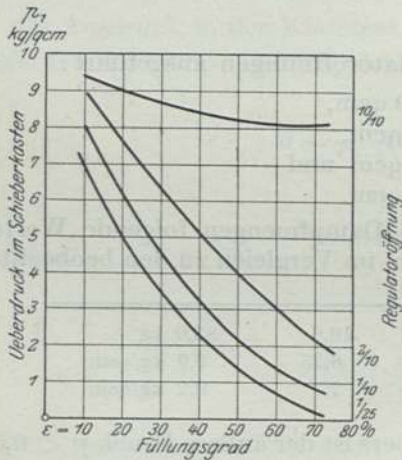


Fig. 45. Einfluß der Regulatoröffnung.  
Zuggeschwindigkeit  $v = 40$  km/st.

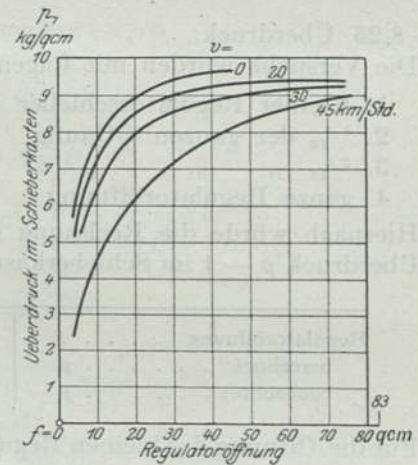


Fig. 46. Einfluß der Regulatoröffnung.  
Füllungsgrad  $\epsilon = 25\%$ .

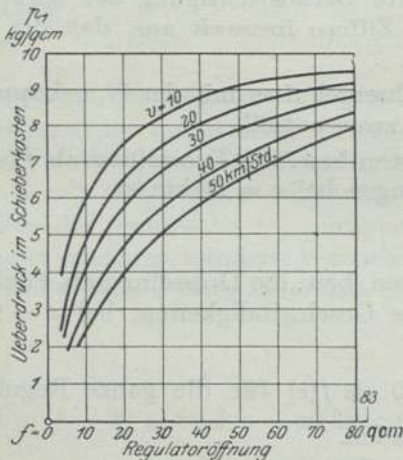


Fig. 47. Einfluß der Regulatoröffnung.  
Füllungsgrad  $\epsilon = 53\%$ .

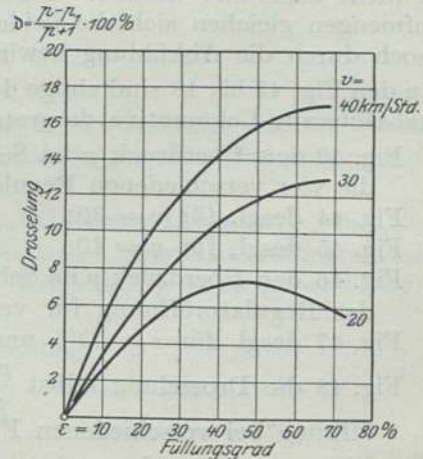


Fig. 48. Einfluß der Regulatoröffnung.  
Regulator ganz geöffnet.  $f = 83$  qcm.



Wird bei der vorliegenden großen Geschwindigkeit des Dampfes von über 50 m/sek in den Rohren, also bei einer Zeitdauer der Durchströmung von einem Bruchteil einer Sekunde von der etwaigen Zu- und Abführung von Wärme abgesehen, so würde also ein adiabatischer Zustand anzunehmen sein, für den bei konstanter Dampfwärme die Gleichung

$$p v = p_1 v_1$$

gültig ist, daher

$$v_1 = \frac{p}{p_1} v.$$

Z. B. bei einer Drosselung des Dampfes von 10 auf 8 Atm. ist

$$v_1 = \frac{10}{8} \cdot v = \frac{10}{8} \cdot 0,196 = 0,245,$$

während das spezifische Volumen  $v_1$  beim gesättigten Dampf nur 0,241 ist; es tritt demnach eine Überhitzung ein.

Um diese zu bestimmen ist

$$p v = R T - C p^n$$

und

$$p_1 v_1 = R T_1 - C p_1^n,$$

also

$$T - T_1 = t - t_1 = \frac{C}{R} (p^n - p_1^n) = \frac{192,5}{50,9} (\sqrt[4]{10 \cdot 100^2} - \sqrt[4]{8 \cdot 100^2})$$

$$= 3,782 \cdot 10 (\sqrt[4]{10} - \sqrt[4]{8}) = 37,82 (1,78 - 1,68) = 67,27 - 63,60 = 3,67^\circ.$$

Der Temperaturunterschied  $T - T_1$  für den gesättigten Dampf ist aber

$$= 180,31 - 170,81 = 9,50^\circ;$$

daher ist die Überhitzung  $9,50 - 3,67 = 5,83^\circ$ .

Diese Überhitzung steigt bei einer Drosselung von 10 bis auf 1 Atm. bis zu  $50,3^\circ$ .

**Dampftrocknung.** Hiernach ist bei nassem Dampf durch Drosseln eine Trocknung zu erwarten, die sich wie folgt bestimmen läßt. Die Dampfmasse im Kessel sei  $1 - x$  und im Schieberkasten  $1 - x_1$ , entsprechend den Dampfspannungen  $p$  und  $p_1$ . Dann sind die Wärmemengen, da  $A p_1 v_1 = A p v$

$$\lambda + A p \sigma = \lambda_1 + A p_1 \sigma,$$

also

$$\lambda_1 = \lambda + A \sigma (p - p_1)$$

$$\text{und daher } x_1 = \frac{\lambda - q_1 + A \sigma (p - p_1)}{r_1} = \frac{q - q_1}{r_1} + \frac{A \sigma (p - p_1)}{r_1} + \frac{r}{r_1} x$$

Die beiden ersten Summanden sind stets positiv und  $\frac{r}{r_1}$  zwar ein echter Bruch, aber  $r_1 - r = 0,695 (t - t_1)$  ist stets kleiner als  $q - q_1$ , deshalb ist der Wert für  $x_1$  stets größer als  $x$ , so daß also ein Nachverdampfen eintritt. Z. B. es sei wieder  $p = 10$ ,  $p_1 = 8$ , so wird für  $\sigma = \frac{1}{1000}$

$$x_1 = \frac{9,8 + x \cdot 478,8 + \frac{2 \cdot 100^2}{424 \cdot 1000}}{485,7} = \frac{9,8 + 0,047}{485,7} + 1,028 \cdot x = 0,0203 + 0,986 \cdot x,$$

$$\begin{aligned} \text{z. B. für } x = 0,8 &= 0,0203 + 0,789 \\ &= 0,81, \end{aligned}$$

d. h. also die Dampfmasse ist um 5% kleiner geworden. Ein erheblicher Gewinn wird daher nicht zu erreichen sein.

### III. Die Kraftentwicklung.

#### 1. Die Dampfeinströmung.

Der vom Kessel zunächst nach den Schieberkästen strömende Dampf erhält durch die Steuerung abwechselnd Zutritt zu den Dampfzylindern, vor und hinter den Kolben.

Für die Dampfleistung in den Zylindern ist neben der Dampfspannung die Größe und Dauer dieser Durchgangsöffnungen maßgebend. Die Größe bestimmt die Dampfspannung während der Volldruckarbeit des Dampfes, die Dauer der Öffnung aber den Weg der Kraft. Es muß daher zunächst versucht werden, die Drucklinie der Dampfeinströmung festzustellen, die bez. des für die bewegende Kraft des Dampfes nötigen Druckunterschiedes gleichzeitig Ursache und Wirkung der Dampfeinströmung in sich vereinigt. Bezeichnet

$p_s$  die absolute Dampfspannung im Schieberkasten,

$p$  die veränderliche Dampfspannung im Zylinder, während der Einströmung und

$f$  die veränderliche Dampfeinströmungsöffnung,

so ist die Dampfgeschwindigkeit in derselben, bei widerstandsloser Bewegung:

$$v = \sqrt{2g \cdot \frac{p_s - p}{\gamma} \cdot 100^2}$$

so lange  $p$  nicht  $< 0,58 \cdot p_s$  ist, was hier in der Regel zutrifft und vorausgesetzt werden soll.

Zur Vereinfachung der Berechnung sei also hier die Ausflußgeschwindigkeit allgemein  $v = 100 \sqrt{2g \cdot \frac{p_s - p}{\gamma}}$  und die Dampfmenge  $m = fv\gamma = 100 f v \sqrt{2g(p_s - p)} \gamma$  gesetzt.

Die eingeströmte Dampfmenge ist dann

$$m = f v \gamma = 100 \zeta f v \sqrt{2g(p_s - p)} \gamma \text{ kg/sek.}$$

Ist z. B.  $p_s = 14,5$ ,  $p = 13$ , so wird

$$\begin{aligned} m &= 100 \zeta f v \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,5 \cdot 6,5} \\ &= 85 \cdot 13,82 f = 1175 f \text{ kg/sek u. qm} \end{aligned}$$

trocken gesättigter Dampf für die Zeit- und Flächeneinheit, wenn für  $\zeta$  der Wert 0,85 eingesetzt wird.

Die Dampfmenge  $m$  ist daher proportional dem Querschnitt  $f$ , der von 0 bis zu einem gewissen größten Werte anwächst und dann wieder bis 0 abnimmt, daher auch  $m$ . Ist

$b$  die konstante Breite und

$e$  die veränderliche Länge der Schieberöffnung,

so ist letztere eine Funktion des Kurbelwinkels  $\varphi$ , Fig. 49. Ist ferner

$\delta$  der Verteilungswinkel,

$d$  die äußere Schieberüberdeckung und

$r$  die wirksame Exzentrizität,

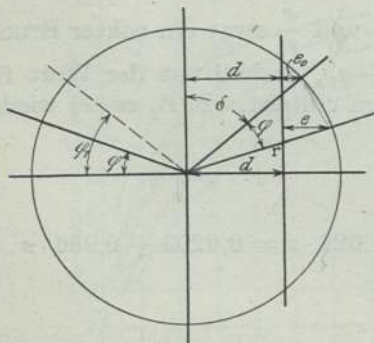


Fig. 49. Schieberdiagramm.  
r effektive Exzentrizität, d äußere  
Deckung, e lineare Schieberöffnung  
für den Kurbelwinkel  $\varphi$ .



so kann die lineare Öffnung  $e$  nach der Figur annähernd  $= r \sin(\varphi + \delta) - d$  gesetzt werden und die größte Öffnung  $e_1$  tritt ein, wenn

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{2} - \delta.$$

Soll die Dampfspannung  $p$  während der Voll- druckarbeit des Dampfes unveränderlich sein, so müßte die zuströmende Dampfmenge dem vor- schreitenden Kolben ohne Ausdehnung schnell ge- nug nachfolgen, was aber nur dann möglich ist, wenn die Dampfgeschwindigkeit nach der Konti- nuitätsbedingung

$$v' = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{V}{f},$$

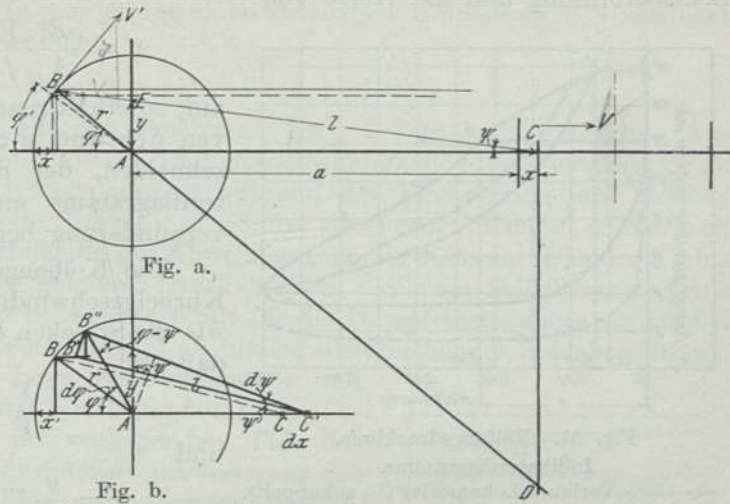


Fig. 50.  $V$  Kolbengeschwindigkeit.

unter  $V$  die Kolbengeschwindigkeit verstanden. Ist  $V'$  die Geschwindigkeit im Kurbelkreise  $2r\pi$ , so ist nach der Fig. 50a, zunächst für eine unendlich lang ge- dachte Kurbelstange

$$V = V' \sin \varphi = \frac{V' \cdot y}{r},$$

bei endlicher Länge  $l$  derselben wird

$$y = (a + x) \operatorname{tg} \psi = (l - r + x) \operatorname{tg} \psi \text{ und } \sin \psi \text{ ist } = \frac{r}{l} \sin \varphi;$$

denn nach Fig. 50 b besteht die Bewegung der Kurbelstange  $BC$  aus einer fortschreitenden  $BB' = CC' = dx$  und einer Drehung  $B'B''$  um den Punkt  $C'$ , so daß  $dx = r d\varphi \sin \varphi - l d\psi \sin \psi$ , also

$$\frac{r d\varphi}{dx} = \frac{V'}{V} = \frac{r d\varphi}{r d\varphi \sin \varphi - l d\psi \sin \psi};$$

ferner ist  $r \sin \varphi = l \sin \psi$ ; also  $r \cos \varphi d\varphi = l \cos \psi d\psi$  und  $\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{r \cos \varphi}{l \cos \psi}$ ;

hiernach 
$$\frac{V'}{V} = \frac{r}{r \sin \varphi - l \cdot \frac{r \cos \varphi}{l \cos \psi} \cdot \sin \psi} = \frac{r}{r \frac{\sin(\varphi - \psi)}{\cos \psi}} = \frac{r}{y}.$$

Wir werden später bei der Untersuchung der Trägheitskräfte im Triebwerk auf diesen wichtigen Wert  $\dot{y}$  zurückkommen.

**Volldrucklinie.** Um über den Vorgang bei der Dampfeinströmung klar zu werden, erscheint es zweckmäßig, die Betrachtung auf ein Beispiel zu beschränken. Wählen wir die Leistung einer vierzylindrigen,  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  bei 93 km mittlerer Zuggeschwindigkeit, die durch das Indi- katordiagramm, Fig. 51, dargestellt ist und betrachten hier insbesondere die Ein- strömungsdrucklinie  $ab$  bei 44% Füllung und die durch das entsprechende Stück der Schieberellipse  $a'b'$  gezeichnete lineare Schieberöffnung, Fig. 52, und trägt die

berechneten Werte der Dampfgeschwindigkeit  $v = \zeta \sqrt{\frac{2g \cdot (p_1 - p) \cdot 100^2}{\gamma}}$  in der Schieberöffnung und die Werte von

$$v' = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{V}{f} = \frac{\pi \cdot 0,34^2}{4} \cdot \frac{y \cdot n \cdot 2\pi}{be}$$

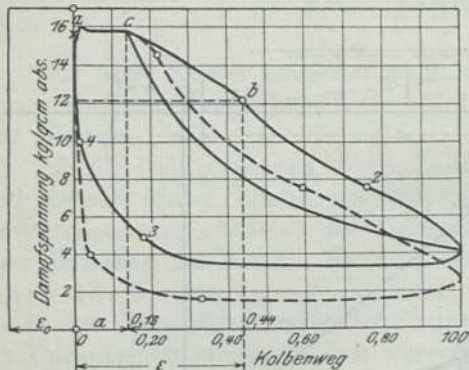


Fig. 51. Füllungsdrucklinie.

Indikatorgramme.

- Verbund-Lokomotive ( $\frac{2}{3}$  gekuppelt).
- Zwillings-Lokomotive.

auf, so erhält man die Geschwindigkeitskurven  $acb$  und  $a'c'b'$ , die sich im Punkte  $c$  schneiden, der dem Punkte  $c$  des Indikatorgramms entspricht, wo die Druckverminderung beginnt.

Die Kolbengeschwindigkeit  $V$  und die Kurbelgeschwindigkeit  $V'$  verhalten sich wie die Strecken  $CD$  und  $BD$  (Fig. 50 a), so daß also

$$\frac{V}{V'} = \frac{CD}{BD} = \frac{y}{r}$$

und

$$V = \frac{y}{r} \cdot V' = \frac{y \cdot r \cdot \omega}{r} = y \cdot \omega,$$

wenn  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Treibachse  $= n \cdot 2\pi$  bezeichnet, bei einer Umlaufzahl  $n = \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D}$  Sek. Also ist

$$V = \frac{y \cdot 2\pi \cdot v}{3,6 \cdot \pi D} = \frac{y \cdot v}{1,8 \cdot D}$$

und für den Treibraddurchmesser

$$D = 1,975 \text{ m und } v = 93 \text{ km/st} = \frac{y \cdot 93}{3,555} = 26,16 \cdot y.$$

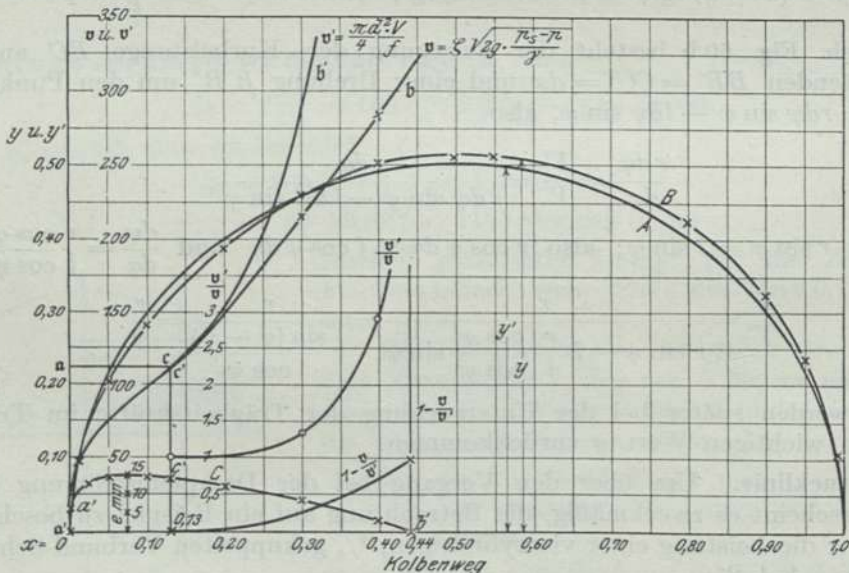


Fig. 52. Dampfgeschwindigkeit  $v$ .

Um zunächst den Einfluß der endlichen Kurbelstangenlänge  $l$ , die hier  $= 5r$  gesetzt werden möge, deutlicher zu erkennen, sind in der Fig. 52 auch die Hilfs-



größen  $y' = r \sin \varphi'$  für  $l = \infty$ , die selbstredend durch einen Halbkreis  $A$  dargestellt werden, neben den wirklichen Werten von  $y = (a + x) \operatorname{tg} \psi$  durch die Kurve  $B$  eingezeichnet. Hierbei ist für einen beliebigen Kolbenweg  $x \cdot h$  zunächst der Winkel  $\varphi$  aus der Gleichung

$$r^2 = l^2 + (a + x)^2 - 2l(a + x) \cos \psi$$

und sodann der Winkel  $\varphi$  aus der Gleichung  $r \sin \varphi = l \sin \psi$  zu ermitteln. Aus der Fig. 52 ist zu erkennen, daß die Dampfgeschwindigkeit  $v$  auf der Strecke  $ac$  groß genug ist, um die Dampfspannung während der Einströmung auf gleicher Höhe zu erhalten; von diesem Punkte  $c$  ab genügt sie aber nicht mehr, so daß sich die Dampfspannung nach Maßgabe der Abweichung beider Kurven  $cb$  und  $c'b'$  entsprechend vermindert. Ein gewisser Druckabfall  $p_s - p$  vom Schieberkasten aus bis in den Zylinder muß als bewegende Kraft für die Dampfeinströmung vorhanden sein; er steigert sich aber von Punkt  $c$  ab infolge unzureichender Schieberöffnung.

Ist  $p$  die Spannung beim Kolbenstande  $x$  und fände an dieser Stelle weder ein Dampfzu- noch -abgang statt und könnte im vorliegenden Fall das Mariotte'sche Gesetz für die Zustandsänderung des trocken gesättigten Dampfes vorausgesetzt werden, nach dem die Temperatur  $t$  des Dampfes als unveränderlich zu betrachten ist, so wird bei einem linearen schädlichen Raum von  $\varepsilon_0$  das Produkt  $p'(\varepsilon_0 + x)h$  konstant und in der Differentialform

$$(\varepsilon_0 + x) dp' + p' dx = 0,$$

oder

$$\frac{dp'}{dx} = -\frac{p'}{\varepsilon_0 + x},$$

als Gleichung der Mariotte'schen Expansionslinie  $AB'$ , Fig. 53 (hierbei sind  $\varepsilon_0$  und  $x$  als echte Brüche eingeführt). Es strömt aber tatsächlich noch Dampf hinzu, so daß sich die Spannung  $p'$  erhöht mit einem Dampfzuwachs in einem Zeitelement  $dt$  von

$$m dt = \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + x) h d\gamma = F (\varepsilon_0 + x) h d\gamma,$$

wenn  $m$  die in der Zeiteinheit zuströmende Dampfmenge  $= f v \gamma$  bezeichnet.

Wird nun annähernd  $d\gamma = c dp$  gesetzt, so ist der Spannungszuwachs infolge der Einströmung

$$dp = \pm \frac{m dt}{c F (\varepsilon_0 + x) h}.$$

Das  $+$ -Zeichen gilt für Einströmung und das  $-$ -Zeichen für Ausströmung.

$$dp = \pm \frac{f v \gamma \cdot dx \cdot h}{V c F (\varepsilon_0 + x) h}$$

und

$$-dp' = -dp \pm dp = + \frac{p' dx}{\varepsilon_0 + x},$$

also ist

$$dp \mp \frac{f v \cdot c p \cdot dx}{V c F (\varepsilon_0 + x)} = - \frac{p dx}{\varepsilon_0 + x}$$

und

$$\frac{dp}{dx} = - \frac{p}{\varepsilon_0 + x} \left( 1 \mp \frac{f v}{F V} \right),$$

wobei zu bemerken ist, daß das obere Additionszeichen für den hier vorliegenden Fall der Dampfeinströmung, das untere für die Dampfausströmung gültig ist. Die

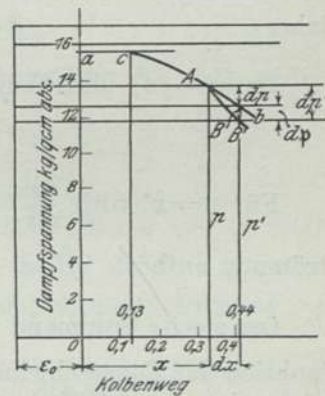


Fig. 53. Füllungsdrucklinie.

Größe  $\frac{F \cdot V}{f}$  war aber die bei einer unveränderlichen Dampfspannung erforderliche Dampfgeschwindigkeit  $v'$ , also ist die Differentialgleichung:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{p}{\varepsilon_0 + x} \left(1 - \frac{v}{v'}\right);$$

denn  $F(\varepsilon_0 + x)hd\gamma = fv\gamma \cdot dt$ ;

$$d\gamma = c \cdot dp = \frac{fv\gamma \cdot dx}{F(\varepsilon_0 + x)V}$$

und

$$dp = \frac{fv p \cdot dx}{FV(\varepsilon_0 + x)} = \frac{v}{v'} \cdot \frac{p dx}{\varepsilon_0 + x}$$

und

$$dp' = -\frac{p \cdot dx}{\varepsilon_0 + x};$$

daher

$$dp = dp' + d\left(\frac{v}{v'} p\right) = dp' \left(1 - \frac{v}{v'}\right) = -\frac{p \cdot dx}{\varepsilon_0 + x} \left(1 - \frac{v}{v'}\right).$$

Da  $m = fv\gamma$  und wenn  $m' = fv'\gamma$  gesetzt wird, so ist auch

$$\frac{m}{m'} = \frac{v}{v'} = \frac{dp}{dp'}.$$

Für  $v = v'$  wird  $\frac{dp}{dx} = 0$ , also  $p$  konstant und für  $v = 0$ , wenn die Dampfströmung aufhört, erfolgt die reine Expansion nach  $\frac{dp}{dx} = -\frac{p}{\varepsilon_0 + x}$ .

Der zweite Summand in der Klammer  $\frac{v}{v'}$  ist nun aber eine ziemlich verwickelte Funktion der Zuggeschwindigkeit  $v$ , so daß eine einfache und praktisch brauchbare Integration dieser Differentialgleichung nicht möglich erscheint; nur der Differentialquotient selbst kann durch Rechnung leicht ermittelt und bildlich dargestellt werden. An der einen Grenze, für  $v = v'$  ist er  $= 0$ , d. h. die Einströmungsdrucklinie schließt sich im Punkte  $c$  tangential an  $ac$  an und am anderen Ende für  $v = 0$  in gleicher Weise an die hier beginnende Expansionslinie. Es muß daher versucht werden, die Größe  $\frac{v}{v'}$  zunächst bildlich darzustellen und hiernach durch Rechnung empirisch in eine einfache Form abzuleiten, um wenigstens annähernd, einen Begriff von der Art der Einströmungsdrucklinie zu erlangen. Die Klammergröße ist also an die Bedingungen geknüpft, daß sie für  $x = ac = a$  verschwindet und für  $x = ab = \varepsilon$ ,  $= 1$  wird. Dies geschieht annähernd durch die Formel

$$\left(A + \frac{v}{v'}\right)(\varepsilon - x) = B,$$

wenn die Konstanten  $A = -0,75$  und  $B = +0,0825$ ; dann ist

$$\frac{v}{v'} = \frac{B}{\varepsilon - x} - A = \frac{0,0825}{0,44 - x} + 0,75 = 0,75 \cdot \frac{0,55 - x}{0,44 - x};$$

also

$$\frac{v}{v'} = \frac{1}{0,75} \cdot \frac{0,44 - x}{0,55 - x} = \frac{4}{3} \cdot \frac{0,44 - x}{0,55 - x}$$

und

$$1 - \frac{v}{v'} = \frac{1}{3} \cdot \frac{x - 0,11}{0,55 - x};$$

also allgemein

$$= \mathfrak{A} \cdot \frac{x - \mathfrak{B}}{\mathfrak{C} - x}$$



unter den drei Bedingungen, daß der Wert für  $x = a = 0,13$  verschwindet, für  $x = 0,3$ ,  $= 0,24$  und für  $x = 0,4$ ,  $= 0,74$  wird; dies führt zu der Formel

$$1 - \frac{v}{v'} = 0,3 \cdot \frac{x - 0,13}{0,51 - x}.$$

Der allgemeine Ausdruck  $\mathfrak{A} \cdot \frac{x - \mathfrak{B}}{\mathfrak{C} - x}$  ist aber auch

$$\begin{aligned} &= -\mathfrak{A} \cdot \frac{\mathfrak{C} - x - \mathfrak{C}}{\mathfrak{C} - x} - \frac{\mathfrak{A}\mathfrak{B}}{\mathfrak{C} - x} = -\mathfrak{A} + \frac{\mathfrak{A}\mathfrak{C} - \mathfrak{A}\mathfrak{B}}{\mathfrak{C} - x} = \mathfrak{A} \left( \frac{\mathfrak{C} - \mathfrak{B}}{\mathfrak{C} - x} - 1 \right) \\ &= 0,3 \left( \frac{0,38}{0,51 - x} - 1 \right) = \frac{0,114}{0,51 - x} - 0,3 = \frac{a}{b - x} - c; \end{aligned}$$

hiernach ist nun

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dx}{\varepsilon_0 + x} \left( \frac{a}{b - x} - c \right)$$

und durch Integration

$$\ln p = -a \int \frac{dx}{(\varepsilon_0 + x)(b - x)} + c \int \frac{dx}{\varepsilon_0 + x} = -a \int \frac{dx}{b\varepsilon_0 + (b - \varepsilon_0)x - x^2} + c \int \frac{dx}{\varepsilon_0 + x}.$$

Das erste Integral ist

$$= \frac{1}{2 \sqrt{\left(\frac{b - \varepsilon_0}{2}\right)^2 + b\varepsilon_0}} \ln \frac{\sqrt{\left(\frac{b - \varepsilon_0}{2}\right)^2 + b\varepsilon_0} - \frac{b - \varepsilon_0}{2} + x}{\sqrt{\left(\frac{b - \varepsilon_0}{2}\right)^2 + b\varepsilon_0} - \frac{b - \varepsilon_0}{2} - x}.$$

Die Größe  $\left(\frac{b - \varepsilon_0}{2}\right)^2 + b\varepsilon_0$  ist  $= \left(\frac{b + \varepsilon_0}{2}\right)^2$ , also das unbestimmte Integral

$$= \frac{1}{b + \varepsilon_0} \ln \frac{\frac{b + \varepsilon_0}{2} - \frac{b - \varepsilon_0}{2} + x}{\frac{b + \varepsilon_0}{2} + \frac{b - \varepsilon_0}{2} - x} = \frac{1}{b + \varepsilon_0} \ln \frac{\varepsilon_0 + x}{b - x}$$

und daher  $\ln p = -\frac{a}{b + \varepsilon_0} \ln \frac{\varepsilon_0 + x}{b - x} + c \ln(\varepsilon_0 + x) + \text{Konst.}$

Für den Ausgangspunkt des Integrals ist  $x = a$  und  $p = p_1$ , also

$$\ln p_1 = -\frac{a}{b + \varepsilon_0} \ln \frac{\varepsilon_0 + a}{b - a} + c \ln(\varepsilon_0 + a) + \text{Konst.}$$

und  $\ln\left(\frac{p_1}{p}\right) = -\frac{a}{b + \varepsilon_0} \ln\left(\frac{\varepsilon_0 + x}{b - x} \cdot \frac{b - a}{\varepsilon_0 + a}\right) + c \ln \frac{\varepsilon_0 + a}{\varepsilon_0 + x}$

$$= \frac{0,114}{0,51 + 0,17} \cdot \ln\left(\frac{0,51 - 0,13}{0,17 + 0,13} \cdot \frac{0,17 + x}{0,51 - x}\right) + 0,3 \cdot \ln\left(\frac{0,17 + 0,13}{0,17 + x}\right)$$

$$= 0,168 \cdot \ln\left(1,27 \cdot \frac{0,17 + x}{0,51 - x}\right) + 0,3 \cdot \ln\left(\frac{0,30}{0,17 + x}\right),$$

z. B. für die Endspannung der Einströmung,  $x = 0,44$ , ist

$$\begin{aligned} \ln\left(\frac{p_1}{p}\right) &= 0,168 \cdot \ln\left(\frac{1,27 \cdot 0,61}{0,07}\right) + 0,3 \cdot \ln\left(\frac{0,30}{0,61}\right) \\ &= 0,168 \cdot \ln 11,07 + 0,3 \cdot \ln 0,49 \end{aligned}$$

und

$$\ln p = \ln p_1 - 0,19 = \ln 15,7 - 0,19 = 2,56$$

und daher

$$p = 12,9,$$

anstatt 12,1 des Indikatordiagramms.

Genauere Untersuchungen gibt Schule, Z. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1900.

Der berechnete Wert weicht daher vom tatsächlichen um  $\frac{12,9 - 12,1}{12,1} \cdot 100 = +6,6\%$  ab, was einesteils auf die im Diagramm nicht nachweisbare Dampf-nässe und die innere Kondensation zurückzuführen sein wird. Wäre der einströmende Dampf, wie bei der Berechnung nicht vorausgesetzt wurde, mit  $v\%$  Nässe behaftet, also sein spezifisches Gewicht  $\gamma = \frac{1}{v} = \frac{1}{(1-v)u + v_0}$ , annähernd  $= \frac{1}{(1-v)u}$ , also größer und demnach die einströmende Dampfmenge  $m'$  proportional  $\sqrt{\gamma}$ , also auch  $\frac{1}{\sqrt{1-v}}$  ebenfalls größer, während aber im Diagramm nur  $\frac{1-v}{1}$  100% nachweisbar ist, so verminderte sich das Verhältnis  $\frac{12,9}{12,1}$  bis auf einen Wert, der proportional  $\sqrt{1-v}$  sein würde, oder z. B. bei  $v = 5\%$  Dampf-nässe um 2,5%.

Was die innere Kondensation betrifft, so ist die auf der Strecke  $cb$  mehr eingeströmte trocken gesättigte Dampfmenge

$$\frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon) h (6,5 - 6,1)$$

oder um  $\frac{0,4}{6,1} \cdot 100 = 6,5\%$  größer.

**Wirklich eingeströmte Dampfmenge.** Bezeichnet wieder  $m$  die in der Sekunde einströmende Dampfmenge  $= f \cdot v \cdot \gamma$  und da die Dampfgeschwindigkeit in der Schieberöffnung  $f v = \zeta \sqrt{2g \cdot \frac{p_s - p}{\gamma}}$  bei unveränderten  $p_s$  und  $p$  konstant ist, so

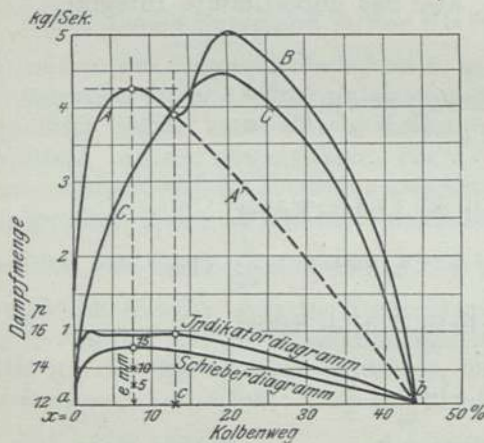


Fig. 54. A u. B die eingeströmte Dampfmenge  $m = f v \gamma$ , C die indizierte Dampfmenge in kg/sek.

wird auch  $m$  vom toten Punkte aus bis zum Punkte  $c$  proportional  $f$  sein. Wird dieser Wert von  $m$  für verschiedene Kolbenstellungen  $x$  berechnet und als  $f(x)$  aufgetragen, so erhält man eine Kurve A, Fig. 54, deren Fortsetzung in der Kurve A' erfolgen würde, wenn die Dampfspannung  $p$  bei entsprechend geringerer Kolbengeschwindigkeit während der Einströmung unverändert bliebe; von  $c$  ab wächst aber das Spannungsgefälle  $p_s - p$ , also auch die Geschwindigkeit und die einströmende Menge des Dampfes, so daß der Wert für  $m$  durch die Kurve B dargestellt wird; die gesamte bildliche Darstellung von  $m$  erfolgt daher durch zwei Kurvenzweige, deren Flächeninhalt der ganzen zugeströmten Dampfmenge unmittelbar entsprechen würde, wenn

sich die Darstellung auf die Zeitbasis bezöge; denn das Differential  $dM$  wäre dann  $= m dt$ . Die Dampfmenge zwischen zwei gewissen Grenzen  $x=0$  und  $x$  ist  $M = \int_0^x m dt$ , und da  $dx h = V dt$ , so erhält man durch Integration

$$M = \int \frac{f v \gamma h \cdot dx}{V}$$

und da ferner der Wert von  $F \frac{V}{f}$  mit  $v'$  bezeichnet wurde, so ist

$$M = \int \frac{v \gamma h \cdot dx}{v'} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = F h \int \frac{\gamma v}{v'} dx.$$



1. Der Abschnitt  $a c$ 

$$v = 85 \cdot 4,43 \sqrt{\frac{p_s - p}{\gamma}} = 375 \sqrt{\frac{16,4 - 15,7}{7,8}} = 112 \text{ m/sek}$$

konstant und  $v'$  kann für diese Strecke sehr annähernd durch eine lineare Funktion  $A + Bx = 46 + 520 \cdot x$  dargestellt werden, so daß

$$M = Fh\gamma v \int_0^x \frac{dx}{A + Bx},$$

wenn  $\gamma$  das spezifische Gewicht des Dampfes bei der konstanten Spannung  $p_1 = 15,7 \text{ kg/qcm}$  bezeichnet. Das bestimmte Integral ist

$$\begin{aligned} M &= Fh\gamma_1 \frac{v}{B} \cdot \ln \left( \frac{A + Bx}{A} \right) = \frac{0,0908 \cdot 0,64 \cdot 7,8 \cdot 112}{520} \ln \left( \frac{46 + 520x}{46} \right) \\ &= \frac{50,7}{520} [\ln(46 + 520x) - 3,824] = 0,0975 [\ln(46 + 520x) - 3,824] \end{aligned}$$

und im ganzen für  $x = 0,13$

$$\begin{aligned} &= 0,0975 (\ln 113,6 - 3,824) \\ &= 0,088 \text{ kg oder } 88 \text{ g.} \end{aligned}$$

2. Der Abschnitt  $c b$ 

$$M = Fh \int_a^x \gamma A \cdot \frac{\varepsilon - x}{B - x} dx,$$

wenn, wie früher  $A = \frac{4}{3}$  und  $B = 0,55$  gesetzt wird.

Der veränderliche Wert des spezifischen Gewichts  $\gamma$  kann durch die lineare Funktion  $a - b x = 8,5 - 5 \cdot x$  dargestellt werden, so daß unter dem Integralzeichen eine Funktion von  $x$  der Form  $\frac{(a - b x)(\varepsilon - x)}{B - x} = \frac{(8,5 - 5x)(0,44 - x)}{0,55 - x}$  entsteht, die behufs Integration wie folgt zerlegt werden kann; sie ist

$$= \frac{a\varepsilon - (a + b\varepsilon)x + b^2}{B - x} = \frac{a\varepsilon}{B - x} - \frac{(a + b\varepsilon)x}{B - x} + \frac{b \cdot x^2}{B - x}.$$

Der zweite Summand ist

$$(a + b\varepsilon) \frac{B - x - B}{B - x} = (a + b\varepsilon) \left( 1 - \frac{B}{B - x} \right)$$

und der dritte Summand

$$\begin{aligned} &= b \cdot \frac{Bx - Bx + x^2}{B - x} = \frac{B \cdot b \cdot x}{B - x} - bx = -Bb \cdot \frac{B - x - B}{B - x} - bx \\ &= -Bb + \frac{B^2 b}{B - x} - bx; \end{aligned}$$

also der ganze Ausdruck

$$\begin{aligned} \frac{a\varepsilon}{B - x} + a + b\varepsilon &= \frac{(a + b\varepsilon)B}{B - x} - Bb + \frac{B^2 b}{B - x} - bx \\ &= a + b\varepsilon - Bb - bx - \frac{(a + b\varepsilon - Bb)B - a\varepsilon}{B - x} \end{aligned}$$

und wird der Ausdruck  $a + b\varepsilon - Bb$  mit  $\alpha$  bezeichnet

$$\begin{aligned} &= \alpha - bx - \frac{B\alpha - a\varepsilon}{B - x} = 7,95 - 5x - \frac{0,55 \cdot 7,95 - 8,5 \cdot 0,44}{0,55 - x} \\ &= 7,95 - 5x - \frac{0,63}{0,55 - x}. \end{aligned}$$

Also ist nun

$$\begin{aligned} M &= Fh \int_0^x \frac{\gamma A (\varepsilon - x)}{B - x} dx = \frac{\pi \cdot 0,34^2}{4} 0,64 \int_0^x \frac{4(8,5 - 5x)(\varepsilon - x)}{3(0,55 - x)} dx \\ &= 0,058 \cdot \frac{4}{3} \int_a^x \left( 7,95 - 5x - \frac{0,63}{0,55 - x} \right) dx \\ &= 0,058 \cdot \frac{4}{3} \left[ 7,95(x - a) - \frac{5}{2}(x^2 - a^2) + 0,63 \ln \left( \frac{0,55 - x}{0,55 - a} \right) \right], \end{aligned}$$

daher ist die eingeströmte Dampfmenge für den zweiten Abschnitt

$$\begin{aligned} cb &= \varepsilon - a = 0,44 - 0,13 = 0,31 \\ &= 0,077 \left[ 7,95 \cdot 0,31 - 2,5 \cdot 0,1767 + 0,63 \cdot \ln \left( \frac{0,11}{0,42} \right) \right] \\ &= 0,077 \cdot 1,1785 = 0,091 \text{ kg} = 91 \text{ g}. \end{aligned}$$

Hiergegen ist der indikatorische Dampfverbrauch für eine Füllung

$$= Fh [(\varepsilon_0 + \varepsilon) \gamma - (\varepsilon_0 + \varepsilon') \gamma'],$$

Der bei jedem Kolbenhub am Ende der Ausströmung im Zylinder zurückbleibende Restdampf  $Fh \cdot (\varepsilon_0 + \varepsilon') \gamma'$  findet sich aus der Lage und der Dampfspannung des Punktes 3 im Indikatordiagramm beim Beginn der Kompression;  $\varepsilon'$  ist = 18% und  $p' = 3,9 + 1 = 4,9 \text{ kg}$ , also  $\gamma' = 2,7$  und daher der Restdampf

$$0,058(0,17 + 0,18) 2,7 = 0,055 \text{ kg} = 55 \text{ g}.$$

Die ganze am Ende der Einströmung vorhandene und sichtbar nachweisbare Dampfmenge ist =  $0,058(0,17 + 0,44) 6,2 = 0,219 \text{ kg} = 219 \text{ g}$ ; daher sind indikatorisch nachweisbar  $219 - 55 = 164 \text{ g}$  zugeströmt.

Das gemessene Kesselspeisewasser war nach Abzug aller nicht für die Maschine verwendeten Mengen, im ganzen  $12380 \text{ kg/st}$ , also bei einer zwischen 91 und 95 km/st schwankenden, durchschnittlichen Zuggeschwindigkeit von 93 km/st für jeden Hub

$$M = \frac{12380 \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot 4 \cdot n} \text{ g}$$

während die Umlaufzahl

$$n = \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D} = \frac{93 \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot 6,207} = 4,16 \text{ sek};$$

also

$$M = \frac{12380 \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot 4 \cdot 4,16} = 207 \text{ g}.$$

**Indizierte Dampfmenge.** Nunmehr soll zum Vergleich mit der berechneten auch eine bildliche Darstellung der indizierten Dampfmenge gegeben werden. Die Kurven  $A$  und  $B$  der Fig. 54 geben bereits die nach der Rechnung durch die Schieberöffnung  $f$  gehende Dampfmenngen in der Zeiteinheit für jeden Punkt des Kolbenwegs die nach dem Indikatordiagramm in der Zeiteinheit zugeströmten Dampfmenngen sind aber

$$m = F \cdot \frac{dx \cdot h}{dt} \cdot \gamma = F \cdot V \cdot \gamma.$$

Die Kolbengeschwindigkeit  $V$  ist annähernd = der Kurbelgeschwindigkeit  $V' \cdot \sin \varphi$  und

$$V' = r \cdot \omega = r \cdot n 2\pi = 0,32 \cdot 4,16 \cdot 2\pi = 8,36 \text{ m/sek};$$

also

$$m = 0,0908 \cdot 8,36 \cdot \sin \varphi \cdot \gamma.$$

Für den ersten Teil der Strecke  $ab$  vermindert sich diese Dampfmenge in einem gewissen veränderlichen Maße.



Nach Fig. 55 ist für das Wegelement  $dx$ , des Kolbens,  $dm = F(\varepsilon_0 + x)hc \cdot dp$ ; bei konstanter Spannung  $p_1$  würde  $dm'$  wieder  $= F(\varepsilon_0 + x)hc \cdot dy$  sein, also

$$\frac{dm}{dm'} = \frac{m dt}{m' dt} = \frac{F \cdot V \cdot d\gamma}{F \cdot V \cdot d\gamma'} = \frac{m}{m'} = \frac{dp}{dy} = \frac{dy - dp}{dy} = 1 - \frac{dp}{dy};$$

nun ist  $(\varepsilon_0 + x)dy = p_1 \cdot dx$ ; also

$$\frac{m}{m'} = 1 - \frac{\varepsilon_0 + x}{p_1} \frac{dp}{dx}.$$

Wird nun  $(\varepsilon_0 + x)dp = p_1 \cdot dx$  gesetzt, so ist

$$\frac{m}{m'} = 1 - \frac{p_1}{p_1},$$

wobei für endliche Differenzen

$$p_1 = \frac{p_1 - p}{x - x_1} \cdot (\varepsilon_0 + x_1)$$

und

$$m' = F \frac{dx \cdot h}{dt} \gamma = FV\gamma,$$

z. B. für die Strecke von  $x = 0,3$  bis  $0,4$  ist

$$\frac{m}{m'} = 1 - \frac{(14,0 - 12,7)}{0,4 - 0,3} \cdot \frac{(0,17 + 0,30)}{14,0} = 0,56;$$

da nun  $m' = 0,09 \cdot 6,69 \cdot 7,72 = 4,78$  kg/sek ist, so erhält man

$$m = 0,56 \cdot 4,78 = 2,68; \text{ Kurve } C.$$

Man kann auch streckenweise die Dampfmengen unmittelbar aus dem Indikator-diagramm berechnen und die zugeströmten Mengen durch Abzug ermitteln. Für geringe Geschwindigkeiten bleibt die Einströmungsspannung in gleicher Höhe, so daß sich dann der andere Zweig der Kurve  $B$  und auch der der Kurve  $C$  derjenigen durch  $A'$  bezeichneten nähert. Die Dampfmengen sind denn durchweg einfach proportional der Schieberöffnung.

Um nun Vergleiche mit dem wirklichen Dampfverbrauch anzustellen, ist es zunächst nötig, auch die Voreinströmung einer Betrachtung zu unterziehen. Diese tritt im vorliegenden Fall bei 1,5% des Kolbenhubes vor dem toten Punkte ein, und zwar bei einer absoluten Spannung des Restdampfs von 10 kg; die an dieser Stelle vorhandene Dampfmenge ist

$$\begin{aligned} \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon_4) h \gamma_4 &= 0,0908 \cdot 0,64 \cdot (0,17 + 0,015) \cdot 5,10 \\ &= 0,058 \cdot 0,185 \cdot 5,10 = 0,055 \text{ kg} = 55 \text{ g}. \end{aligned}$$

Während der Voreinströmung steigt die Dampfspannung von 10 bis 14,5 kg und die zugeströmte indizierte Dampfmenge ist daher

$$\frac{\pi d^2}{4} \varepsilon_0 h \gamma_0 - 0,055 = 0,058 \cdot 0,17 \cdot 7,24 - 0,055 \text{ kg} = 71 - 55 = 16 \text{ g}.$$

Welche Menge aber tatsächlich eingeströmt ist, läßt sich schwer bestimmen; denn die Dampfgeschwindigkeit in der Schieberöffnung nimmt von

$$\zeta \sqrt{2g \cdot \frac{16,4 - 10,0}{5,10}} \cdot 100^2 = 422 \text{ m} \quad \text{bis} \quad \zeta \sqrt{2g \cdot \frac{16,4 - 14,5}{7,24}} \cdot 100^2 = 193 \text{ m ab.}$$

Die in der Sekunde eingeströmte Dampfmenge  $m = fv\gamma$  liegt daher zwischen

$$0 \text{ und } \frac{1800}{1000^2} \cdot 164 \cdot 7,48 = 2,230 \text{ kg.}$$

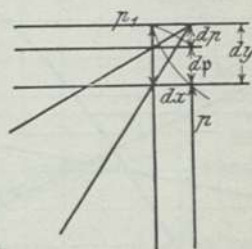


Fig. 55.

In der Fig. 56 sind die lineare Schieberöffnung  $e$  und das spezifische Dampf-  
gewicht  $\gamma$  als linear gedachte Funktionen der Zeit aufgetragen und daraus die Werte  
für  $v$  und  $m$  berechnet und bildlich dargestellt  
worden, dessen Durchschnitt 1,500 kg/sek sein  
würde. Nun müßte die Zeitdauer bestimmt  
werden. Dem Kolbenwege von 1,5% des Hu-  
bes am toten Punkte entspricht ein Kurbelwin-  
kel  $\varphi$ , dessen numerischer Kosinus  $= \frac{50 - 1,5}{50}$

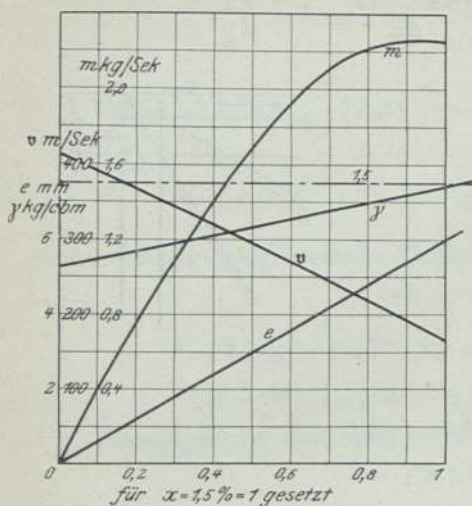


Fig. 56. Voreinströmung.

$= 0,97$  ist; dieser Winkel ist daher  $14^{\circ} 4'$ .  
Bei einer Zuggeschwindigkeit von 93 km/st ist  
die Umdrehungszahl  $n = \frac{93 \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D} = 4,16$  sek;  
also die Zeit einer Umdrehung  $= \frac{1}{4,16}$  Sek. und  
daher die Zeit der Voreinströmung  $= \frac{14 \cdot 60 + 4}{360 \cdot 60 \cdot 4,16}$   
 $= \frac{1}{106}$  Sek. und hiernach die eingeströmte  
Dampfmenge

$$\frac{1500}{106} = 14 \text{ g.}$$

Zur Beurteilung der Dampfeinströmungsverhältnisse hat man also, vorbehalt-  
lich einer späteren auf kalorimetrischem Wege vorzunehmenden Kontrolle, drei  
verschiedene Angaben:

1. die beim Versuch durch Messung bestimmte Dampfmenge, nach Abzug  
aller Verluste war für jede Füllung  $m = 207$  g,
2. die aus der Einströmung durch Rechnung festgestellte Dampfmenge  
 $m_e = 14 + 88 + 91 = 193$  g und
3. die im Indikatordiagramm nachgewiesene Dampfmenge  $= 219$  g.

Daher die nach dem Diagramm nachweisbar zugeströmte Dampfmenge  
 $= 219 - 55 = 164$  g.

Der erste Unterschied  $207 - 193 = 14$  g oder 6,7% wird auf die Dampfneße  
und den Niederschlag des Dampfes außerhalb der Dampfzylinder, also auf dem  
Wege bis zu diesem zu rechnen sein. Der zweite Unterschied  $193 - 164 = 29$  g  
oder 14% der gemessenen Speisewassermenge kommen also auf die innere Konden-  
sation, sie ist eine Folge der Abkühlung des einströmenden Dampfes an kühleren  
Wandflächen des schädlichen und des Zylinderraumes. Sie wächst mit der Größe  
dieser Fläche, mit dem Temperaturunterschied und der Abkühlungszeit. Alle drei  
Ursachen sind während der Dampf Wirkung im Zylinder sehr verschieden. Im vor-  
liegenden Beispiel ist die dampfberührte Fläche des schädlichen Raumes  $F_0 = 0,5$  qm  
und die Zylinderfläche  $\pi d \cdot \varepsilon h = \pi \cdot 0,34 \cdot 0,64 \cdot \varepsilon = 0,684 \cdot \varepsilon$  qm. Die ganze Ab-  
kühlungsfläche  $F$  liegt daher zwischen 0,5 und 1,184 qm, wie in der Fig. 57 auch  
bildlich dargestellt ist. Die Dampftemperaturen können aus dem Indikatordiagramm  
entnommen werden; die Kurven  $t_1$  und  $t_2$  geben diese Temperaturen für den Kolben-  
hin- und -rückgang. Aus ihnen findet man die mittlere Temperatur der Wandfläche  
 $t_m = 164^{\circ} \text{C}$  und die Temperaturgefälle  $t$  zwischen dem Dampf der Vorder- und  
Rückseite des Kolbens. Dieser ganze Temperaturunterschied liegt hier zwischen  
 $+ 62^{\circ}$  und  $- 47^{\circ} \text{C}$  und gegen die mittlere Wandtemperatur zwischen  $+ 35$  und  
 $- 27^{\circ}$ .



Was nun die Zeit der Berührung anbetrifft, so ist auch diese sehr verschieden. Für den von der Kurbel vom toten Punkt aus zurückgelegten Winkel  $\varphi$ , dessen Kosinus  $= \frac{r-x}{r} = 1 - \frac{x}{r}$ , ist die verfllossene Zeit  $\frac{\varphi}{360} \frac{1}{n}$ , wenn  $n$  wieder die Umlaufszahl in der Sekunde bezeichnet, hier  $= \frac{93 \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D} = 4,16$ .

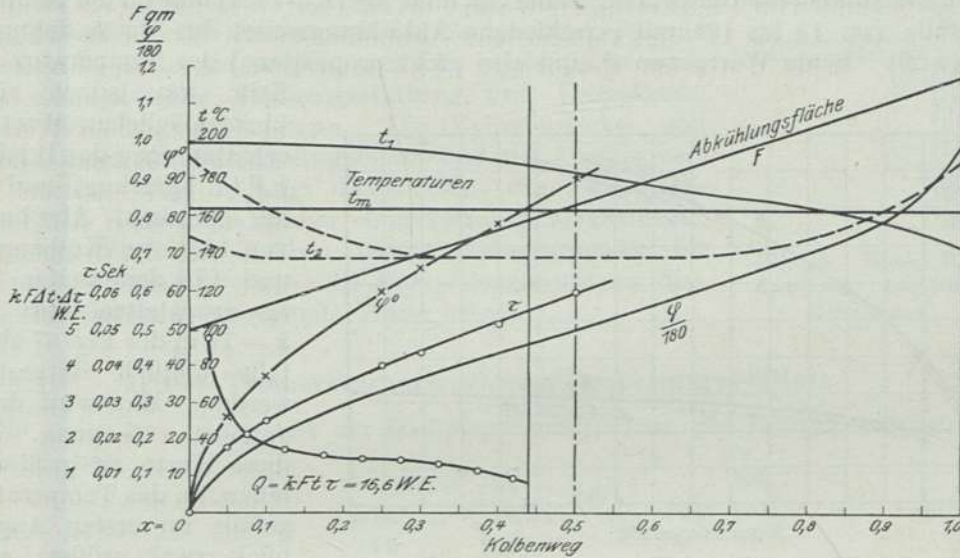


Fig. 57. Innere Kondensation.

Teilt man nun den Kolbenhub in eine gewisse Anzahl gleicher Teile, z. B. in 10, wie dies in der Figur geschehen ist, so können die Größen  $F$ ,  $t$  und die Zeitdauer  $\tau$  entnommen werden. Kann man ferner den Wärmeübergang  $Q$  diesen drei Werten proportional setzen, so ist

$$Q = k \cdot F \cdot t \cdot \tau \text{ WE,}$$

wenn  $k$  einen praktisch zu ermittelnden Koeffizienten, nämlich die Wärmeabgabe für die Flächen-, Temperatur- und Zeiteinheit bezeichnet. Diese Annahme gilt indessen streng genommen nur für den Beharrungszustand, der aber im Dampfzylinder keineswegs vorliegt; denn man wird wohl voraussetzen können, daß das Temperaturgefälle bei der Dampfeinströmung keinen Augenblick konstant bleibt und das anfangs hohe Temperaturgefälle durch einen plötzlichen Niederschlag ebenso schnell vermindert werden wird. Die weitere Wärmeabgabe an die Zylinderwand erfolgt dann nur durch Vermittelung dieses Niederschlags, also bei der um das 20fache schlechteren Leitung des Wassers viel langsamer. Ein Wasserbeschlag von 0,1 mm Stärke entspricht also einer 2 mm dicken Eisenschicht. Ferner wird auch der Wärmeübergang vom Dampf an das Wasser ein schwächerer sein.

Nach Versuchen des Verfassers mit einem dampfgefüllten Bremsluftbehälter ergab sich z. B., daß der Koeffizient  $k$  für 5 bis 9° Temperaturgefälle nach 1 Sek. 1,85 war, aber schon nach der zweiten Sekunde nur noch 1,2, was wahrscheinlich durch zweierlei Ursachen bewirkt wurde:

1. durch die schnelle, fast plötzliche Erwärmung der dampfberührten Fläche und
2. durch den ebenso schnell erfolgten Wasserniederschlag, der die weitere Kondensation vermindert.



Was die andere Proportionalität, mit dem Temperaturgefälle, betrifft, so scheint auch diese nicht ganz, oder auch nur für den ersten Augenblick zuzutreffen und eine Änderung im folgenden Zeitelement sich um so schneller zu vollziehen, je größer das anfängliche Temperaturgefälle war. Hiernach wäre der Koeffizient  $k$  also nicht konstant, wie auch aus der Fig. 58 ersichtlich ist. Die zwei Kurven derselben beziehen sich auf den Wärmeübergang in 1 qm Abkühlungsfläche und 1 Sekunde nach 2,5 Sekunden für Temperaturgefälle von 0 bis 85° (Kurve A) und für ein Temperaturgefälle von 13 bis 19° und verschiedene Abkühlungszeiten bis zu 5 Sekunden (Kurve B). Beide Werte von  $Q$  sind also nicht proportional der Temperatur und

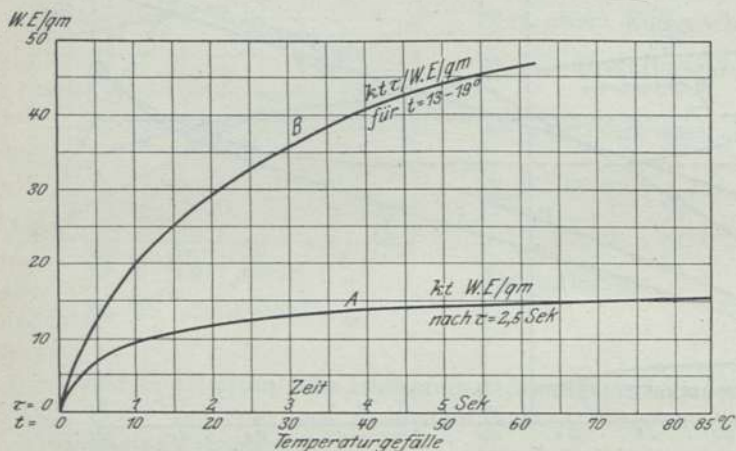


Fig. 58. Innere Kondensation.

Zeit; um jedoch einen überschläglichen Wert zu erhalten, mag das Produkt  $k F t \tau$  berechnet und für die einzelnen Abschnitte von 10% des Kolbenwegs und für den weiter unten ermittelten Wert von  $k = 15$  in der Fig. 57 ebenfalls bildlich dargestellt werden. Man wird dabei annehmen können, daß diese Werte zu groß ausfallen, da das Temperaturgefälle im ersten Augenblick zwar größer, aber während der übrigen Zeitdauer der Abkühlung bedeutend kleiner sein wird und hiermit auch die abkühlende Wirkung. Im vorliegenden Beispiel ist der Durchschnittswert während der Dampfeinströmung  $F t \tau = 1,106$ , und es fragt sich nun, welchen Wert für den Wärmeübergangskoeffizienten  $k$  für die Einheiten der Abkühlungsfläche, des Temperaturgefälles und der Zeit (Quadratmeter, Grad und Sekunde) bei der größeren Eisenmasse eines Lokomotivzylinders zu setzen ist. Eine Scheibe des Zylinder-eisengusses von 1 qm Fläche und 1 mm Stärke, also mit einem körperlichen Inhalte von 10 qdm  $\cdot \frac{1}{10} = 1$  cbdm und einem Gewicht von 7,5 kg nimmt bei einer spezifischen Wärme von 0,12 eine Wärmemenge von  $7,5 \cdot 0,12 \cdot 170 = 15,3$  WE auf, so daß also  $k =$  rund 15 WE sein würde. Wird also vorläufig dieser Wert eingesetzt, so erhält man einen Wärmeverlust durch Abkühlung des Dampfes während seiner Einströmung von

$$Q = 1,106 \cdot 15 = 16,6 \text{ WE.}$$

Dies entspricht einer kondensierten Dampfmenge bei einer mittleren Temperatur von 164° (6,8 abs. Spannung)  $= \frac{16,6}{470} \cdot 1000 = 35$  g oder  $\frac{35}{193} \cdot 100 = 18\%$  der eingeströmten Dampfmenge.

Eine schärfere und weitere Nachprüfung ist hier nicht angebracht, da die wirkliche Dampfmasse nicht bekannt war.

Aus dieser Betrachtung kann der Einfluß der vier Faktoren, die die innere Kondensation bestimmen, einigermaßen beurteilt werden.

### 1. Die Abkühlungsfläche.

Wird zunächst vom schädlichen Raum, dessen Einfluß aus der Linie für  $F$  in der Fig. 57 ersichtlich ist, abgesehen, so wächst die innere Kondensation bei einem bestimmten Dampfverbrauch in grader Linie mit dem Produkt  $d \cdot \varepsilon$ , und da der Füllungs-



grad  $\varepsilon = \frac{k}{d^2}$ , so ist der Verlust proportional  $\frac{1}{d}$ . Bei zunehmender Füllung steigt die Abkühlungsfläche weniger, als die zugeführte Dampf- bzw. Wärmemenge; der schädliche Raum führt allein der Fläche nach den  $\frac{0,5}{0,44 \cdot 0,684} = 1,7$  fachen Teil der im eigentlichen Zylinder eintretenden Kondensation herbei; es ist daher sehr wichtig, daß die dampfberührte Fläche des schädlichen Raums und das Temperaturgefälle in demselben so klein als möglich gemacht werden, was auch durch eine passende Flächengestaltung und Dampfkompression erreicht werden kann. Die Zylinderdeckel und Kolben müssen ebenflächig ausgebildet und alle Absätze verhütet werden. Fig. 59 zeigt diese Fehler durch schwache Linien. Die Kolben sind daher doppelwandig herzustellen; das lineare Spiel der Kolben kann erfahrungsmäßig bis auf 6 mm verringert werden; die Dampfkanäle müssen hingegen eine durchaus genügende Weite erhalten.

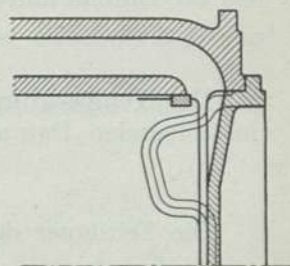


Fig. 59. Innere Kondensation. Der schädliche Raum.

## 2. Der Temperaturunterschied (Temperaturgefälle).

Er steigt nur wenig mit der Dampfspannung; denn die Dampftemperaturen sind z. B. bei

|         |      |
|---------|------|
| 12 Atm. | 188° |
| 14 „    | 196° |
| 16 „    | 200° |
| 18 „    | 206° |

Ferner rückt die mittlere Temperatur der Abkühlungsfläche  $t_m$  mit dem Füllungsgrad in die Höhe, was also für die Einströmung günstig ist. Die Abkühlung des Dampfes wird dadurch verstärkt, daß die Dampfkanäle sowohl für die Zuströmung des Dampfes als auch für den Abgang des viel kälteren verbrauchten Dampfes verwendet werden, weshalb eine getrennte Anordnung, wie bei den Ventilsteuerungen vorzuziehen ist. Ein weiteres Mittel zur Verringerung der inneren Kondensation ist die Teilung des Temperaturgefälles durch mehrstufige Expansion.

**Verbundwirkung.** Wir haben an dem gegebenen Beispiele einer Verbundlokomotive (Fig. 51 u. 57) gesehen, daß das größte Temperaturgefälle im Hochdruckzylinder  $t = t_1 - t_2 = 199 - 137 = 62^\circ$  und gegen die mittlere Wandtemperatur  $t_1 - t_m = 199 - 164 = 35^\circ$  beträgt; im Niederdruckzylinder sind diese Werte  $135 - 111 = 24$  und  $135 - 124 = 11^\circ$ .

Bei der Zwillingswirkung derselben Lokomotive würde die Füllung etwa halb so groß sein und daher

$$t_1 - t_2 = 199 - 111 = 88^\circ$$

bzw.

$$t_1 - t_m = 199 - 145 = 54^\circ.$$

In der Fig. 51 ist auch das betreffende Zwillingsdiagramm eingezeichnet. Hieraus ist die thermische Wirkung deutlich zu erkennen.

Während bei der Verbundwirkung das  $35^\circ$  betragende Temperaturgefälle im Hochdruckzylinder durch die nachfolgende Expansionswirkung im Niederdruckzylinder unschädlich wird und nur das Gefälle in diesem  $= 34^\circ$  zu Verlusten bei der Ausströmung führt, ist dieser Verlust bei der Zwillingswirkung dem Temperaturgefälle von  $54^\circ$  annähernd proportional, also etwa  $1\frac{1}{2}$  mal so groß.

Für den Niederdruckzylinder ergibt sich folgende Berechnung der inneren Kondensation.

Die Abkühlungsfläche im schädlichen Raum ist

$$F_0 = 1 \text{ qm,}$$

im Zylinder

$$F_1 = \pi d \cdot \varepsilon h = \pi \cdot 0,56 \cdot 0,64 \cdot 0,824 = 0,928 \text{ qm,}$$

also im Durchschnitt ist

$$F = F_0 + \frac{F_1}{2} = 1,0 + 0,464 = 1,464 \text{ qm.}$$

Das Temperaturgefälle des aus dem Hochdruckzylinder durch den Verbinder einströmenden Dampfes gegen die mittlere Wandtemperatur ist

$$t_1' - t_m' = 135 - 124 = 11^\circ.$$

Die Zeitdauer der Abkühlung  $\frac{\varphi}{360 \cdot n}$ .

$$\varphi \text{ ist } = 90^\circ + \arcsin \frac{0,824 - 0,5}{0,5} = 90 + 40,5 = 130,5^\circ;$$

also

$$\tau = \frac{130,5}{360 \cdot 4,16} = 0,087 \text{ Sek.}$$

Hiernach ist der Einströmungsverlust etwa  $Q' = 15 \cdot 0,928 \cdot 11 \cdot 0,087 = 13,3 \text{ WE}$ , was einem Kondensat von  $\frac{13,3 \cdot 1000}{468} = 28,4 \text{ g}$  entspricht oder 14,6% der nach

der Berechnung in den Hochdruckzylinder eingeströmten Dampfmenge. Die aus dem Hochdruckzylinder abziehende Dampfmenge ist nach den Punkten 2 und 3

$$\begin{aligned} &= \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon_2) h \gamma_2 - \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon_3) h \gamma_3 \\ &= [0,058 (0,17 + 0,76) \cdot 4,0 - 0,058 \cdot (0,17 + 0,18) 2,70] 1000 = 161 \text{ g,} \end{aligned}$$

was bei einer Dampfmasse von  $1 - \frac{161}{193} = 1 - 0,83$  oder 17% entspricht. Im Indikatordiagramm des Niederdruckzylinders am Ende der Einströmung ist nachweisbar ein Dampfzugang von

$$\begin{aligned} &= \frac{\pi d^2}{4} h [(\varepsilon_0' + \varepsilon') \gamma' - (\varepsilon_0' + \varepsilon_4') \gamma_4'] \\ &= 0,1576 [(0,09 + 0,824) 1,34 - (0,09 + 0,04) 1,23] = 193 - 26 = 167 \text{ g} \end{aligned}$$

vorhanden, so daß also die ursprünglich ermittelte eingeströmte Dampfmenge von 193 g durch Nachverdampfung nicht wieder hergestellt ist. Diese Wärme, bzw. die bei der Ausströmung vom Hochdruckzylinder durch den Verbinder nach dem Niederdruckzylinder nachverdampfte Wassermenge geht also nicht verloren; sie gewährt ein Urteil, welcher Verlust dadurch bei der Zwillingswirkung entsteht. Im Niederdruckzylinder ist aber dieser Verlust wegen des geringeren Temperaturgefälles zwischen der Zylinderwandung und dem ausströmenden Dampf viel kleiner; die Verluste in beiden Zylindern in ihrer Abhängigkeit vom Temperaturgefälle verhalten sich etwa

$$= t_m - t_2 : t_m' - t_2' = 164 - 137 : 124 - 111 = 27 : 13 \text{ oder etwa wie } 2 : 1$$

und zwischen dem Niederdruckzylinder und der Zwillingswirkung

$$= 124 - 111 : 145 - 111 = 13 : 34$$

oder

$$= 1 : 2,6.$$

Wie viel die eigne fühlbare Wärme der Dampfmasse zur Nachverdampfung beiträgt, läßt sich annähernd wie folgt berechnen. Der ganze Dampfverbrauch



für einen Kolbenhub war 207 g, der nutzbare am Ende der Einströmung 164 g, also betrug die Dampfnässe und Kondensation 43 g mit einem dem Druckunterschied entsprechenden Temperaturgefälle von  $199 - 111 = 88^\circ$ , so daß die überschüssige fühlbare Wärme des Niederschlags  $0,043 \cdot 88 = 3,78$  WE beträgt, die eine Wassermenge von  $\frac{3,78 \cdot 1000}{480} = \sim 8$  g verdampfen kann. Den größeren Teil des Niederschlags beseitigt aber die Zylinderwand während der Ausströmung selbst durch Wärmeübertragung.

Der besseren Übersicht wegen mag hier eine kleine indikatorische Zusammenstellung folgen. (Zahlentafel 1.)

Zahlentafel 1.

## Dampfeinströmung.

$\frac{2}{5}$  gekuppelte, 4zylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive:  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

Kolbendurchmesser  $d = 0,34$  m,  $d' = 0,56$  m

Kolbenhub  $h = 0,64$  „

Treibraddurchmesser  $D = 1,975$  „

| Punkt | Ende der    | Hochdruck  |                   |                       | Niederdruck                          |     |                       |
|-------|-------------|--|-------------------|-----------------------|--------------------------------------|-----|-----------------------|
|       |             | Kolbenweg $x$  | Dampfspannung $p$ | Indizierte Dampfmenge | $x$                                  | $p$ | Indizierte Dampfmenge |
|       |             | Kesselspannung $p_k = 17$ kg/qcm<br>Dampfverbrauch $m = 207$ g |                   |                       | Verbinderspannung $p_r = 3,2$ kg/qcm |     |                       |
| 1     | Einströmung | 0,44   | 12,1              | 219                   | 0,824                                | 2,4 | 193                   |
| 2     | Expansion   | 0,76   | 7,6               | 216                   | 0,94                                 | 2,2 | 200                   |
| 3     | Ausströmung | 0,18   | 4,9               | 55                    | 0,05                                 | 2,2 | 26                    |
| 4     | Kompression | 0,015  | 10,0              | 55                    | 0,005                                | 3,1 | 26                    |

## 3. Die Abkühlungszeit.

Es ist schon bemerkt worden, daß diese bei gleichem Dampfverbrauch für den Kolbenhub mit wachsender Geschwindigkeit also größere Umlaufzahl kleiner wird; da nun aber der Dampfverbrauch in der Zeiteinheit mit der Geschwindigkeit in gradem Verhältnis wächst, so wird das Verhältnis zwischen dem Abkühlungsverlust und dem ganzen Dampfverbrauch proportional  $\frac{1}{n}$  wachsen, was aber streng genommen nicht ganz richtig zu sein scheint, da allerdings einerseits das wirksame Eintrittsgefälle gegen die Zylinderwandungen bei der öfter wiederholten Einströmung größer, andererseits aber der Wärmeübergang durch Vermittelung des Wasserbeschlags nach der Eisenmasse nachträglich geringer wird. Dies wird auch der Grund sein, weshalb die Berechnungen nach Kirsch und Grashof mit den Beobachtungsergebnissen von Hrabák nicht genügend übereinstimmen. Es fehlt in dieser Beziehung, namentlich aber bei den Lokomotiven noch an genauen Versuchsgrundlagen, um eine thermodynamische Ermittlung des Wärmeaustausches zu bewirken. Bei dem langsamen Gang der Güterzüge ist die verbrauchte Dampfmenge infolge der verstärkten inneren Kondensation wesentlich größer, als die im Indikatorgramm nachgewiesene. Als Beispiel mag eine Fahrt mit derselben  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Schnellzug-Lokomotive dienen, bei der die Geschwindigkeit aber nur 22 km/st betrug. Wir wollen indessen das ganze Rechnungsverfahren hier nicht wiederholen, sondern nur eine durchschnittliche Ermittlung vornehmen.



Die mittlere Abkühlungsfläche ist bei 79,4% Füllung  $0,5 + \frac{1}{2} \cdot \pi d \cdot \varepsilon h = 0,5 + \frac{1}{2} \cdot 0,684 \cdot 0,794 = 1,043$  qm,

|                                 |        |
|---------------------------------|--------|
| die absolute Kesselspannung ist | 17 kg, |
| die im Schieberkasten           | 16,5 „ |
| die mittlere beim Kolbenhingang | 15,8 „ |
| und beim Rückgang               | 5,6 „  |

also waren die Temperaturgrenzen im Zylinder 199,5 und 156,5° und die mittlere Temperatur 178°, die allerdings auch veränderlich ist und von der Mitte nach den Zylinderenden zunimmt; das Temperaturgefälle während der Einströmung war also 22°. Ferner ist  $\sin(\varphi - 90^\circ) = \frac{0,794 - 0,5}{0,5} = 0,588$  und daher der Kurbelwinkel

$\varphi = 90 + 36 = 126^\circ$  und die Zeitdauer der Einströmung  $\frac{126}{360} \cdot \frac{1}{n}$  Sek.;  $n$  ist hier  $= \frac{22 \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D} = 0,985$  und sonach die Zeitdauer  $= \frac{126}{360 \cdot 0,985} = 0,355$  Sek.

Führt man nun die Berechnung nach der gleichen Anschauung wie oben aus, so ist  $Ft\tau = 1,043 \cdot 22 \cdot 0,355 = 8,147$  und der Wärmeverlust  $= 15 \cdot 8,147 = 122$  WE, was einem Niederschlag von  $\frac{122 \cdot 1000}{480} = 254$  g entspricht. Der wirkliche, beim Versuch gemessene Speisewasserverbrauch war nach Abzug aller Verluste durch die Injektoren, Rost-, Rauchkammer- und Kohlenspritze, sowie Luftpumpe und Sichtöler, 8566 kg/st oder 2,38 kg/sek und 604 g für den Hub. Die innere Eintrittskondensation, allerdings einschließlich des vorangegangenen Verlustes auf dem Dampfwege und im Schieberkasten, beträgt hiernach  $\frac{254}{604} \cdot 100 = 42\%$ . Wird nun die im Indikatordiagramm nachweisbare Dampfmenge ermittelt, so ist zunächst die bei jedem Hube im Zylinder zurückbleibende Restdampfmenge

$$G_4 = (V_0 + V_4) \gamma = \frac{\pi d^2}{4} \cdot (\varepsilon_0 + \varepsilon_4) h \gamma = 0,058 \cdot 0,17 \cdot 4,5 \cdot 1000 = 44 \text{ g}$$

und die gesamte im Zylinder am Ende der Einströmung

$$G_4 + G = \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon) h \gamma = 0,058 (0,17 + 0,794) \cdot 7,7 \cdot 1000 = 431 \text{ g};$$

daher die zugeströmte Frischdampfmenge  $431 - 44 = 387$  g und der Verlust an Dampfmasse und durch innere Kondensation  $604 - 387 = 217$  g anstatt 254. In diesem Fall ergibt sich daher ein Niederschlagskoeffizient von  $k = \frac{0,217 \cdot 480}{8,147} = 12,8$  WE. Da immerhin eine, wenn auch geringe Dampfmasse, voraussetzen sein wird, so erscheint die für die innere Kondensation allein festgestellte Ziffer von 254 g etwas zu groß, was dadurch zu erklären sein wird, daß der Einfluß des stärksten Niederschlags im ersten Augenblick der längeren Einströmung gegenüber um so mehr zurücktritt, als der Wasserbeschlag an der Abkühlungsfläche bei dem langsamen Gang mehr Zeit hat, abzulaufen, so daß die Flächen hierdurch teilweise trocken werden und die Wärme bei niedriger Temperatur des ausströmenden Dampfes wie beim überhitzten Dampfe fast nur durch die geringere Strahlung abgeben. Ist der Dampf jedoch sehr naß, so wird dies selbst dann nicht eintreten, wenn der einmalige Wasserniederschlag bei langsamem Gange Zeit genug hätte, zwischen zwei aufeinanderfolgenden Einströmungen abzulaufen, da sich der Niederschlag immer wieder erneuert. Es ist hier noch kurz zu erörtern, wo diese bedeutende, nicht zur Wirkung kommende Dampf- bzw. Wassermenge bleibt. Ein Teil wird, wie schon erwähnt, und zwar unter dem nachteiligsten Wärme- und Arbeitsverlust,



während der Ausströmung wieder verdampfen und mit abziehen, unter starker Abkühlung der Zylinderwandflächen, welche die hierzu erforderliche Verdampfungswärme abgeben; ein anderer Teil kann aber auch in flüssiger Form teils ebenfalls abziehen, teils zurückbleiben und sich ansammeln. Sollten aber  $\frac{217 \cdot 100}{604} = 36\%$  der gesamten Dampfmenge zurückbleiben, so würde der schädliche Raum

$$0,058 \cdot 0,17 = 0,00986 \text{ cbm}$$

bereits nach  $\frac{0,00986 \cdot 1000}{0,217} = 45$  Kolbenhüben ausgefüllt werden und sich nach

$$\frac{45}{2 \cdot 0,985} = 23 \text{ Sek. sehr bemerklich machen.}$$

Vergleicht man diese Ergebnisse mit den Versuchen an Schiffsmaschinen, so sind daselbst bei niedrigerer Dampfspannung und gleicher Geschwindigkeit auch Kondensationsverluste bis zu 60% festgestellt worden, an gut gebauten, ortsfesten Dampfmaschinen aber viel weniger.

#### 4. Die Wärmeleitung der dampfberührten Abkühlungsflächen.

**Wärmeaustausch.** Diese im Koeffizienten  $k$  gekennzeichnete Wirkung ist ebenfalls von der größten Wichtigkeit. Am nachteiligsten sind die blanken Metallflächen, wie die des Kolbenlaufs, besser die mit einer gewissen Schmutzschicht bedeckten übrigen Teile der Wandflächen. Im übrigen ist jedoch zu bemerken, daß der gesamte Wärmeaustausch bei trocknen Flächen, wie beim Heißdampf viel geringer ist, als bei einem Wasserbeschlag. Es hat sich auch herausgestellt, daß eine reichliche Schmierung des Dampfes in dieser Beziehung günstig wirkt und den Niederschlag vermindert. Es dürfte einmal zu versuchen sein, diese Flächen (Deckel, Kolben und Kanäle) durch eine Glasur noch mehr gegen den Wärmeaustausch unempfindlich zu machen.

Ein weiteres Mittel, und zwar das am meisten durchschlagende, die Abkühlung des einströmenden Dampfes, bzw. den Wärmeaustausch zu vermindern und die innere Kondensation ganz zu beseitigen, ist die Überhitzung des Dampfes.

Das folgende Beispiel ist aus den von Garbe zahlreich angestellten Versuchen mit einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Schnellzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  mit Schmidtschem Überhitzer ausgewählt. Es betrifft eine Versuchsfahrt mit 93 km Geschwindigkeit. Der beim Versuch durch Messung festgestellte Speisewasserverbrauch war bei 222 Minuten = 3,7 Stunden Fahrzeit 30,8 cbm, also für 1 Stunde = 8324 kg. Nach meinen Erfahrungen berechnen sich die außerhalb der eigentlichen Maschinenleistung eintretenden Wasser- und Dampfverluste wie folgt:

|                        |            |
|------------------------|------------|
| für die Strahlpumpen   | 125 kg     |
| „ „ Rauchkammerspritze | 64 „       |
| „ „ Kohlenspritze      | 40 „ und   |
| „ „ Luftpumpe          | 162 „      |
| also im ganzen         | 391 kg/st, |

so daß sich hiernach ein Nutzdampfverbrauch von  $8324 - 391 = 7933$  kg/st ergibt

oder  $\frac{7933 \cdot 1000}{60 \cdot 60} = 2203$  g/sek und für jeden Kolbenhub  $\frac{2203}{4 \cdot n}$ , wenn  $n$  die Umlaufzahl =  $\frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D} = \frac{93}{3,6 \cdot \pi \cdot 2,1} = 3,915$  Sek. bedeutet.

Hiernach ist der Dampfverbrauch für jeden Kolbenhub  $G = \frac{2203}{4 \cdot 3,915} = 140$  g.

Aus der Einströmung muß sich dann dieselbe Dampfmenge, die sich hier nicht ändert  $G = m\tau = \zeta f \cdot v \cdot \gamma \cdot \tau$  ergeben, wenn

- $m$  wieder die in 1 Sekunde zuströmende Dampfmenge,
- $\tau$  die Einströmungszeit,
- $f$  die mittlere Schieberöffnung,
- $v$  die mittlere Dampfgeschwindigkeit in derselben,
- $\gamma$  das mittlere spezifische Dampfgewicht und
- $\zeta$  einen noch zu bestimmenden Koeffizienten bezeichnet.

Die mittlere lineare Schieberöffnung  $e$  ist = 5,5 mm, also im ganzen bei doppelter Einströmung  $2 \cdot 5,5 = 11$  mm und daher der Durchgangsquerschnitt  $f = 411 \cdot 11 = 4520$  qmm

$$v = \zeta \sqrt{\frac{2g(p_1 - p)100^2}{\gamma}}$$

Die treibende Dampfspannung im Schieberkasten  $p_s$  war = 11,2 kg/qcm und die mittlere des einströmenden Dampfes im Zylinder selbst  $p = 10,0$ . Der bei jedem Hub im Zylinder zurückbleibende Restdampf ist

$$G_4 = \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon_4) h \gamma_4 = \frac{\pi \cdot 0,55^2}{4} (0,12 + 0,01) 0,63 \cdot 3,85 \cdot 1000 = 75 \text{ g,}$$

wenn vorausgesetzt wird, daß dieser Dampf trocken gesättigt war. Hiernach ist die im Zylinder wirkende Arbeitsdampfmenge  $G_4 + G = 75 + 140 = 215$  g.

Der schädliche Raum ist

$$V_0 = \frac{\pi \cdot 0,55^2}{4} \cdot 0,12 \cdot 0,63 = 0,2376 \cdot 0,63 \cdot 0,12 = 0,15 \cdot 0,12 = 0,018 \text{ cbm}$$

und der Füllungsraum

$$V = \frac{\pi \cdot 0,55^2}{4} \cdot 0,28 \cdot 0,63 = 0,15 \cdot 0,28 = 0,042 \text{ cbm,}$$

daher  $V_0 + V = 0,06$  cbm und das spezifische Gewicht des Dampfes im Punkt 1 am Ende der Einströmung

$$\gamma_1 = \frac{G_4 + G}{V_0 + V} = \frac{0,215}{0,06} = 3,58;$$

woraus schon zu ersehen ist, daß in diesem Punkte noch eine Überhitzung besteht; denn das spezifische Gewicht würde bei trocken gesättigtem Zustande in der Spannung  $p = 7,7$  kg, 4,0 kg/cbm betragen; es muß daher zunächst diese Überhitzung ermittelt werden; sie ist nach der Z e u n e r s c h e n Gleichung

$$= t' = \frac{pv + C\sqrt[4]{p}}{R} - (273 + t);$$

$$p \text{ ist } = 7,7 \cdot 100^2,$$

$$v = \frac{1}{\gamma} = \frac{1}{3,58} = 0,28,$$

$$t = 168^\circ; \text{ also } t' = 46^\circ.$$

Da die Überhitzung des Kesseldampfes  $146^\circ$  betrug, so sind auf dem Wege vom Überhitzer bis zum Endpunkt der Einströmung  $100^\circ$  verbraucht worden.

Nunmehr muß versucht werden, auch die Überhitzung und das spezifische Gewicht des Dampfes im toten Punkte des Kolbens zu ermitteln. Zunächst tritt ein doppelter Temperaturverlust durch die Drosselung ein, und zwar einmal zwischen der Dampfspannung 13,0 kg im Kessel und 11,2 im Schieberkasten und dann



zwischen dieser und 7,5 am Ende der Einströmung. Die adiabatische Drosselungskurve entspricht einer polytropischen Zustandsänderung und erfolgt, wegen der Gleichheit der entwickelten äußeren Arbeiten nach der Formel  $pv = p_1 v_1$ , so daß der erstere Temperaturverlust

$$T_k - T_s = \frac{C}{R} \left( \sqrt[4]{p_k} - \sqrt[4]{p_s} \right) = \frac{192,5}{50,9} \cdot 10 \left( \sqrt[4]{13,0} - \sqrt[4]{11,2} \right) = 2,5^\circ \text{C}$$

beträgt und der folgende im Zylinder

$$T_s - T_1 = \frac{192,5}{50,9} \cdot 10 \left( \sqrt[4]{11,2} - \sqrt[4]{7,5} \right) = 6,5^\circ,$$

also im ganzen  $9^\circ$ . Hierbei würde übrigens die Überhitzung noch um 4 bzw.  $7^\circ$  steigen; allein hier findet tatsächlich eine Abkühlung statt, die jedoch nur durch Beobachtung genauer festgestellt werden kann.

Erfahrungsgemäß ist der Abkühlungsverlust zwischen dem Kessel und dem Schieberkasten nicht bedeutend; er soll hier mit Bezug auf den bekannten Wert bei den Naßdampflokomotiven zu  $0,5 \text{ WE}$  oder  $7,5^\circ$  geschätzt werden, so daß die Überhitzung in dem letzteren noch  $146 - 7,5 = 138,5^\circ$  und die innere Abkühlung im Zylinder also  $= 138,5 - 46 = 92,5^\circ$  betragen würde.

Die Dampfeinströmung erfolgt dann

|  |                     |
|--|---------------------|
| zwischen den Spannungen . . . . .          | 11,2 und 7,5 kg     |
| und den Überhitzungstemperaturen . . . . . | 138,5 „ 46°,        |
| bei den Dampfdichten . . . . .             | 4,17 „ 3,58 kg/cbm, |

so daß also auf dem Wege bis zum Schluß der Einströmung  $= 92,5^\circ$ , und zwar vorzugsweise im schädlichen Raum verloren gehen. Zur Berechnung der Dampfeinströmung sind also jetzt die beiden Endwerte des spezifischen Dampfgewichts 4,17 und 3,58 bekannt. Eigentlich müßten noch mehrere Zwischenwerte ermittelt werden, und wie dies geschehen könnte, ergibt sich aus dem Lauf der gegenwärtigen Untersuchung; es soll aber hier bei der summarischen Berechnung, wie in dem vorigen Beispiele, der Anfangswert  $\gamma = 4,17$  in Rechnung gestellt werden. Man erhält also jetzt unter dieser Annahme die Dampfgeschwindigkeit

$$v = \zeta \cdot 100 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 (11,2 - 10,0)}{4,17}} = \zeta \cdot 238;$$

also die Dampfmenge

$$m = \zeta \cdot f \cdot v \cdot \gamma = \zeta \cdot \frac{4520}{1000^2} \cdot 238 \cdot 4,17 = \zeta \cdot 4,49 \text{ kg/sek.}$$

Ferner ist die Zeit der Einströmung

$$\tau = \frac{\varphi}{360 \cdot n} = \frac{63^\circ 53'}{360 \cdot 3,915} = 0,0455 \text{ Sek.}$$

und daher

$$G = m \tau = 4,49 \cdot 0,0455 \cdot \zeta \text{ kg rund} = 200 \cdot \zeta \text{ g,}$$

und da die Dampfmenge im überhitzten Zustande dem Gewicht nach unverändert bleibt,  $= 140 \text{ g}$ . Der Koeffizient  $\zeta$  ist daher hier  $= \frac{140}{200} = 0,70$ ; er ist daher nicht unwesentlich kleiner als beim gesättigten Dampfe, wahrscheinlich infolge der geteilten und schmalen Einströmungsöffnungen. Die Dampfeinströmungsgeschwindigkeit berechnet sich daher jetzt nach der Formel

$$v = 0,7 \cdot \sqrt{2g \frac{p_1 - p}{\gamma} 100^2} = 70 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{p_1 - p}{\gamma}} = 310 \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p}{\gamma}}.$$

Hiernach sind die Werte für  $v$  und  $m$  ausgerechnet und in der Fig. 60 dargestellt. Da sich die eingeströmte Dampfmenge nicht ändert, so muß sich diese Kurve mit der aus dem Indikatordiagramm nachweisbaren Dampfmenge decken, was dazu dienen kann, die Überhitzungen und spezifischen Volumen und also auch die eingeströmten Dampfmenge nachzuprüfen, was allerdings mit der Formel

$$pv = RT - C \sqrt[4]{p}$$

etwas umständlich ist. Ich habe deshalb diesen Wert in der Fig. 61 bildlich dargestellt. Der erste Summand  $RT$  ist proportional der absoluten Dampftemperatur  $T$ , wird daher durch eine Gerade  $A$  dargestellt und der andere durch eine Kurve  $B$ , die aber für weite Grenzen ebenfalls durch eine Gerade mit der linearen Formel  $\frac{1}{4} \left(1 + \frac{p}{30}\right)$  ersetzt werden kann, wodurch die Berechnung vereinfacht wird. Setzt man aber für  $\sqrt[4]{p}$  den oben bestimmten Wert  $= \frac{t}{100}$ , so erhält

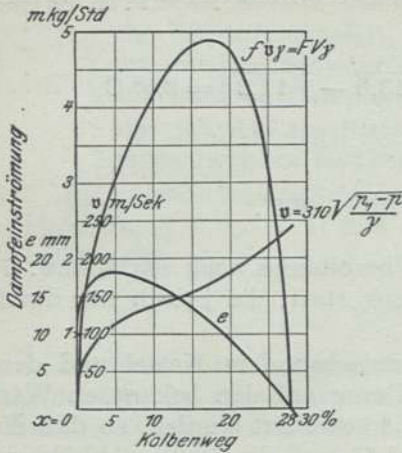


Fig. 60. Dampfströmung. Überhitzter Wasserdampf.  $f v \gamma = F V \gamma$ .

man ebenfalls eine vereinfachte, hinreichend genaue Formel für

$$v = \frac{50,9 T - 192,5 \frac{t}{100}}{p \cdot 100^2} = \frac{13896 + 31,65 t + 50,9 t'}{p \cdot 100^2}$$

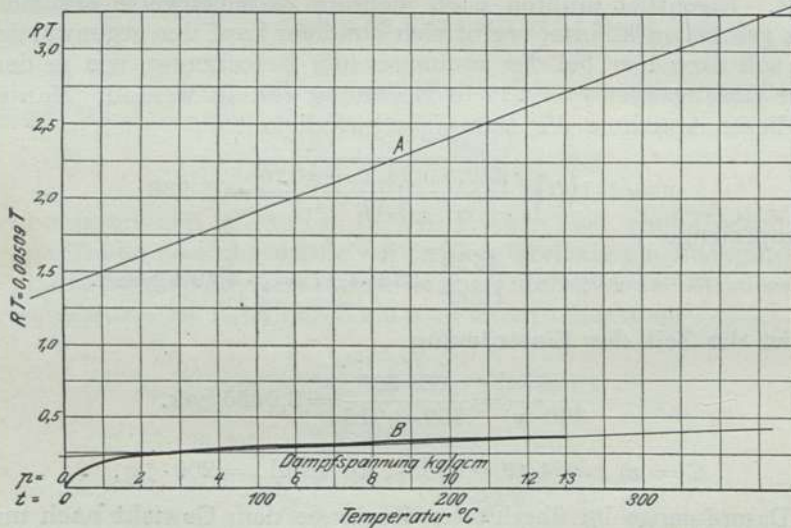


Fig. 61. Zustandsgleichung. Überhitzter Dampf.

|          |  |           |                    |
|----------|--|-----------|--------------------|
|          | $p$ in kg/qm   | Gerade A. | $p$ in Atm.        |
|          | $pv = RT - C \sqrt[4]{p} = 50,9 \cdot T - 192,5 \sqrt[4]{p}$                 |           | $RT = 0,00509 T$ . |
|          | $p$ in kg/qm   |           | $p$ in Atm.        |
| Linie B. | $C \sqrt[4]{p} = 192,5 \sqrt[4]{p}$ annähernd $= \frac{1 + \frac{p}{30}}{4}$ |           |                    |



Jetzt läßt sich auch der Eintrittswärmeverlust ermitteln und ein Vergleich mit der Naßdampflokomotive anstellen. Die an das Kesselwasser für die auf einen Kolbenhub kommende Dampfmenge überzuführende Gesamtwärme ist

$$\begin{aligned} Q &= G \lambda = G (q + r + c_p t') \\ &= 0,14 (193,4 + 471,3 + 0,48 \cdot 146) \\ &= 0,14 (664,7 + 70,1) = 0,14 \cdot 734,8 \\ &= 102,9 \text{ WE.} \end{aligned}$$

Mit dieser Wärmemenge wird zunächst die mechanische Volldruckarbeit  $L_1$  des Dampfes während der Einströmung bewirkt, deren Wärmewert, wie wir später bei der kalorimetrischen Untersuchung genauer sehen werden

$$A L_1 = G A p v = \frac{G}{424} \frac{13 \cdot 100^2}{4,8} = 8,9 \text{ WE}$$

beträgt.

Der Restdampf im Punkte 4 am Schluß der Kompression und beim Beginn der Voreinströmung ist

$$G_4 = (V_0 + V_4) \gamma_4 = \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon_4) h \gamma_4 = 0,15 (0,12 + 0,01) 3,85 \cdot 1000 = 75 \text{ g}$$

und die Dampfwärme

$$G_4 J_4 = 0,075 (168,2 + 1 \cdot 443,9) = 0,075 \cdot 612,1 = 45,9 \text{ WE.}$$

Nach der Einströmung ist im Punkt 1 der Wärmehalt  $(G_4 + G) J_1$  und für den Heißdampf ist nach Z e u n e r

$$\begin{aligned} J_1 &= J_0 + 3 A p v = J_0 + \frac{3 \cdot p v}{424}, \\ &= 476 + 0,007 \cdot p v, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{also hier } (G_4 + G) J_1 &= 476 (G_4 + G) + 0,007 p (V_0 + V_1) \\ &= 476 (0,075 + 0,14) + 0,007 \cdot 7,7 \cdot 100^2 \cdot 0,06 \\ &= 102,3 + 32,3 = 134,6 \text{ WE.} \end{aligned}$$

Der unmittelbar nicht nachgewiesene Wärmerest

$$Q_1 = 102,9 + 45,9 - 8,9 - 134,6 = 5,3 \text{ WE}$$

ist also der zu ermittelnde Verlust.

Wird dieser  $= k \cdot F \cdot t \cdot \tau$  gesetzt, so kann der Koeffizient  $k$  berechnet werden.

Die dampfberührte Fläche des schädlichen Raumes ist

$$F_0 = 1,1 \text{ qm,}$$

die des Zylinders

$$F_1 = \pi d \cdot x = \pi \cdot 0,55 \cdot 0,28 = 1,73 \cdot 0,28 = 0,48 \text{ qm,}$$

im Durchschnitt 0,24, also ist

$$F = 1,1 + 0,24 = 1,34 \text{ qm.}$$

Rechnet man für den Eintrittsdampf im Durchschnitt eine Temperatur von  $176 + \frac{138,5 + 46}{2} = 268^\circ$  und die mittlere Temperatur im Zylinder während der

Einströmung  $t_m = 200^\circ$ , so ist also das Temperaturgefälle  $t = 268 - 200 = 68^\circ$ .

Hiernach erhält man  $k = \frac{5,3}{1,34 \cdot 68 \cdot 0,046} = 1,30 \text{ WE/qm, Grad und Sekunde.}$

Zum Vergleich möge dieser Berechnung diejenige für den Naßdampf gegenüber gestellt werden. Für diesen war bei 44% Füllung  $Q_1 = 15 \cdot 0,64 \cdot (196 - 164) 0,055 = 16,6 \text{ WE}$  und für den Heißdampf bei 28%  $= 1,30 \cdot 1,34 (268 - 200) \cdot 0,046 = 5,3 \text{ WE.}$

Obwohl also die Abkühlungsfläche  $F$  2,1, das Temperaturgefälle  $t$  ebenfalls 2,1 und die Zeitdauer  $\tau$  0,84, also das Produkt  $F t \tau$  etwa 3,6mal so groß ist, als beim

Naßdampf, so würde doch die Abkühlung hiernach nur das 0,32 fache betragen, also der Wärmedurchgangskoeffizient nur  $\frac{1}{11}$  und die Abkühlung auf die Gewichtseinheit des Dampfverbrauchs bezogen etwa die Hälfte. Allerdings können bei dieser Berechnung die Eintritts- und mittleren Temperaturen nur unsicher bestimmt werden. Es empfiehlt sich, in dieser Beziehung genauere Versuche, und zwar besonders bei Güterzuglokomotiven, anzustellen.

Die innere Kondensation während der Einströmung bei der Naßdampflokomotive des obigen Beispiels entspricht bei einer gemessenen Dampfmenge von 207 g 29 g oder 14%. Wird diese hier zugrunde gelegt, so kann das dadurch bewirkte Sinken einer bei derselben Lokomotive anzuwendenden Überhitzung annähernd berechnet werden. Die 29 g kondensierte Dampfmenge erfordert eine Wärmeentziehung von  $0,029 r = 0,029 \cdot 468 =$  etwa 13,6 WE, was einer Abkühlung des überhitzten Dampfes bei konstant angenommener Spannung und dem gleichen Gewicht von etwa  $\frac{13,6}{0,207 \cdot 0,48} = 136^\circ$  entspricht. In Wirklichkeit würde aber die erforderliche Überhitzung wesentlich niedriger sein, da der Heißdampf gegen Abkühlung widerstandsfähiger ist als der Naßdampf.

Bei Güterzuglokomotiven wird diese Abkühlung noch bedeutend größer.

Genauer für veränderliche  $p$ ,  $v$  und  $T$  erfolgt die Rechnung durch die thermodynamische Hauptgleichung

$$dQ = c_p \left( dT - \frac{1}{4} T \frac{dp}{p} \right)$$

oder

$$\frac{dQ}{c_p dT} = 1 - \frac{1}{4} \cdot \frac{dp}{dT \cdot \frac{p}{T}}$$

und für  $p$  konstant  $= 1$ .

**Beluftung des Dampfes.** Im vorigen Abschnitt wurde bereits erwähnt, daß auch die Beluftung des Dampfes als ein gegen die innere Kondensation erfolgreich gerichtetes Mittel zu betrachten sei. Die Eigenschaft der Luft als permanentes Gas wird nach Maßgabe des Mischungsverhältnisses den Niederschlag vermindern und daher verhältnismäßig ebenso zur Verringerung des Wärmeaustausches und zur besseren Trockenhaltung der Wandflächen beitragen, wie der überhitzte Dampf.

Um eine überschlägliche Berechnung anzustellen, seien im Raum  $V$ ,  $G$  kg Naßdampf und  $G_1$  kg Luft gemischt, die Spannung dieser Mischung sei

$$p_0 = p_2 + p_1.$$

Für den Dampf ist  $V = G(y \cdot u + v_0)$  und für die Luft  $p_1 V = G_1 R T$ , so daß im Raum  $G$   $y$  Dampf,  $G(1-y)$  Wasser und  $G_1$  Luft enthalten sind.

Wird nun durch Abkühlung eine gewisse Wärme- bzw. Dampfmenge  $Q$  und  $G'$  entzogen, so ist dann annähernd  $u = \frac{1}{y} \left( \frac{V}{G - G'} - v_0 \right)$  und hiermit sind die übrigen Zustandsfaktoren  $p$  und  $T$  bekannt.

Ist z. B.  $V = 1$  cbm,  $p = 12$  Atm.,  $y = 1$ , also der Dampf anfangs trocken gesättigt, so ist  $u = 0,1589$  und  $G = \gamma = 6,25$  kg; wird  $v_0 = \frac{1}{1000} = 0$  gesetzt, so erhält man zunächst für den Dampf:

$$1. 6,25 \cdot 0,1589 = 0,993 \text{ (1 cbm), eigentlich } 6,25 (0,1589 + 0,001) = 0,9995.$$

$$G_1 \text{ sei } = \frac{1}{7} G = 0,893 \text{ kg; dann ist}$$

für die Luft:

$$2. 0,893 \cdot 29,27 (273 + 188) = p_1 \cdot 1; \text{ also } p_1 = \frac{26,14 \cdot 461}{100^2} = 1,205 \text{ Atm.}$$



Für die Mischung ist dann:

$$3. \quad p + p_1 = 12 + 1,2 = 13,2 \text{ Atm.}$$

a) Der Wasserniederschlag sei 10%, also  $G' = 0,1 \cdot 6,25 = 0,625 \text{ kg}$ , was etwa einer Wärmemenge  $G(x_2 - x_1) = 6,25(0,9 \cdot 430 - 426) = 6,25 \cdot 39 = 244 \text{ WE}$  entspricht; ferner ist  $u = 0,1771$  und  $p = 10,7 \text{ kg}$ .

Die drei Zustandsgleichungen sind dann für den Dampf:

$$1. \quad 6,25 \cdot 0,9 \cdot 0,1771 = 5,625 \cdot 0,1771 = 1,000; \quad T \text{ ist} = 273 + 183 = 456^\circ;$$

für die Luft:

$$2. \quad 0,893 \cdot 29,27 \cdot 456 = p_1 \cdot 1; \quad p_1 = 1,14 \text{ kg};$$

$$3. \quad p_0 = 10,7 + 1,14 = 11,84.$$

Daher ist der Druckverlust

$$\frac{13,2 - 11,84}{13,2} \cdot 100 = 10,3\%$$

und der Wärmeverlust, ohne Berücksichtigung der wenig erheblichen fühlbaren Wärme,

$$\frac{244 \cdot 100}{6,25 \cdot \lambda + 0,625 \cdot 0,17 \cdot 188} = 5,85\%.$$

b) Ohne Luftbeimischung für  $p = 12$  und  $y = 1$  ist der Druckverlust

$$\frac{12,0 - 10,7}{12,0} \cdot 100 = 10,8\%,$$

also um etwa 5% größer,<sup>r</sup> und der Wärmeverlust

$$\frac{244}{6,25 \lambda} \cdot 100 = \frac{244 \cdot 100}{6,25 \cdot 664} = 5,88\%$$

von der Gesamtwärme.

Hiernach kann allerdings ein erheblicher Vorteil der Belüftung durch diese Rechnung nicht nachgewiesen werden. Neuerdings sind Versuche mit Dampfluftbetrieb auf englischen Schnellzuglokomotiven angestellt worden.

Außer den bereits erwähnten Mitteln, die innere Kondensation zu vermindern (zweckmäßige Flächengestaltung und Verkleinerung der schädlichen Räume, Verstärkung der Kompression, Erhöhung der Kolbengeschwindigkeit, mehrstufige Expansion, Heißdampf, Belüftung usw.) sind noch die folgenden zu besprechen.

#### Der Wärmeschutz gegen außen.

Er wird bewirkt durch Sicherung mittels schlechter Wärmeleiter, was leicht ausführbar und namentlich für die Schieberkasten und vorderen Zylinderdeckel nicht zu unterlassen ist. Die Dampfzylinder der Lokomotiven sind naturgemäß in bedeutend höherem Grade der äußeren Abkühlung ausgesetzt, als bei ortsfesten und Schiffsmaschinen, so daß es unerläßlich erscheint, für einen ausreichenden Wärmeschutz zu sorgen. Der stärkere Einfluß der Abkühlung auf der Vorderseite ist aus den Indikatordiagrammen recht wohl zu bemerken. Man verwendet im allgemeinen mineralische Stoffe (Kieselgur, Asbest, Schlackenmasse), vegetabilische (Kork, Moos, Torf) und animalische (Kuhhaare, Seidenabfälle) usw. Um ein Urteil über diesen Verlust durch Wärmeausstrahlung und über einige Schutzmittel zu erlangen, habe ich durch Versuche mit einem dampfgefüllten Bremsluftkessel die Zeitdauer und den Grad der Abkühlung festgestellt.

In der Fig. 62 ist dies bildlich durch folgende Linien dargestellt:

die Abszissen sind die Abkühlungszeiten,

die Ordinaten die Dampfspannung von 5 kg ab bis auf 0.

Es bezieht sich

- a auf den blanken, ungeschützten Kessel;
- b auf eine 35 bis 40 mm starke, ganz ausgetrocknete Lehmschicht über der ganzen äußeren Fläche;
- c auf dieselbe Lehmschicht an den Böden, während sie auf der zylindrischen Fläche durch Filz und Kieselgur ersetzt war;
- d desgl. durch Asbest und
- e desgl. durch eine bloße Blechverkleidung.

Hieraus ist deutlich zu erkennen, was durch eine beliebige Umhüllung erreicht werden kann und daß sich die Lehmumhüllung noch am besten bewährt, während

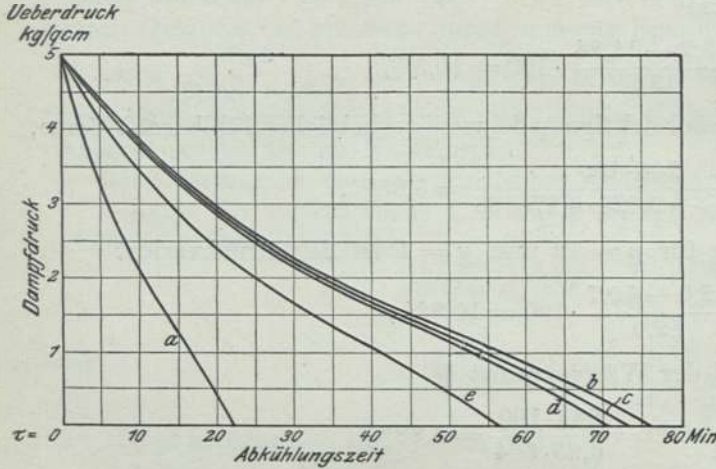


Fig. 62. Wärmeschutz.

nur eine Blechverkleidung nicht genügt. Der Wärmeübergangskoeffizient  $k$  war beim ungeschützten Kessel etwa 8 WE/qm, St. u. Grad und bei dem durch Lehmumhüllung geschützten Kessel nur 2,4 WE.

Ferner gehören hierher die geheizten Dampfmäntel, die bei Einzylindermaschinen mit niedriger Dampfspannung und mit Kondensation ihre guten Dienste geleistet haben. Diese Dampfmäntel und geheizten Zylinder verringern die Tiefe der Wärmebe-

wegung in der Zylindermasse, also auch die Temperaturgefälle; der Austausch erfolgt schneller und teilweise noch in der Expansionswirkung; die mittlere Zylinder-temperatur wird erhöht. Bei Kondensationsmaschinen wird durch geheizte Mäntel mit ruhendem Dampf eine Ersparnis von etwa 10% und bei strömendem Dampf eine noch größere erzielt, wobei der Dampfverbrauch im Mantel 3 bis 10% beträgt.

Bei zweizylindrigen Schiffsmaschinen ist die innere Kondensation gemessen worden; die kondensierte Dampfmenge hatte für einen Hub und qm in den einzelnen Abkühlungsflächen folgende Werte:

| Abkühlungsflächen                          | Temperaturgefälle | Kondensierter Dampf |
|--|-------------------|---------------------|
|  | Grad C            | Gramm               |
| Dampfrohr . . . . .                        | 132               | 37                  |
| Hochdruckschieberkasten . . . . .          | 143               | 4                   |
| Hochdruckzylinderdeckel . . . . .          | 112               | 1                   |
| Hochdruckzylinderseitenflächen . . . . .   | 143               | 9                   |
| Verbinderdeckel . . . . .                  | 81                | 3                   |
| Verbinderseitenflächen . . . . .           | 143               | 9                   |
| Niederdruckschieberkasten . . . . .        | 88                | 1,5                 |
| Niederdruckzylinderdeckel . . . . .        | 57                | 1,5                 |
| Niederdruckzylinderseitenflächen . . . . . | 143               | 16                  |

B a n t l i n hat an einer ortsfesten Dampfmaschine aus dem Verlauf der Wärme-verbrauchskurven für 1 PS-st für eine gemantelte und ungemantelte Maschine bei



verschiedenen Dampfspannungen und Umlaufszahlen die praktischen Grenzen für die Zweckmäßigkeit des Dampfmantels festgestellt. Hiernach ist anzunehmen, daß bei den jetzigen hohen Dampfspannungen und Umlaufszahlen selbst bei den Niederdruckzylindern der Schiffsmaschinen, jedenfalls aber bei den Lokomotiven, ein Dampfmantel innerhalb der praktischen Grenzen nicht mehr in Frage kommen kann.

## 2. Die Kraftentwicklung.

Der Arbeitsvorgang in den Dampfzylindern kann von zwei verschiedenen Gesichtspunkten aus betrachtet und untersucht werden, so daß dieser Abschnitt über die Kraftentwicklung im besonderen in zwei Teile zu gliedern ist:

1. Ermittlung der Dampfarbeit aus den Dampfspannungen und
2. desgl. aus den nutzbar gemachten Wärmemengen.

Diese Untersuchungen beziehen sich daher auf das Indikator- und Entropiediagramm.

### A. Die indikatorische Untersuchung. Das Indizieren.

Denkt man sich einen unter Federdruck stehenden Kolben mit dem Innern des Lokomotivzylinders in Verbindung, so wird er der jeweiligen Dampfspannung in demselben und der mit ihr im Gleichgewicht sich befindlichen Federkraft entsprechend, bestimmte Bewegungen ausführen und auf einem bewegten Papierstreifen eine Kurve hervorbringen, die die Spannungsänderungen im Zylinder darstellt. Wird die mit dem Papierstreifen versehene Indikatortrommel vom Kreuzkopf des Triebwerkes bewegt, so sind die Abszissen dieses Indikatoridiagramms proportional dem Dampfkolbenwagen; diese sind aber wieder dem Sinus versus (Quersinus)  $= 1 - \cos \varphi$  des entsprechenden Kurbelwinkels annähernd proportional. Im Beharrungszustande ist die Geschwindigkeit im Kurbelkreise konstant, die Kurbeldrehung also proportional der Zeit, während der Sinus versus in ganz ungleichen Zeiten durchlaufen wird. Liegt ein Interesse daran vor, die Arbeitsvorgänge nach der Zeiteinteilung zu untersuchen, so muß die Indikatortrommel nicht vom Triebwerk aus, sondern mit gleichmäßiger Geschwindigkeit fortlaufend, ohne Umkehrung, durch ein Uhrwerk bewegt werden. (Zeitdiagramme, Diagramme auf Zeitbasis, die besonders für den toten Punkt der Kolbenbewegung, wo diese sehr langsam erfolgt, von praktischer Bedeutung sein können.)

Zeichnet man, wie dies in der Fig. 63 geschehen ist, die Zeit, oder, was dasselbe ist, den im Kurbelkreis zurückgelegten Winkel  $\varphi$  als Funktion des Kolbenweges  $x$  auf, also  $\varphi = \arccos(1 - x)$ , wenn der Halbmesser mit 1 bezeichnet wird, so erhält man eine Kurve, wie sie in der Figur unter dem Buchstaben A dargestellt ist. Das Verhältnis

$\frac{\varphi}{x} = \frac{\varphi}{1 - \cos \varphi}$  ist daher zwischen weiten Grenzen veränderlich; es ist für

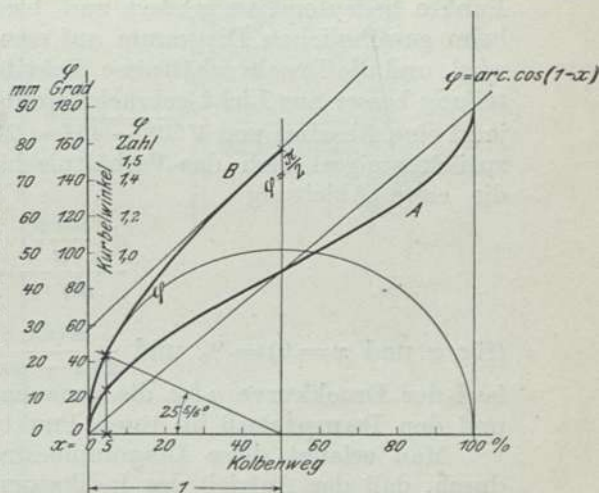


Fig. 63. Kurbelwinkel.



$\varphi = 0, \infty$ ; denn  $\frac{d\varphi}{dx} = \frac{1}{\sin \varphi}$  und für  $\varphi = 90^\circ, 1$ , wie sich auch sogleich ergibt, wenn die Koordinaten nach gleichem Maßstabe  $1 = 50 \text{ mm}$  und daher

$$\frac{\pi}{2} = \frac{3,14}{2} = 1,57 \quad \text{oder} \quad = 50 \cdot 1,57 = 78,5 \text{ mm}$$

aufgetragen werden. (Kurve B.)

**Querschaulinie.** Man erkennt auch aus der Linie *A*, daß z. B. die Zeit für den Kolbenweg 5% des Hubes  $\frac{25\frac{5}{8} \cdot 100}{180} = 14,3\%$  der entsprechenden Hubzeit beträgt. Es kann daher nicht ausbleiben, daß bei dem gewöhnlichen Verfahren die Vorgänge an den toten Punkten verschleiert werden, so daß man unter Umständen

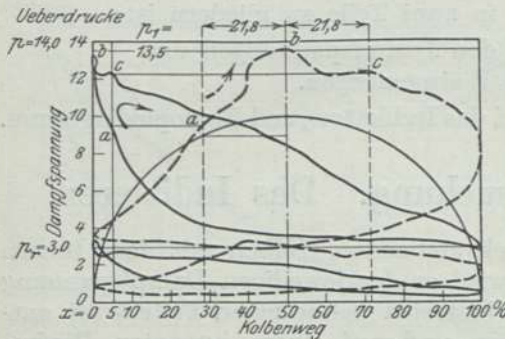


Fig. 64. Indikator diagramm als Querschaulinie.  
 $\varepsilon = 40,4\%$ ,  $\varepsilon' = 60,5\%$ ,  $v = 110 \text{ km/st.}$

Punkte bedeutend vergrößert und hierdurch namentlich die Voreinströmung, die beim gewöhnlichen Diagramm auf eine äußerst kleine Strecke zusammengedrängt wird, und die Druckverhältnisse dicht hinter dem toten Punkt zur genaueren Beurteilung besser ans Licht gebracht werden. Einem Kolbenwege von 5% entspricht jetzt eine Abszisse von  $\sqrt{50^2 - 45^2} = 21,8\%$ , und von da nach dem toten Punkte zurück steigert sich das Verhältnis bis ins Unendliche; denn es wird, ebenso wie die erste Ableitung

$$\frac{d\left(\frac{\sin \varphi}{x}\right)}{d\varphi} = \frac{d\left(\frac{\sin \varphi}{1 - \cos \varphi}\right)}{d\varphi}$$

(für  $\varphi$  und  $x=0$ ) =  $\infty$  und  $\frac{d(\sin \varphi)}{d(1 - \cos \varphi)} = \infty$ . Man erkennt jetzt aus dem Verlauf der Druckkurve *abc* die genauen Druckverhältnisse bei der Voreinströmung und den Dampfstoß im toten Punkte.

Man erlangt diese Diagrammaufnahme am einfachsten und genauesten dadurch, daß der Antrieb des Indikators von dem gegenüberliegenden, um  $90^\circ$  versetzten Triebwerk aus bewirkt wird.

Das Indizieren erfordert stets eine gewisse Aufmerksamkeit und Sorgfalt. Zunächst handelt es sich darum, eine Gleichgewichtsdruckkurve zu erhalten, weshalb alle Hindernisse und Reibungen im Indikatortriebwerk und in der Stiftbewegung möglichst zu vermindern sind; auch darf der Bleistift nicht zu scharf gegen die Trommel angedrückt werden. Der Kolben muß sich leicht, aber vollkommen dampfdicht im Zylinder bewegen. Die Federn sind von Zeit zu Zeit nachzuprüfen und die Maßstäbe am besten praktisch folgendermaßen herzustellen. Man versieht das Indikator dampfroh mit einem Kontrollmanometer, stellt die Lokomotive auf den

zur Indizierung auf Zeitbasis oder zu einer anderen Art des Indikatorantriebs übergehen muß, und zwar am besten unter Verwechslung der toten und Hubmittelpunkte, indem man den Indikator von einem Punkte aus antreibt, der um  $90^\circ$  vom toten Punkte des Kolbens abliegt. Fig. 64 zeigt eine solche sogenannte Querschaulinie gleichzeitig mit dem gewöhnlichen Diagramm. Die Abszissen der Querschaulinien sind nicht mehr dem Sinus versus, sondern dem Sinus der Kurbelbewegung proportional, so daß die Kolbenbewegung im toten



toten Punkt und die Lokomotivsteuerung bei angezogener Bremse auf die Mitte und gibt Dampf. Die einzelnen Atmosphären werden dann durch Andrücken des Stiftes auf dem Papier verzeichnet. Das Dampfgeben wird zuerst mit auf- und dann mit absteigender Dampfspannung ausgeführt, um die Widerstände auszu-

Fig. 65 b.

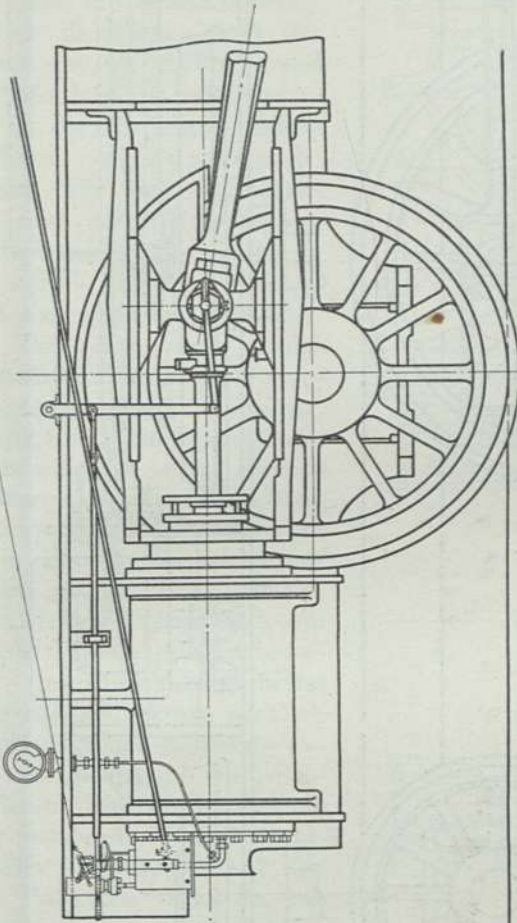


Fig. 65 a.

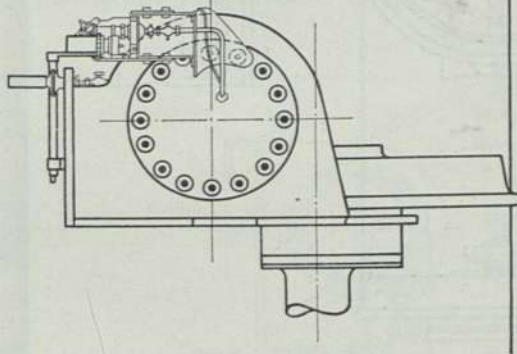


Fig. 65 c.

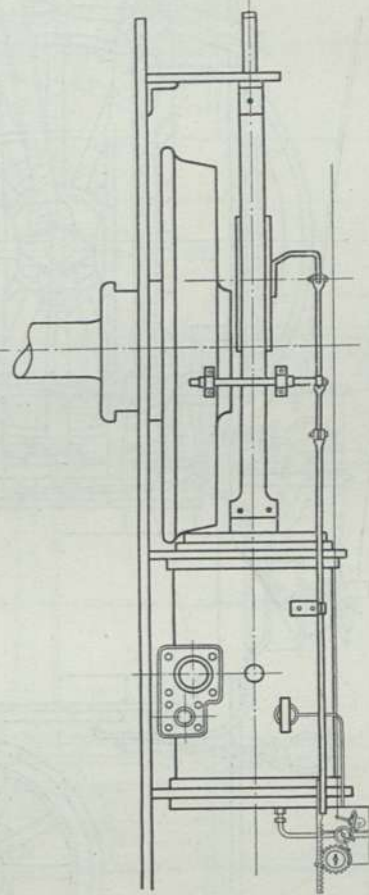


Fig. 65 a, b und c. Anordnung des Indikators.

gleichen. Beim letzten Verfahren braucht nur der Regulator geschlossen zu werden, worauf die Spannung langsam sinkt. Zuletzt kann die Sache nochmals wiederholt werden, indem aber die einzelnen Spannungen immer einige Sekunden lang erhalten werden, wobei die beiderseitigen Widerstände und mechanischen Rei-

bungen durch Berührung des Stiftes oder durch Klopfen und kleine Erschütterungen nachhelfend beseitigt werden. Eine sorgfältige Maßbestimmung ist unerlässlich,

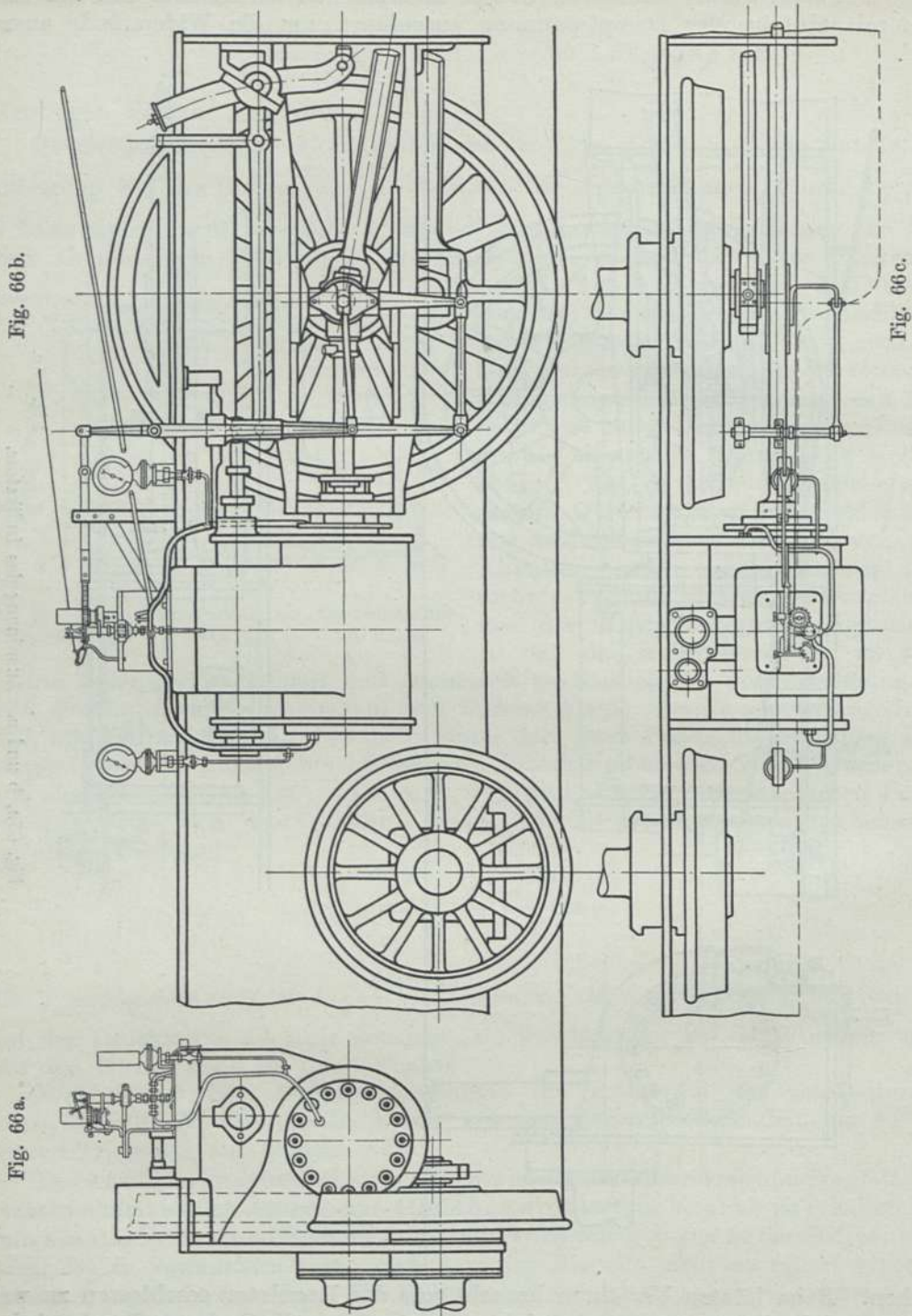


Fig. 66 a.

Fig. 66 b.

Fig. 66 c. Anordnung des Indikators zum gleichzeitigen Indizieren auf beiden Kolbenseiten.

da sonst die damit ausgeführten Berechnungen falsch werden. Beim Indizieren ist ferner darauf zu sehen, daß der Indikatorzylinder genügend vorgewärmt und



der Dampf nicht zu naß ist; man läßt daher vor dem Indizieren den Dampf einige Sekunden durchblasen und öffnet einmal die Zylinderhähne.

Um die Genauigkeit der Diagramme zu sichern und ihre Aufnahme zu erleichtern, habe ich die Einrichtung durch Anbringen von Zugvorrichtungen für den Dampfzugang und die Stiftbewegung so getroffen, daß der Beobachter vom Lokomotivführerstand aus, jedesmal zur richtigen Zeit, d. h. nach erfolgter Aufschreibung der beabsichtigten Dampfspannung, Füllung, Geschwindigkeit, Luftverdünnung in der Rauchkammer usw. das Indizieren durch zwei einfache Griffe bewirken kann. Da es ferner bei den großen Geschwindigkeiten fraglich erscheint, ob die kraftschlüssige Rückbewegung der Indikatortrommel durch die Federkraft wirklich proportional der Kolbenbewegung erfolgt und um die jedesmal beim Abreißen der Schnur nötig werdende Wiedereinstellung der Lokomotive auf den toten Punkt zu verhüten, was übrigens bei Leistungsversuchen überhaupt ausgeschlossen

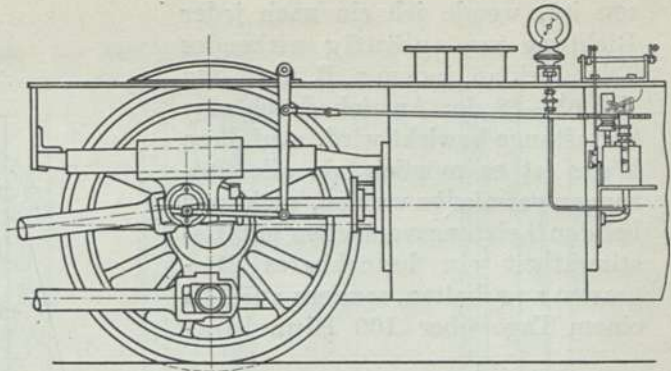


Fig. 67a.

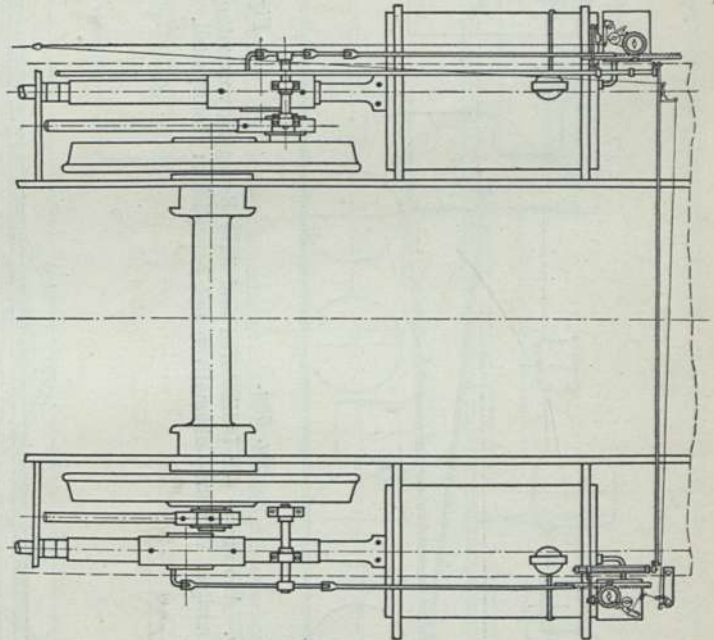


Fig. 67b.

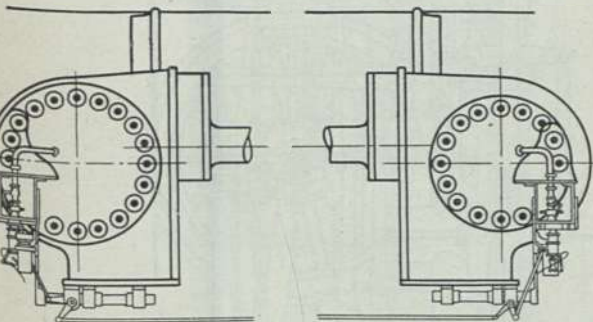


Fig. 67c.

Fig. 67d.

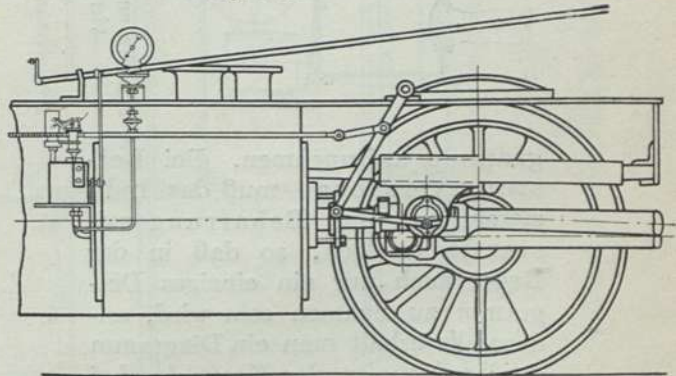


Fig. 67e.

Fig. 67a bis e. Anordnung des Indikators bei zweizylindrigen Verbund-Lokomotiven zum gleichzeitigen Indizieren an beiden Zylindern.

sen ist, wende ich ein nach jeder Richtung zwangläufig wirkendes Triebwerk an, indem z. B. nach den Fig. 65—68 der Antrieb durch eine Zahnstange bewirkt wird. Auf diese Weise ist es möglich, da alle Störungen vermieden werden, nicht nur bei den Leistungsversuchen mit Bestimmtheit ein brauchbares Diagramm zu erhalten, sondern auch an einem Tage über 100 Einzeldia-

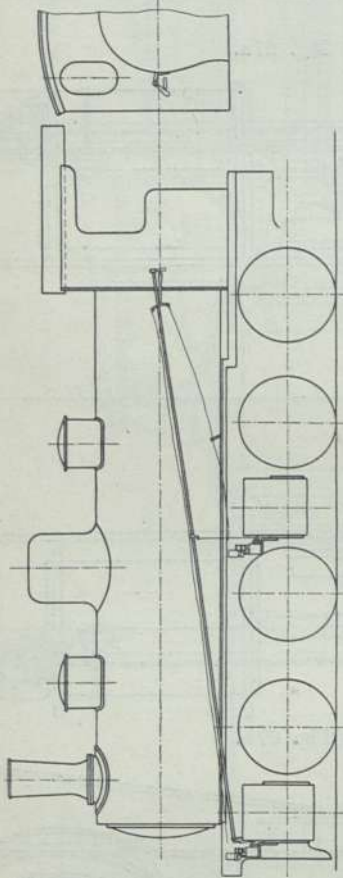


Fig. 68a.

Fig. 68a und b. Anordnung der Indikatoren und ihrer Bewegungsvorrichtungen bei vierzylinderigen Verbund-Lokomotiven mit beweglichem Motorgestell.

gramme aufzunehmen. Bei Leistungsversuchen muß das Indizieren nur im Beharrungszustande erfolgen, so daß in der Regel auch nur ein einziges Diagramm zu nehmen sein wird, andernfalls erhält man ein Diagramm der beschleunigenden Kraft, das bei solchen Versuchen wenig Wert hat. Sollten bei einer Versuchsfahrt zwei oder drei verschiedene Beharrungs-

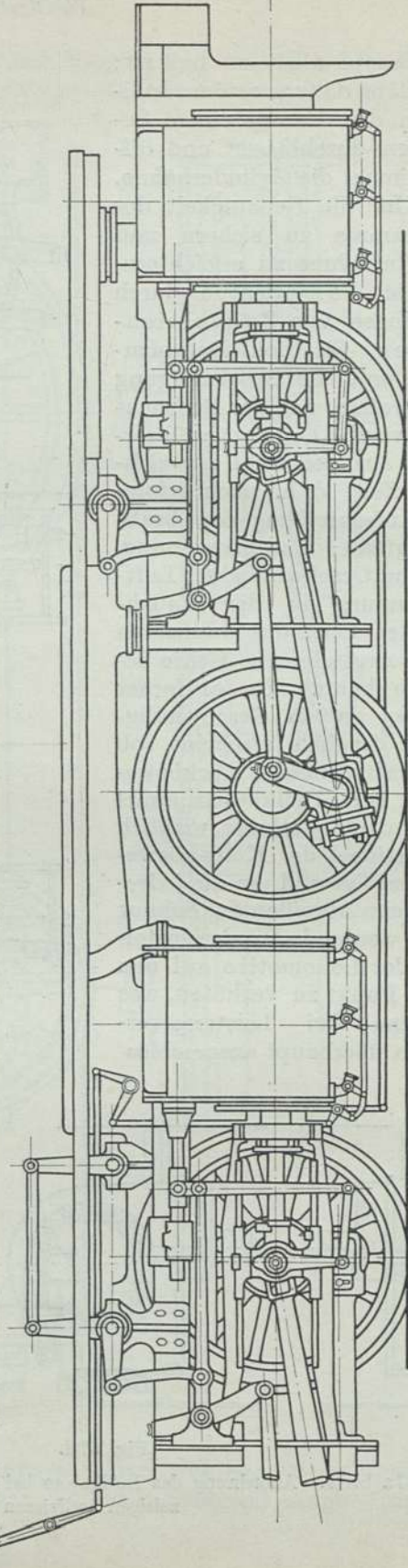


Fig. 68b.



Fig. 68d.

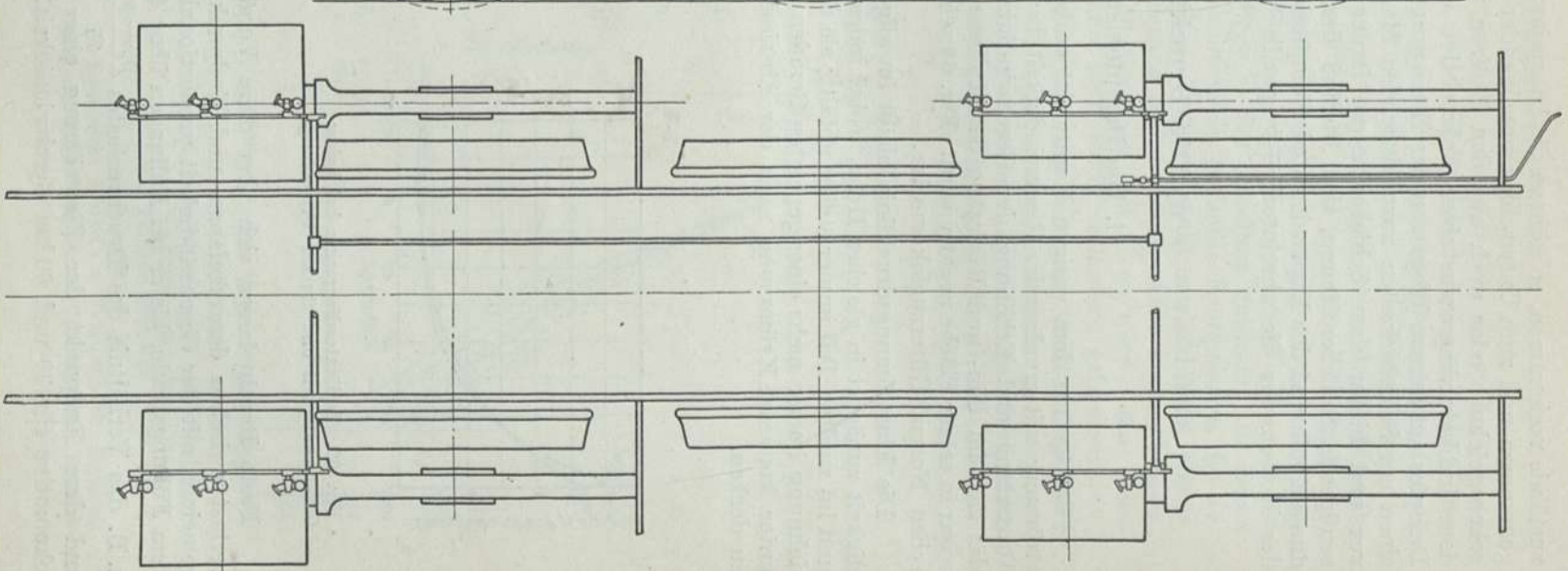
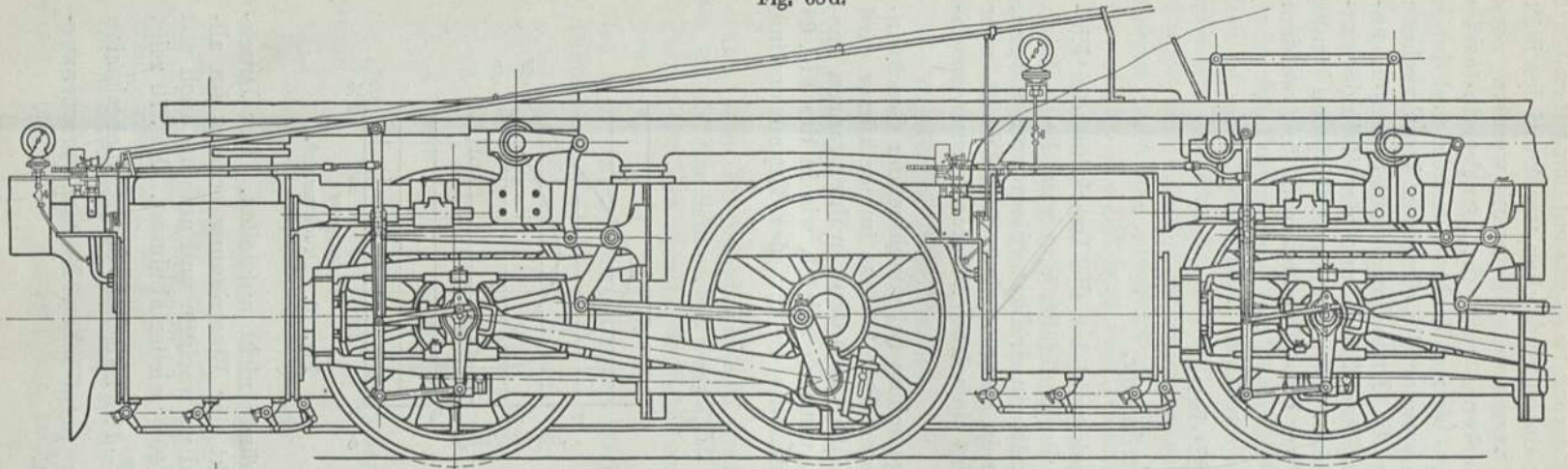


Fig. 68e.

Fig. 68d und e. Anordnung der Indikatoren und des Hahnzuges bei vierzylindrigen Verbund-Lokomotiven mit beweglichem Motorgestell.

zustände vorkommen, so können die Diagramme auch recht gut auf demselben Blatt genommen und zum Unterschied voneinander durch ungleichen Druck auf den Stift gekennzeichnet oder auch aus den Notizen voneinander getrennt werden. Aus dem Indikatordiagramm einer Lokomotive erkennt man die Druckverluste des Dampfes auf seinem Wege von der Erzeugung- bis zur Verbrauchsstelle und durch einen am Schieberkasten anzubringenden Manometer die einzelnen Druckverluste vor und hinter dem Schieberkasten, ferner die Drosselungsverluste durch ungenügende Schieberöffnung, den Einfluß der Dampfnaße und der Zylinderwänden während der Expansion und Kompression. Ferner können für jeden Punkt des Kolbenwegs die absoluten und spezifischen Dampfmen gen ermittelt werden.

## a) Die Drucklinien.

### 1. Die Dampfeinströmung.

Bereits aus dem vorigen Kapitel ist es bekannt, daß die Drucklinie der Einströmung mit wachsender Geschwindigkeit bedeutend fällt, und man kann durch Drosselung und Erhöhung der Geschwindigkeit ein Indikatordiagramm erzielen, das sich im Hin- und Rückgang des Kolbens in einer einzigen Linie deckt, oder sogar in seiner Fläche negativ wird. Fig. 69 zeigt ein solches Diagramm einer preußischen Normal-Güterzuglokomotive.

Die Einströmungsdrucklinie bleibt im allgemeinen bei zunehmender Geschwindigkeit zunächst in gleicher Höhe, wobei indessen diese Strecke immer kürzer wird und im zweiten Teil immer steiler abfällt; sie nähert sich dann in ihrer ganzen Ausdehnung immer mehr einer geneigten Geraden, um sich zuletzt, wie in der Fig. 69 unter konvexer Krümmung nach der Abszissenachse zu mit der Expansionslinie zu decken.

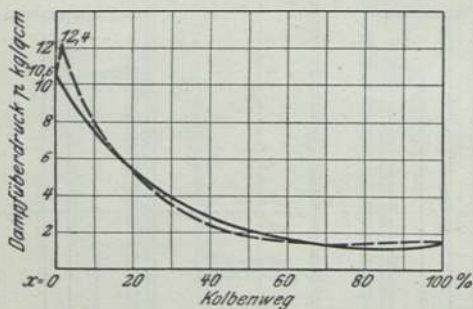


Fig. 69. Indikatordiagramm bei hoher Geschwindigkeit und starker Drosselung.

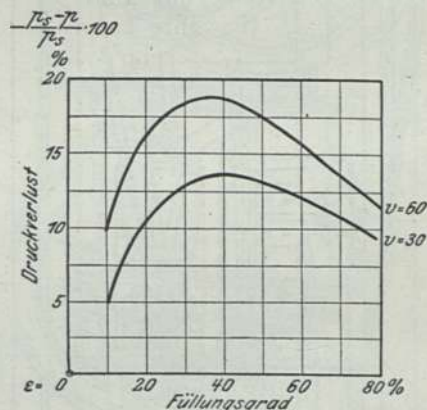


Fig. 70. Druckverlust.

Feste Regeln lassen sich über diese Vorgänge nicht aufstellen. Der Druckverlust zwischen dem Anfangs- und Endpunkt der Einströmung scheint im allgemeinen mit der Geschwindigkeit proportional zu wachsen und anfangs auch mit dem Füllungsgrade, bis er bei Füllungen über 40% wieder abnimmt. Fig. 70 zeigt z. B. das Verhältnis des Druckverlustes  $\frac{p_s - p}{p_1} \cdot 100$  zwischen dem Schieberkasten und dem Endpunkt der Einströmung einer preußischen Normal-Personenzuglokomotive für 30 und 60 km Geschwindigkeit.



## 2. Die Expansion.

Da es bisher noch nicht gelungen ist, die Drucklinie des expandierenden Wasserdampfes analytisch zu bestimmen, so sind aus dieser Unsicherheit um so mehr Hypothesen entstanden. Zeuner gibt zu, daß diese Linien meistens keine Gleichgewichtsdruckkurven seien, also auch keinen umkehrbaren Wärmeprozess darstellen, was ich auch bezüglich der Lokomotiven bestätigen muß; denn wie sollte sonst der besonders bei höheren Geschwindigkeiten und kleineren Füllungsgraden öfters auftretende, ausgeprägt wellenförmige Verlauf sich erklären lassen, der zwar den Endwert der mechanischen Gesamtleistung wohl weniger beeinflußt, aber um so mehr die Bestimmung der Dampfmengen in den einzelnen Punkten. In diesen Fällen ist es ausgeschlossen, daß eine nachträglich gedachte Kompression des expandierten Dampfes wieder auf denselben Ausgangspunkt zurückführen würde, also auch eine umkehrbare Zustandsänderung nicht vorausgesetzt werden könnte. Hingegen habe ich, ebenfalls in Übereinstimmung mit Zeuner, die Kompressionslinien der Lokomotiven fast immer ganz stetig verlaufend gefunden.

Um zunächst eine Untersuchung anzustellen, wie weit auch bei der Expansion des trocken gesättigten Wasserdampfes der Wärmeaustausch mit den Zylinderwänden einwirkt, erscheint es am zweckmäßigsten, von dem Vorgange auszugehen, bei dem die Wärme als ausgeschaltet gedacht ist, d. h. also bei der adiabatischen Zustandsänderung.

Die zugeführte Wärmemenge

$$dQ = Td\left(\tau + \frac{y \cdot r}{T}\right) \text{ ist hier } = 0;$$

also die Entropie

$$\tau + y \cdot \frac{r}{T}$$

konstant; das Entropiediagramm wird daher durch eine Senkrechte dargestellt.

Ferner ist das spezifische Volumen

$$v = y \cdot u + v_0.$$

Ist z. B. in dem betrachteten Fall der Anfangszustand

$$\begin{aligned} p_1 &= 12,1 & u_1 &= 0,1625 \\ \varepsilon_1 &= 0,44 & v_1 &= y_1 u_1 + v_0 \\ \tau_1 &= 0,529 & &= y_1 u_1 = u_1 \\ \frac{r_1}{T_1} &= 1,029 & &= 0,1625 \end{aligned}$$

so ist der unveränderliche Wert der Entropie

$$\begin{aligned} \tau + \frac{y \cdot r}{T} &= \tau + \frac{y_1 \cdot r_1}{T_1} = 0,529 + 1,029 \\ &= 1,558. \end{aligned}$$

Im allgemeinen erfolgt bei dieser Zustandsänderung ein Niederschlag, wenn im Anfangszustand  $y_1 > 0,5$  ist.

Die adiabatische Kurve des gesättigten Dampfes kann durch die Formel  $p v^n = \text{konst.}$  dargestellt werden, und nach

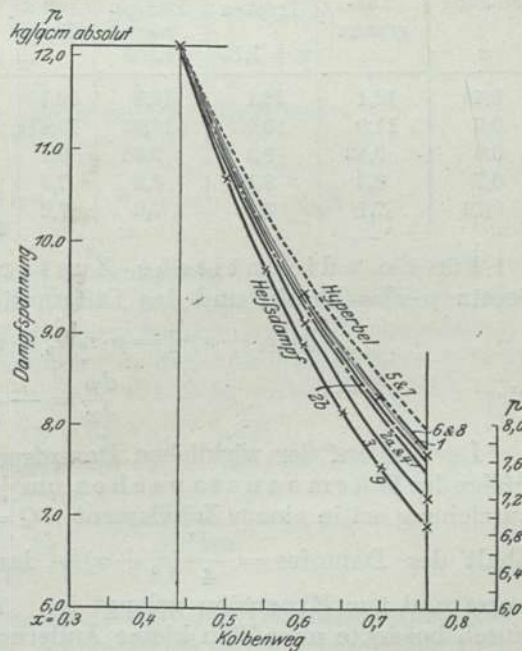


Fig. 71. Expansionskurven. Naßdampf.

1. Wirkliche Expansionskurve.
- 2a. Trocken gesättigt.
- 2b. Dampfnaße 30%/0.
3. Berechnete Kurve.
4. Pambour.
5. Poncelet (Hyperbel).
6. Grenzkurve.
7. Isodyname.
8. Konstante Dampfmenge.
9. Heißdampf-Adiabate.

Zeuner ist der Exponent  $n = 1,035 + 0,1 \cdot y$ , also für den trockenen gesättigten Dampf  $= 1,035 + 1 \cdot 0,1 = 1,135$ .

Hiernach ist in der Fig. 71 die adiabatische Expansionskurve zweimal, und zwar

2a für den trockenen gesättigten Dampf und

2b für einen mit 30% Nässe behafteten Dampf dargestellt;

für den ersteren ist daher  $n = 1,135$

und für den Naßdampf  $= 1,035 + 0,7 \cdot 0,1 = 1,105$ .

In der Spalte 1 der folgenden Zahlentafel 2 und auch in der Figur ist unter der gleichen Nummer die wirkliche, dem Indikatorgramm der  $\frac{2}{5}$ gekuppelten, vierzylindrigen Schnellzuglokomotive entnommene Expansionskurve angegeben. Die bei der adiabatischen Expansion gewonnene mechanische Arbeit erlangt man aus der Wärmeleichung

$$dQ = A(dU + dL) = 0;$$

also ist

$$AL = q - q_1 + y \cdot e - y_1 e_1.$$

Zahlentafel 2.

Expansionskurven.

| Laufende Nr.          | 1                  | 2a                  | 2b                     | 3              | 4                     | 5                              | 6                       | 7                             | 8                              |
|-----------------------|--------------------|---------------------|------------------------|----------------|-----------------------|--------------------------------|-------------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| Kolbenstellung<br>$x$ | Indikator-Diagramm | Adiabate            |                        | Formel im Text | Pambour für $a = 1,2$ | Poncelet-Mariottesche Hyperbel | Grenzkurve $n = 1,0646$ | Isodynamische Kurve $y = 0,8$ | Konstante Dampfmenge $y = 0,8$ |
|                       |                    | Trocken $n = 1,135$ | 30% Dampfnässe $1,105$ |                |                       |                                |                         |                               |                                |
| 0,44                  | 12,1               | 12,1                | 12,1                   | 12,1           | 12,1                  | 12,1                           | 12,1                    | 12,1                          | 12,1                           |
| 0,5                   | 11,0               | 10,9                | 10,95                  | 10,8           | 10,9                  | 11,1                           | 11,0                    | 11,1                          | 11,0                           |
| 0,6                   | 9,43               | 9,3                 | 9,35                   | 9,1            | 9,3                   | 9,6                            | 9,4                     | 9,6                           | 9,4                            |
| 0,7                   | 8,3                | 8,1                 | 8,2                    | 7,9            | 8,1                   | 8,55                           | 8,3                     | 8,6                           | 8,3                            |
| 0,76                  | 7,7                | 7,5                 | 7,6                    | 7,2            | 7,5                   | 7,94                           | 7,7                     | 7,95                          | 7,7                            |

Für die adiabatische Zustandsänderung gilt also allgemein das Gesetz  $p \cdot v^n = \text{konst.}$ , und das Differential ist

$$d[p(\varepsilon_0 + x)^n] = p \cdot n (\varepsilon_0 + x)^{n-1} dx + (\varepsilon_0 + x)^n dp = 0$$

oder

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{n \cdot p}{\varepsilon_0 + x}.$$

Der Verlauf der wirklichen Dampfspannung wird daher von dieser Kurve nur infolge des Wärmeaustausches um  $\pm d p$  abweichen. Die Wärmezuführung oder Entziehung sei in einem Zeitelement  $dQ = k F \cdot t \cdot d\tau = V d\gamma r$ , wenn  $V$  den Rauminhalt des Dampfes  $= \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + x) h$  darstellt, der im Zylinder nunmehr abgesperrt und zur Expansion gelangt ist.  $d\gamma$  bezeichnet die durch den Wärmeaustausch bewirkte unendlich kleine Änderung des spezifischen Gewichts, also  $\pm V d\gamma$  die Größe der Nachverdampfung bzw. die niedergeschlagene Dampfmenge und  $V d\gamma \cdot r$  die entsprechende Wärme derselben. Man erhält daher die Differentialgleichung für die Änderung der als Gleichgewichtsdruckkurve vorausgesetzten Expansionslinie

$$\frac{d\gamma}{d\tau} = \pm \frac{k F t}{V r} = \pm \frac{k F t y}{M r}$$



und da  $dx \cdot h = V d\tau$  ( $x$  als echter Bruch)

$$\frac{d\gamma}{dx} = \pm \frac{kFt\gamma h}{VMr}$$

und

$$\frac{d\gamma}{\gamma} = \pm \frac{kFth}{MrV} \cdot dx.$$

In den vorliegenden Grenzen kann annähernd  $\frac{d\gamma}{\gamma} = \frac{dp}{p}$  gesetzt werden, so daß

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{n \cdot p}{\varepsilon_0 + x} \pm \frac{kFth}{MrV} \cdot p$$

( $\varepsilon_0$  als echter Bruch) oder

$$\int \frac{dp}{p} = -\int \frac{n \cdot dx}{\varepsilon_0 + x} \pm \frac{kh}{Mr} \cdot \int \frac{Ft}{V} \cdot dx.$$

Das zweite Glied auf der rechten Seite der Gleichung stellt den Wärmeeinfluß dar; er ist zunächst negativ, insoweit dem Dampf während der Expansion Wärme entzogen wird; er ist = 0 für den adiabatischen Zustand. Nun sind die Größen  $F$ ,  $t$ ,  $V$  und eigentlich auch  $M$  und  $r$  mit dem Kolbenweg  $x$  veränderlich, so daß eine ziemlich verwickelte Integration vorzunehmen sein würde; es soll daher auch hier wieder versucht werden, die Größe  $\frac{Ft}{V}$  durch Ausrechnung, Aufstellung einer Tabelle und durch eine bildliche Darstellung annähernd einfacher auszudrücken. Dies kann geschehen durch die lineare Funktion  $2 - x$  oder allgemein durch  $a + bx$ , wonach die Integration ausgeführt werden kann, so daß

$$\ln p = -n \cdot \ln(\varepsilon_0 + x) - \frac{kh}{Mr} \left( a + \frac{b}{2} x \right) x + \text{Konst.}$$

und für den Anfangszustand

$$\ln p_1 = -n \ln(\varepsilon_0 + \varepsilon) - \frac{kh}{Mr} \left( a + \frac{b}{2} \cdot \varepsilon \right) \varepsilon + \text{Konst.}$$

und daher das bestimmte Integral

$$\ln \left( \frac{p_1}{p} \right) = n \ln \left( \frac{\varepsilon_0 + x}{\varepsilon_0 + \varepsilon} \right) - \frac{kh}{Mr} \left[ \left( a + \frac{b}{2} \varepsilon \right) \varepsilon - \left( a + \frac{b}{2} x \right) x \right].$$

Wird z. B. trocken gesättigter Dampf vorausgesetzt, also  $n = 1,035 + 1 \cdot 0,1 = 1,135$  und hiernach das obige Beispiel der  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Lokomotive wieder durchgerechnet, so ist für  $h = 0,64$  zu setzen; der im Zylinder eingeschlossene Dampf war  $M = 0,219$  kg, die mittlere Temperatur der Abkühlungsfläche  $t_m = 164^{\circ}$  und daher die entsprechende Dampfwärme  $r = 491$  WE. Alsdann wird

$$\begin{aligned} \ln \left( \frac{p_1}{p} \right) &= 1,135 \cdot \ln \left( \frac{0,17 + x}{0,17 + 0,44} \right) - \frac{15 \cdot 0,64}{0,219 \cdot 491} \left[ \left( 2 - \frac{0,44}{2} \right) 0,44 - \left( 2 - \frac{x}{2} \right) x \right] \\ &= -0,07 + 1,135 \cdot \ln \left( \frac{0,17 + x}{0,61} \right) + \frac{\left( 2 - \frac{x}{2} \right) x}{11,2}. \end{aligned}$$

Rechnet man nach dieser Formel einige Werte der Dampfspannung aus, so erhält man die in der Fig. 71 und in der Zahlentafel 2 unter 3 bezeichnete Kurve. Aus dem Verlauf derselben, im Vergleich zur wirklichen Expansionslinie, ergibt sich, was übrigens nach dem bei der Dampfeinströmung besprochenen Vorgange auch vorauszusetzen war, daß der Wärmeaustausch während der Expansion geringer ist, als sich durch diese Berechnung ergibt, woraus zu folgern sein wird, daß das gesteigerte Temperaturgefälle in der Zylindermasse dem in der Rechnung wahrscheinlich zu hoch angenommenen Gefälle zwischen dem Dampf und der Abküh-

lungsfläche doch nicht entspricht. Zur Ermittlung der Wärmeabgabe des Dampfes an die Zylinderfläche aus der Formel  $Q = kFt\tau$  ist hier  $F = 0,91 \text{ qm}$ ,  $t = 9^\circ \text{ C}$ ,

$$\tau = \frac{118^\circ 35' - 83^\circ 5'}{360^\circ \cdot 4,16} = \frac{1}{4} \text{ Sek.}, \quad \text{also} \quad Q = \frac{15 \cdot 0,91 \cdot 9}{42} = 2,93 \text{ WE},$$

entsprechend einem Kondensat von

$$\frac{2,93 \cdot 1000}{491} = 6,0 \text{ g} = 2,74 \text{ \%}.$$

Bei der trockenen Adiabate ist der Endwert der Dampfspannung  $p_2 = 7,5 \text{ kg}$ , also  $\gamma_2 = 3,9 \text{ kg/cbm}$ ; bei einem Niederschlag von etwa  $3\% = 219 \cdot 0,03 = 6,6 \text{ g}$ ; es müßte daher, wenn die Berechnung des Wärmeaustausches richtig wäre,

$$\gamma_2 = \frac{212,4 - 6,0}{212,4} \cdot 3,9 = 0,972 \cdot 3,9 = 3,79$$

sein und hiernach  $p_2 = 7,3$ .

In Wirklichkeit erhebt sich die Expansionskurve noch über die Adiabate, weil die reine Kondensation durch die beim Druckabfall eintretende Nachverdampfung des wärmeren Kondensats gestört wird, so daß öfters, wie annähernd auch im vorliegenden Beispiel, Kurven gleicher Dampfmengen entstehen, oder sich noch über die Mariottesche Hyperbel erheben.

Man darf wohl voraussetzen, daß, wenn die Expansion bis nahe an die mittlere Temperatur der Zylinderfläche vorschreitet, ein erheblicher Teil der während der Einströmung abgegebenen Wärme eine Nachverdampfung bewirkt und die Dampfmenge mindestens erhalten bleibt. Im vorliegenden Fall würde diese Wärmemenge

$$2,93 + \frac{219}{1000} \cdot 0,03 \cdot 491 = 2,93 + 3,23 = 6,16 \text{ WE}$$

betragen, was sehr leicht zutreffen kann. Wenn nun das Gesetz, nach dem die Nachverdampfung mit der fortschreitenden Expansion erfolgt, bekannt wäre, so könnte die wirkliche Expansionskurve durch Ergänzung der vorstehenden Berechnung analytisch genauer ermittelt werden.

Ursprünglich wurde angenommen, daß der Dampf in den Zylindern bei der Expansion im trocken gesättigten Zustande, ohne Wärmeaustausch erhalten bleibt, was natürlich ein Widerspruch ist; denn im ersten Fall würde also die Expansion nach der Grenzkurve erfolgen, bei der aber Wärme zugeführt werden muß, im letzteren Fall, der adiabatischen Expansion, findet aber die Zustandsänderung nach einem anderen Gesetz statt. Versucht man nach dem Vorgange de Pambours, eine Gleichung von der Form  $(\alpha + p)v = \text{konst.}$  aufzustellen, oder  $\gamma = \frac{1}{v} = \beta(\alpha + p)$ , also die Expansion nach einer gleichseitigen Hyperbel voraussetzen, so findet man sofort, daß der Summand  $\alpha$  nicht konstant sein kann. Wird aber dennoch der im obigen Beispiel für die Hyperbelstrecke von der Anfangsspannung  $p_1 = 12,1$  bis zur Endspannung  $p = 10 \text{ kg}$  sich ergebende Wert von  $\alpha$  aus der Gleichung

$$(\alpha + p_1)v_1 = (\alpha + p)v$$

$$\text{oder} \quad \alpha = \frac{pv - p_1v_1}{v_1 - v} = \frac{10 \cdot 0,19 - 12,1 \cdot 0,16}{0,19 - 0,16} = 1,2$$

vorläufig konstant gesetzt, so erhält man die Expansionskurve 4, die also auch in ihrem unteren Teile von der wirklichen Kurve immer mehr abweicht.

Poncelet nahm an, daß die Expansion nach dem einfachsten Gesetz  $pv = \text{konst.}$  erfolge, also ohne die Pomboursche Konstante  $\alpha$ , so daß die



Asymptoten der gleichseitigen Hyperbel mit den Koordinatenachsen für  $p$  und  $v$  zusammenfallen. Diese Formel wird bei praktischen Berechnungen am meisten verwendet.

Für nassen Dampf ist  $p(yu + v_0) = p_1(y_1u_1 + v_0)$  also annähernd

$$p y u = p_1 y_1 u_1$$

oder

$$y = y_1 \cdot \frac{A p_1 u_1}{A p u} = y_1 \frac{46,4}{45,2} = 1,03 y_1.$$

Es tritt daher eine Nachverdampfung ein und bei anfänglicher Trockenheit eine Überhitzung, da dann nach der Rechnung bereits von  $y_1 = \frac{1}{1,03} = 0,97$  ab  $y > 1$  werden würde; die Wärmemitteilung ist

$$Q = q - q_1 + y e - y_1 e_1 + A L$$

und die Arbeitsgleichung

$$L = p_1 v_1 \ln \left( \frac{p_1}{p} \right) = p_1 v_1 \ln \left( \frac{v}{v_1} \right), \text{ Ziffer 5.}$$

Bei der Expansion nach der Grenzkurve tritt eine Wärmemitteilung ein; fände diese nicht statt, so müßte ein Niederschlag erfolgen. Bei der Kompression ist es umgekehrt.

Die Entropie war  $E = \frac{1}{A} \left( \tau + \frac{r}{T} \right)$ ,

also

$$A \frac{dE}{dt} = \frac{c}{T} + \frac{dr}{T dt} - \frac{r}{T^2}$$

oder

$$A T \frac{dE}{dt} = c + \frac{dr}{dt} - \frac{r}{T}$$

muß  $< 0$  sein, weil die Entropie mit wachsendem  $T$  kleiner wird.

Beim Ätherdampf ist dieser Ausdruck  $> 0$ , denn die Subtangente der oberen Grenzkurve ist negativ;

$$\int_0^t \left( c + \frac{dr}{dt} - \frac{r}{T} \right) dt$$

ist also die zugeführte Wärmemenge.

Expandiert z. B. trocken gesättigter Wasserdampf nach der Grenzkurve von 5 bis auf 1 Atm., so ist nach Zeuners Dampftabellen

$$Q = -148,5 - (-200,5) = 52 \text{ WE.}$$

Hierbei ist die Änderung der inneren Arbeit  $A dU = dq + d(ye)$  und für  $y = 1$

$$A(U - U_1) = q - q_1 + e - e_1 = -11,94 \text{ WE.}$$

Die durch die Expansion gewonnene äußere Arbeit  $L$  findet sich wieder aus der Wärmeleichung  $Q = A(U - U_1) + A L$ , also

$$L = \frac{63,9 \text{ WE}}{A} = 27102 \text{ kg/m,}$$

so daß also nicht allein die zugeführte Wärme (52 Einheiten), sondern auch noch ein Teil der inneren Arbeit  $U$  in äußere umgewandelt wird. Zur Aufzeichnung der Kurve ist nach Zeuner  $p v^n = \text{konst.}$  und der Exponent  $n = 1,0646$ ; Nr. 6 der Figur.

Die gestrichelte Linie in der Fig. 32 stellt eine mittlere gleichseitige Hyperbel dar für die Formel  $p v = c = 1,96$ .

Ist die Eigenenergie  $U$  des Dampfes bei der Zustandsänderung konstant, so erfolgt die Expansion nach der isodynamischen Kurve, für die also  $dU = dq + d(y\varrho) = 0$  oder  $q + y\varrho$  konstant ist und da  $v = yu + v_0$ , so läßt sich die Kurve berechnen und aufzeichnen (Nr. 7).

Sie schneidet die Grenzkurve für  $y = 1$  und  $q + \varrho = q_1 + y_1\varrho_1$ .

Die Wärmezufuhr ist  $dQ = A(dU + p dv) = A p dv$ .

Ist z. B. die Dampfmasse  $v = 1 - y = 20\%$ , so ist

$$q + y\varrho = q_1 + y_1\varrho_1 = 191 + 0,8 \cdot 426,5 = 532;$$

für  $p = 10$  ist  $q_1 = 180$

und  $\varrho_1 = 433;$

also  $y = \frac{532 - 180}{433} = 0,813;$

es tritt daher eine Nachverdampfung ein

$$v = yu + v_0 = yu = 0,813 \cdot 0,1887 = 0,1534,$$

während  $v_1 = y_1 u_1 + v_0 = y_1 u_1 = 0,813 \cdot 0,1579 = 0,1263;$

also  $x = \frac{(\varepsilon_0 + \varepsilon) 0,1534}{0,1268} = 0,61 \cdot 0,1263 = 0,57.$

Für  $p = 9$  ist

$$q + \frac{\varrho}{u} \cdot v = q_1 + \frac{\varrho_1}{u_1} \cdot v_1,$$

$$x = \frac{191 + 428,5 \cdot 0,8 - 178}{436,4} \cdot 0,2085 = 0,645.$$

**Kondensation und Nachverdampfung.** Für nasse Dämpfe sei allgemein  $p v^n = p_1 v_1^n$ . Kann nun für  $y > 0,5$  der Wert  $v_0$  des spezifischen Wasservolumens  $= \frac{1}{1000}$  vernachlässigt werden, so ist  $v = yu + v_0 = yu$ ; also  $p(yu)^n = p_1(y_1 u_1)^n$  und für die Grenzkurve  $p u^{n_1} = p_1 u_1^{n_1}$  oder

$$\frac{y}{y_1} = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{n_1 - n}{n_1 n}} = \left(\frac{v}{v_1}\right)^{\frac{n_1 - n}{n_1}} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\frac{n - n_1}{n_1}}.$$

Man erkennt hieraus sofort, ob Nachverdampfung oder Kondensation eintritt, je nachdem der Zähler  $n - n_1$  des Exponenten  $\leq 0$  ist. Der Exponent

$$n = \frac{\log p' - \log p''}{\log v' - \log v''}.$$

Ist aber, wie z. B. nach P a m b o u r vorausgesetzt wird,  $n = n_1$ , so wird auch  $\frac{y}{y_1} = 1$ , was zur Kurve konstanter Dampfmenge führt, für die

$$Q = q + \varrho - (q_1 + \varrho_1) + AL,$$

also nicht  $= 0$  ist und

$$L = \frac{1}{n_1 - 1} (p_1 v_1 - p v).$$

P a m b o u r setzte allerdings voraus, daß keine Wärmemitteilung einträte.

$$v_1 = y_1 u_1 + v_0$$

und da

$$y = y_1 \text{ konstant}$$

$$v = y_1 u + v_0 = v_1 \frac{u}{u_1}.$$



Ist  $y_1 = 1$ , so erhält man die Grenzkurve. Für  $p = 12,1$  und  $y = 0,8$  ist  $v_1 = y_1 u_1 = 0,8 \cdot 0,1579 = 0,1263$  und für  $p = 10$  ist dann  $v = 0,8 \cdot 0,1887 = 0,1510$

$$x = 0,61 \cdot \frac{0,1510}{0,1263} - 0,17 = 0,56.$$

(Ziffer 8) siehe Zahlentafel 2.

**Polytrope.** Ist die Wärmemenge  $dQ$  proportional der Temperaturänderung  $dT = c dT$ , so ist der Exponent  $n$  der Expansionsgleichung  $p v^n = p_1 v_1^n$  konstant, also  $= \frac{\log p' - \log p''}{\log v' - \log v''}$ ; die Expansion ist eine polytropische und überhaupt die Zustandsänderung eine umkehrbare. Der Exponent  $n$  kann auch bildlich dargestellt werden. Fig. 72 enthält die polytropische Zustandskurve  $p v^n = c$ .

Durch Differenzieren erhält man

$$n p v^{n-1} dv + v^n dp = 0$$

oder  $n p dv = -v dp$

und daher

$$n = - \frac{\int v dp}{\int p dv}$$

= dem Verhältnis der Flächen  $\frac{F_1}{F_2}$ . Sind diese Flächen gleich, also  $n = 1$ , so geht die Zustandskurve in die Mariottesche Hyperbel über.

Von den besprochenen Zustandsänderungen sind daher polytropisch:

|                  |                                 |
|------------------|---------------------------------|
| die adiabatische | mit $n = 1,035 + 0,1 \cdot y$ , |
| die Pamboursche  | mit $n = 1$ ,                   |
| die Ponceletsche | mit $n = 1$ ,                   |
| die Grenzkurve   | mit $n = 1,0646$ .              |

Untersucht man die wirklichen Expansionslinien des obigen Beispiels, so erhält man für  $\varepsilon = 0,44$  und  $0,60$  bzw.  $0,76$ ,  $n = 1,069$  und  $1,072$ .

Die Expansion ist also nicht genau polytropisch, aber doch annähernd, und der Exponent  $n$  ist größer, als bei der Grenzkurve. Bei derselben Lokomotive, aber bei einer Füllung  $\varepsilon = 79\%$  und  $v = 22$  km Geschwindigkeit ist dieser Exponent  $1,2$ , so daß also hier eine noch stärkere Kondensation vorliegt. Ich halte es für wünschenswert, nachdem diese Verhältnisse an ortsfesten Dampfmaschinen schon mehrfach festgestellt worden sind, dies auch einmal an Lokomotiven vorzunehmen. Zu diesem Zweck will ich eine ganze Reihe früher von mir an einer preußischen Normal-Personenzuglokomotive aufgenommener Indikatorgramme benutzen. Diese bezogen sich auf vier verschiedene Füllungsgrade und 3 bis 5 verschiedene Geschwindigkeiten.

Die Ermittlung des Exponenten  $n$  führt zu dem in der Fig. 73 dargestellten Ergebnis. Hiernach ist der Exponent  $n$  für die kleinste Füllung bei allen Geschwindigkeiten konstant, im Durchschnitt = 1; die Expansion war also eine polytropische nach der Mariotteschen gleichseitigen Hyperbel. Bei Füllungen von etwa 24% gehen die Werte schon etwas auseinander, am stärksten bei 51% und dann wieder weniger bei 76%. Die hohen Werte bei kleinen Geschwindigkeiten bis über

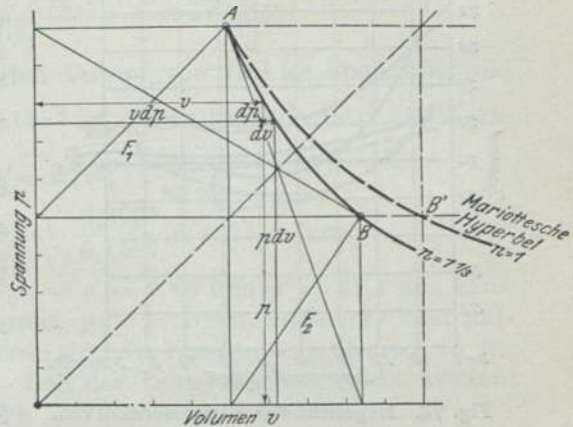


Fig. 72. Polytropische Kurven.

$$p \cdot v^n = c. \quad \text{Exponent } n = \frac{\int v dp}{\int p dv} = \frac{F_1}{F_2}.$$

die Ziffer 2 hinaus weisen auf bedeutende Kondensation beim Beginn der Expansion hin und lassen daher eine noch bedeutendere Stärke derselben während des

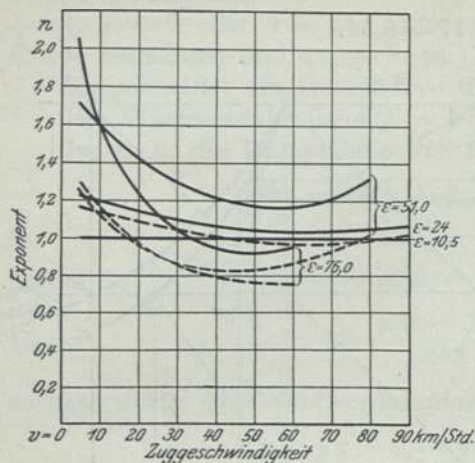


Fig. 73. Exponent der Expansionskurven.

— Obere Hälfte.  
- - - Untere Hälfte.

und daher

$$\frac{pv + Cp^n}{p_1 v_1 + Cp_1^n} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^m$$

oder

$$p^{1-m} v + Cp^{n-m} = p_1^{1-m} v_1 + Cp_1^{n-m},$$

$$\frac{v}{p^{m-1}} = \frac{v_1}{p_1^{m-1}} + C(p_1^{n-m} - p^{n-m}).$$

Für den Wasserdampf ist aber  $m = n = \frac{1}{2}$ ; daher

$$\left(\frac{p}{p_1}\right)^{m-1} = \frac{v}{v_1}$$

und schließlich

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{v}{v_1}\right)^{\frac{1}{m-1}} = \left(\frac{v}{v_1}\right)^{-1/3}$$

oder

$$\frac{p}{v^{-1/3}} = p v^{1/3} = \text{konst.}$$

Hiernach ist die Kurve Nr. 9 der Fig. 71 für das gleiche Volumen, also für den Beginn der Überhitzung eingezeichnet.

Da nun diese adiabatische Expansionskurve von einer höheren, jenseits der Grenzkurve liegenden Temperatur  $T$  und einem größeren spezifischen Volumen  $v$  der Gewichtseinheit ausgeht, so wird sie infolge des größeren Exponenten  $n = 1\frac{1}{3}$  gegen 1,0646 der Grenzkurve stärker fallen, als diese, so daß sich beide Kurven in einem Punkte schneiden werden. Dieser Sättigungs- oder Taupunkt liegt da, wo beide Gleichungen  $p v^{1/3}$  und  $p v^{1,0626}$  gleichzeitig befriedigt werden.

Ist nun in der Fig. 74 A die Grenzkurve und soll z. B. die adiabatische Expansion des Heißdampfes für die Überhitzung  $t' = 100^\circ$  gezeichnet werden, so handelt es sich zunächst darum, den Ausgangspunkt der Kurve, d. h. das spezifische Volumen  $v'$  bzw. den Kolbenstand  $x'$  zu finden. Dies geschieht zunächst aus der Zustandsgleichung

$$pv' = RT' - C\sqrt[4]{p}.$$

Dampfetrtritts vermuten. Ähnliche Verhältnisse fand ich bei anderen Lokomotiven. Da der Verlauf der Expansionsdrucklinien einen Einblick in die thermischen Verhältnisse gewährt, so würde es erwünscht sein, wenn bei Indikatorversuchen diese Untersuchungen öfters vorgenommen würden.

**Heißdampfadiabate.** Aus der Wärme Gleichung des überhitzten Wasserdampfes  $dQ = c_p \left( dT - m \frac{T dp}{p} \right)$  ergibt sich für die adiabatische Zustandsänderung  $dQ = 0$ ,

$$\text{also} \quad \frac{T}{T_1} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^m.$$

Ferner ist nach der Zeunerschen Zustandsgleichung  $pv = RT - Cp^n$ , oder

$$T = \frac{pv + Cp^n}{R}$$



Wird hier wieder das Beispiel der  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Lokomotive zugrunde gelegt,

$$\text{für die } p = 12,1 \cdot 100^2$$

$$\text{und } T' = 273 + 188 + 100 = 561,$$

$$\text{so wird } v' = \frac{50,9 \cdot 561 - 192,5 \sqrt[4]{12,1 \cdot 100^2}}{12,1 \cdot 100^2} = 0,2067.$$

Während also für den trocken gesättigten Dampf von 12,1 kg Spannung und  $\gamma = 6,3$ , das spezifische Volumen  $v = \frac{1}{\gamma} = 0,1587$  ist, verhalten sich jetzt die Werte

$$\varepsilon_0 + \varepsilon : \varepsilon_0 + \varepsilon' = v : v';$$

$$\text{also ist } \varepsilon' = \left( \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon}{v} \right) \cdot v' - \varepsilon_0 = (0,17 + 0,44) \cdot \frac{0,2067}{0,1587} - 0,17 = 0,66.$$

Von dem Punkte mit den Koordinaten  $x' = \varepsilon' = 0,66$  und  $p' = 12,1$  aus kann nun die Überhitzungsadiabate nach der Formel  $p v^{4/3} = \text{konst.}$  berechnet und aufgezeichnet werden, Ziffer 1 der Figur. Ebenso sind die Kurven 1a, 1b und 1c für 75, 50 und 25° Überhitzung zu bestimmen. Soll der Taupunkt festgestellt werden, so gilt für diesen einmal nach der Grenzkurve

$$p_0 v_0^{n_1} = p_1 v_1^{n_1} \text{ und } n_1 = 1,0646$$

und das andere Mal nach der Adiabate

$$p_0 v_0^n = p_1' v_1'^n \text{ und } n = 1,3333 \dots$$

Hieraus folgt zunächst

$$v_0^{n-n_1} = \frac{v_1'^n}{v_1^{n_1}} = v_0^{1,3333-1,0646}$$

Ist nun z. B.  $t' = 100^0$ , so ergäbe sich

$$v_0^{0,2687} = \frac{0,2067^{1,3333}}{0,1587^{1,0646}}$$

und daher

$$v_0 = 0,585.$$

Der Wert von  $v' = 0,2067$  entspricht der Füllung  $\varepsilon' = 0,66$ ; also ist jetzt

$$\varepsilon = (0,17 + 0,66) \frac{0,5850}{0,2067} - 0,17 = 2,18.$$

Im vorliegenden Falle der vierzylindrigen Lokomotive expandiert der Dampf von

$$\frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon) h \text{ bis auf } \frac{\pi d'^2}{4} (\varepsilon_0' + \varepsilon') h$$

im Niederdruckzylinder, also von

$$\varepsilon_0 + \varepsilon \text{ bis auf } \frac{d'^2}{d^2} \cdot (\varepsilon_0' + \varepsilon')$$

$$= 0,17 + 0,44 \text{ bis auf } 2,71 (0,09 + 0,824)$$

$$= 0,61 : 2,48 = 1 : 4,$$

so daß auf den Hochdruckzylinder bezogen  $\varepsilon' = 4 \cdot 0,61 - 0,17 = 2,27$  sein würde; folglich würde, abgesehen von den Wärmeverlusten zwischen beiden Zylindern, die Überhitzung bis in die Expansion des Niederdruckzylinders hineinreichen. Diese Untersuchungen gewähren also ein Urteil über die Grenze der Überhitzung. Für eine Zwillinglokomotive würde diese Überhitzung des Dampfes um 100° beim Beginn der Expansion, infolge des damit verbundenen Wärme- und Kraftverlustes, jedenfalls zu groß sein, da sie den toten Punkt des Kolbens überschreiten würde. Mit Hilfe dieser beiden Expansionskurven kann daher die zweckmäßigste Überhitzung

festgestellt werden; sie wird, vorbehaltlich einer noch weiteren thermodynamischen Untersuchung, so zu bestimmen sein, daß der Sättigungspunkt des Dampfes noch vor den toten Punkt fällt. Die obige Berechnung ist dann umgekehrt auszuführen, indem der Anfangswert des spezifischen Volumens aus den Gleichungen

$$p_0 v_0^{n_1} = p_1 v_1^{n_1}$$

und

$$p_0 v_0^n = p_1 v_1^n$$

zu berechnen ist. Es ist daher  $v_1^n = v_1^{n_1} \cdot v_0^{n-n_1}$ . Wäre z. B. bei der Zwillingswirkung dieser Lokomotive die Kolbenstellung beim Schluß der Expansion  $\epsilon_2 = 0,8 \cdot h$ , also

$$v_2 = 0,1587 \cdot \frac{0,17 + 0,80}{0,17 + 0,44} = 0,2523,$$

so würde

$$\begin{aligned} v_1^{1/3} &= 0,1587^{1,0646} \cdot 0,2523^{1,3333-1,0646} \\ &= 0,1587^{1,0646} \cdot 0,2523^{0,2687} \end{aligned}$$

und daher  $v_1' = 0,1742$  werden und daher die Überhitzung

$$t' = T - (273 + 188,8) = T - 461,8 = \frac{12,1 \cdot 100^2 \cdot 0,1742 + 192,5 \sqrt{12,1 \cdot 100^2}}{50,9} = 22,8^\circ.$$

Bei dieser Überhitzung zum Beginn der Expansion bleibt der Dampf bis zum Schluß derselben überhitzt, immer vorausgesetzt, daß während der Expansion kein Wärmeaustausch eintritt. In Wirklichkeit kann dieser in seinem endgültigen Werte die Überhitzung sogar unterstützen und diese noch erhöhen; anderenfalls sinkt mit der Überhitzung auch entsprechend das spezifische Volumen. Wir haben gesehen, daß die Expansionsendspannung bei der adiabatischen Kurve des nassen Dampfes 7,6 und nach der Berechnung 7,2 war, bei den spezifischen Gewichten  $\gamma = 3,90$  und 3,76, und daß im ganzen etwa 5,74% durch Kondensation verloren gehen, entsprechend einem endgültigen Wärmeaustausch von

$$-0,219 \cdot \frac{5,74}{100} \cdot 491 = -6,16 \text{ WE.}$$

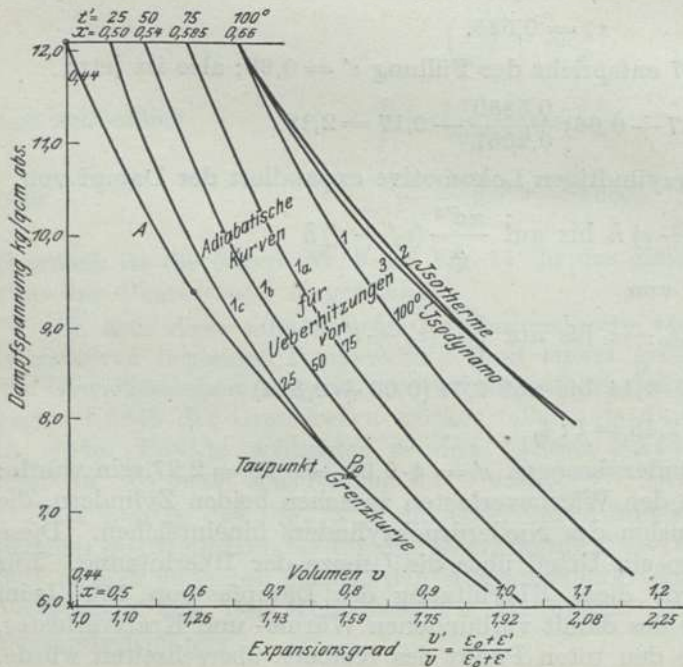


Fig. 74. Expansionskurven. Heißdampf.

Da die entsprechende Überhitzung  $t'$  annähernd eine Wärmezufuhr von  $0,48 \cdot t'$  kg/WE erfordert, so würde zur Vermeidung des Niederschlags gegenüber der Adiabaten die Temperatur der Überhitzung noch um etwa  $\frac{2,93}{0,219 \cdot 0,48} = 28^\circ$  zu erhöhen sein.

**Heißdampf-Isotherme.**

Die unter 2 angegebene Linie der Figur ist die isothermische Expansionskurve des überhitzten Dampfes, für die also die Temperatur  $T$  konstant ist. Man erhält dann zur Bestimmung einzelner Punkte die Gleichungen

$$p v = R T - C p^n$$



und für den Anfangszustand

$$p_1 v_1 = RT - C p_1^n,$$

also

$$p v = p_1 v_1 + C (p_1^n - p^n);$$

z. B. für  $p = 10$  wird  $v = 0,2516$ ; also  $\epsilon = 84\%$ ,

und für  $p = 8$  wird  $v = 0,3120$ ; also  $\epsilon = 108\%$ .

**Heißdampf-Isodyname.** Ist die innere Arbeit des Dampfes  $U = \text{konst.}$ , also  $dU = 0$ , so wird die allgemeine Wärmeleichung

$$dQ = A (dU + p dv) = A p dv$$

und

$$U = \frac{pv}{\kappa - 1} \text{ konstant,}$$

also auch

$$pv = p_1 v_1 \quad (\kappa \text{ ist für Wasserdampf} = \frac{1}{3}).$$

Die isodynamische Kurve ist daher eine gleichseitige Hyperbel, Ziffer 3 der Fig. 74.

### 3. Die Ausströmung.

#### Die Vorausströmung.

Betrachtet man die Druckkurven der Vorausströmung bei verschiedenen Geschwindigkeiten, so erkennt man sofort den empfindlichen Einfluß derselben, d. h. also der Schieberöffnung; denn die abziehende Dampfmenge ist dieser proportional. Fig. 75 zeigt fünf Indikatordiagramme einer Zwilling's- Personenzuglokomotive bei derselben Füllung von 24%, aber für die fünf Geschwindigkeiten 5, 30, 60, 80 und 90 km/st. Denkt man sich die fünf vorangegangenen Expansionslinien bis zum Hubende nach dem Mariotteschen Gesetz verlängert, so erhält man die Endspannungen daselbst von

3,3    3,2    2,8    2,6 und 2,5 Atm.,  
während die wirklichen Dampfspannungen am Hubende

1,0    1,15    1,5    1,6 und 1,8 Atm.

sind. Nun ist es ja zutreffend, daß die unter diesen Linien befindlichen Diagrammflächen als positive Arbeiten zu betrachten sind, die also auch mit diesen Endspannungen größer werden, was aber dennoch weniger in Betracht kommt, da mit den Endspannungen auch der ganze eigentliche Rückdruck während des Kolbenrückganges größer wird. Diese Drucke wirken aber auf einem Wege von etwa 75% des Kolbenhubes und haben folgende Werte:

1,0    1,05    1,2    1,3 und 1,4 Atm.

Man bemerkt übrigens, daß sich die Vorausströmungskurven der größeren Geschwindigkeiten annähernd in einem Punkte schneiden, der hier auf 87% des Kolbenweges liegt; die gemeinschaftliche Spannung der vier Kurven in diesem Punkte für die Geschwindigkeiten 30, 60, 80 und 90 km ist 2,6 kg, und die Endspannung der für  $v = 90$  km fortgesetzt gedachten Expansionslinie würde 2,5 kg sein, also nicht viel höher als der wirkliche Wert.

Bei der reinen Expansion des Dampfes in den Zylindern ist annähernd

$$p (\epsilon_0 + x) = \text{konst.},$$

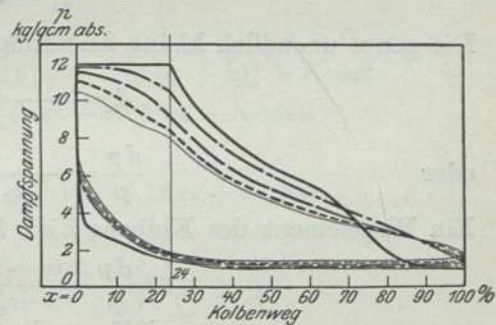


Fig. 75. Indikatordiagramm.  
Füllungsgrad  $\epsilon = 24\%$ . Zuggeschwindigkeiten  $v = 5, 30, 60, 80$  und  $90$  km/st.

also beim Übergang zum Differential

$$p dx + (\varepsilon_0 + x) dp = 0,$$

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{p}{\varepsilon_0 + x}.$$

Strömt nun aber frischer Dampf zu oder der vorhandene ab, so ändert sich die Differentialgleichung in

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{p}{\varepsilon_0 + x} \pm f(x),$$

wobei das obere Zeichen für die Ein- und das untere für die Ausströmung gilt, und es handelt sich nun darum, die Funktion  $f(x)$  zunächst allgemein für beide Fälle in möglichst einfacher Form aufzustellen. Die in einem Zeitelement zu- oder abgehende Dampfmenge ist

$$m dt = \pm f v \gamma \cdot dt$$

und die hiermit verbundene Zu- oder Abnahme der vorhandenen Dampfmenge im Zylinder

$$V d\gamma = \pm \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + x) h \cdot d\gamma;$$

also ist  $\frac{d\gamma}{\gamma}$  und annähernd auch

$$\frac{dp}{p} = \pm \frac{f v dt}{F \cdot h (\varepsilon_0 + x)}$$

Die ganze unendlich kleine Änderung der Dampfspannung ist daher

$$dp = -\frac{p dx}{\varepsilon_0 + x} \pm \frac{p f v \cdot dt}{F h (\varepsilon_0 + x)}$$

oder

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dx}{\varepsilon_0 + x} \left( 1 \mp \frac{f v dt}{F h \cdot dx} \right)$$

Ein Wegelement des Kolbens  $h dx$  ist aber  $= V dt$ ; also ist

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dx}{\varepsilon_0 + x} \left( 1 \mp \frac{f v}{F V} \right),$$

und wenn der Ausdruck  $\frac{F V}{f}$  wieder mit  $v'$  bezeichnet wird

$$= -\frac{dx}{\varepsilon_0 + x} \left( 1 \mp \frac{v}{v'} \right).$$

Während bei der Einströmung die Anfangsspannung konstant und die innere veränderlich ist, tritt hier das entgegengesetzte ein, und da für den größten Teil der Vorausströmung die äußere Spannung der Atmosphäre, bzw. der Exhaustordruck kleiner als  $0,58 p$  ist, so muß diese in Rechnung gestellt werden, so daß die Ausströmungsgeschwindigkeit bis etwa 90 bis 95% des Kolbenlaufs konstant wird, und zwar

$$= \zeta \sqrt{2g \cdot \frac{p - p'}{\gamma} \cdot 100^2}$$

$$\text{für } \zeta = 0,95 = 100 \cdot \zeta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,42}{0,56 \cdot 0,79}} = 410 \text{ m/sek.}$$

Der Querschnitt der Schieberöffnung ist aber  $f = \frac{300 \cdot e}{1000^2}$ , so daß der Quotient

$$\frac{v}{v'} = \frac{410 \cdot 300 \cdot e}{\pi \cdot 0,4^2 \cdot V \cdot 1000^2} = 0,98 \cdot \frac{e^{mm}}{V^{m/sek}}.$$



Die Kolbengeschwindigkeit  $V$  ist für eine  $\infty$  lang gedachte Kurbelstange  $= V' \sin \varphi = r \omega \sin \varphi = r \cdot n \cdot 2\pi \cdot \sin \varphi = 0,28 \cdot n \cdot 2\pi \cdot \sin \varphi = 1,76 \cdot n \cdot \sin \varphi$ . Für die Zuggeschwindigkeit  $v = 80 \text{ km/st}$  ist die Geschwindigkeit im Kurbelkreise  $V' = r \cdot \omega = r \cdot n \cdot 2\pi = 1,76 \cdot 4,09 = 7,2 \text{ m/sek}$ , während die Kolbengeschwindigkeit veränderlich  $= V' \sin \varphi = 7,2 \cdot \sin \varphi$  ist. Der Kurbelwinkel  $\varphi$  nimmt auf dem Kolbenwege der Vorausströmung  $0,6 h$  bis  $1 h$  von  $101^\circ 35'$  bis  $180^\circ$  zu und die Kolbengeschwindigkeit von  $7,06 \text{ m}$  bis  $0$  ab. Untersucht man den Wert  $\frac{e}{V}$  auf Grund der Berechnung und bildlichen Darstellung mehrerer Ziffern, so kann dafür annähernd, wenigstens bis zu  $x = 0,95$  des Kolbenweges die lineare Funktion  $-10,315 + 15,16 x$  gesetzt werden, so daß nun die Differentialgleichung

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dx}{\varepsilon_0 + x} \left(1 + 0,98 \frac{e}{V}\right) = -\frac{dx}{\varepsilon_0 + x} (-9,315 + 15,16 x)$$

integriert wird.

$$\ln p = 9,315 \cdot \ln(\varepsilon_0 + x) - 15,16 \int \frac{x dx}{\varepsilon_0 + x} + \text{Konst.}$$

Der Differentialquotient  $\frac{x}{\varepsilon_0 + x}$  ist aber

$$= 1 - \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_0 + x},$$

also das Integral

$$= x - \varepsilon_0 \ln(\varepsilon_0 + x)$$

und

$$\begin{aligned} \ln p &= 9,315 \cdot \ln(\varepsilon_0 + x) - 15,16 [x - \varepsilon_0 \ln(\varepsilon_0 + x)] + \text{Konst.} \\ &= (9,315 + 15,16 \varepsilon_0) \ln(\varepsilon_0 + x) - 15,16 x + \text{Konst.} \end{aligned}$$

Für den Anfangszustand ist

$$\ln p_1 = (9,315 + 15,16 \varepsilon_0) \ln(\varepsilon_0 + \varepsilon_1) - 15,16 \varepsilon_1 + \text{Konst.}$$

und daher das bestimmte Integral

$$\ln \frac{p_1}{p} = (9,315 + 15,16 \varepsilon_0) \ln \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_1}{\varepsilon_0 + x} + 15,16 (x - \varepsilon_0).$$

Für  $x = \varepsilon_1$  ist  $\ln \frac{p_1}{p} = 0$ ; also  $p = p_1$

$$\ln \frac{p_1}{p} = -10,755 \ln \frac{\varepsilon_1 + x}{\varepsilon_0 + \varepsilon_1} + 15,16 (x - \varepsilon_1).$$

Hieraus erhält man folgende Werte für

|           |           |                           |
|-----------|-----------|---------------------------|
| $x = 0,6$ | $p = 4,0$ | tatsächlich ist $p = 4,0$ |
| 0,7       | 3,76      | 3,5                       |
| 0,8       | 2,97      | 3,0                       |
| 0,9       | 1,97      | 2,5                       |
| 1,0       | 1,27      | 1,4                       |

Siehe Fig. 76.

**Nachverdampfung.** Die wirklichen Spannungen während der Vorausströmung sind also gegen Ende des Kolbenhubes etwas größer, womit aber nicht bewiesen ist, daß die Ausströmung des Dampfes langsamer erfolgt, sondern während bei der Dampfeinströmung durch den Dampfniederschlag an der kälteren Zylinderwand ein Druckverlust eintrat, geschieht hier das Gegenteil durch eine bei der niedrigeren Spannung und Temperatur des ausströmen-

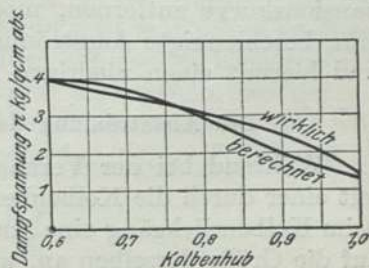


Fig. 76. Vorausströmung.



den Dampfes seitens der jetzt wärmeren Zylinderwandungen bewirkte Nachverdampfung. Dieser zweite Abschnitt des Wärmeaustausches läßt sich noch etwas besser durch Berechnung der nachverdampften Wassermenge aufklären; sie ist anscheinend bei  $x = 0,9$  am größten

$$= \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + x) h \cdot \Delta \gamma = 0,07 (0,09 + 0,9) (1,4 - 1,1) = 0,021 \text{ kg, oder } 21 \text{ g,}$$

während überhaupt beim Beginn der Ausströmung

$$0,07 (0,09 + 0,6) 2,2 \cdot 1000 = 106 \text{ g}$$

Dampf vorhanden waren, so daß fast 20% Dampfnässe bzw. ein Teil von dem vorhergegangenen Niederschlag wieder nachverdampft wurden.

Man kann aber bezüglich der ausgeströmten Dampfmenge noch eine andere Nachprüfung vornehmen; sie war für die Zeiteinheit  $m = f v \gamma$ . Nimmt man zu einer überschläglichen Nachrechnung die lineare Schieberöffnung  $e = 10 \text{ mm}$ , also  $f = \frac{300 \cdot 10}{1000^2} \text{ qm}$  und  $\gamma = 0,9$  für die mittlere Spannung  $p = 1,6 \text{ kg}$ , so ist

$$m = \frac{300 \cdot 10}{1000^2} \cdot 410 \cdot 0,9 = 1,11 \text{ kg/sek.}$$

Die Zeitdauer der Vorausströmung war

$$\tau = \frac{\varphi}{360 \cdot n} = \frac{78^{1/2}}{360 \cdot 4,09} = \frac{1}{18,8} \text{ Sek.}$$

und daher die in dieser Zeit ausgeströmte Dampfmenge

$$\frac{1110}{18,8} = 59 \text{ g,}$$

während nach dem Indikatordiagramm nachweisbar nur  $106 - 0,07 (0,09 + 1) 0,83 = 106 - 63 = 43 \text{ g}$  ausgeströmt sind. Wir werden bei der Ausströmung während des Kolbenrückganges hierauf zurückkommen.

Aus der Differentialgleichung zur Berechnung der Ausströmungsdrucklinie

$$\frac{dp}{p} = - \frac{dx}{\varepsilon_0 + x} \left( 1 + 0,98 \cdot \frac{e}{V} \right)$$

ist ersichtlich, daß der zweite Summand in der Klammer gradlinig mit der Schieberöffnung  $e$  wächst und umgekehrt mit der Kolbengeschwindigkeit  $V = V' \sin \varphi = r \cdot n \cdot 2\pi \cdot \sin \varphi$ , also auch umgekehrt proportional mit der Umlaufzahl  $n = \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D}$  und der Zuggeschwindigkeit  $v$ . Man kann also durch Einführung der Werte für  $n$  oder  $v$  ihre Einwirkung beurteilen, und es mag schon hier die Frage kurz gestreift werden, wie die innere Schieberüberdeckung am zweckmäßigsten zu bemessen sein wird. Es ist erklärlich, daß diese bei großen Geschwindigkeiten, bei denen die Ausströmungsdrucklinien sich ohnedies wenig von der verlängerten Expansionskurve entfernen, möglichst klein, oder negativ zu machen ist, um durch eine beschleunigte Ausströmung eine recht kleine Endspannung im toten Punkte und hiermit einen niedrigen Rückdruck zu erhalten.

#### Die Ausströmung des Dampfes während des Kolbenrückganges.

Während bei der Vorausströmung die Verminderung der Dampfmenge noch mit einer durch die Kolbenbewegung hervorgerufenen Ausdehnung einhergeht, tritt beim Kolbenrückgang eine Zusammendrückung ein, und es kommt im Endergebnis auf die Größe derselben an, wobei auch die noch weiter fortgesetzte und verstärkte Nachverdampfung nicht unbeachtet bleiben darf. Eine Untersuchung dieser Ver-



hältnisse auf der Mitte des Kolbenweges kann eine Aufklärung geben, da außer der Dampfausströmungsgeschwindigkeit auch die des Kolbens hier annähernd als konstant angesehen werden kann.

Die in einem Zeitelement ausströmende Dampfmenge war

$$m = f v \gamma \text{ kg/sek.}$$

Ist die lineare Öffnung des Schiebers an dieser Stelle des Kolbenlaufs  $e = 25 \text{ mm}$ , so ist

$$v = 100 \zeta \sqrt{2g \frac{1,3 - 1,15}{0,71}} = \text{konst.} = 173 \text{ m/sek.};$$

$$\text{also } m = \frac{300 \cdot 25}{1000^2} \cdot 173 \cdot 0,69 \cdot 1000 = 895 \text{ g.}$$

Der Kolben verdrängt aber in derselben Zeit die Dampfmenge

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot V = 0,1257 \cdot 7,2 = 0,905 \text{ cbm}$$

mit einem Gewicht von  $0,905 \cdot 0,776 \cdot 1000 = 702 \text{ g}$ .

Da nun auch die Dampfspannung in der Mitte des Kolbenhubes fast konstant ist, so müssen beide Werte einander ungefähr gleich sein. Der Unterschied  $895 - 702 = 193 \text{ g}$  dürfte daher durch die in der Zeiteinheit erfolgende Nachverdampfung zu erklären sein. Rechnet man für die Zeit während der eigentlichen Ausströmung  $\frac{3}{4}$  von der Zeit eines Hubes  $= \frac{3}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{n} = \frac{3}{4 \cdot 2 \cdot 4,09} = \text{etwa } \frac{1}{11} \text{ Sek.}$ , so würden also

in dieser Zeit nochmals  $\frac{1}{11} \cdot 193 = 17,5 \text{ g}$  oder  $16,3\%$  der ausströmenden Dampfmenge zur Nachverdampfung gelangen.

Bei größeren Füllungsgraden wird es vielfach bemerkt, daß die Spannung des ausströmenden Dampfes in der Mitte des Kolbenhubes etwas größer ist, als Kennzeichen dafür, daß die Schieberöffnung für die hier stattfindende größere Kolbengeschwindigkeit nicht genügt. Gegen Ende der Ausströmung steigt der Einfluß der Zusammendrückung des Dampfrestes durch den Kolben, so daß die Spannung sichtbar gesteigert wird und von da in die Kompressionsspannung übergeht.

#### 4. Die Kompression.

In dieser vierten Wirkungsperiode des Dampfes wird der im Zylinder zurückgebliebene Restdampf nach Maßgabe der Raumverhältnisse zusammengedrückt, und es wäre nun eigentlich das meiste bei der Expansion Gesagte in umgekehrter Reihenfolge hier zu wiederholen. Auch bei der Kompression treten unverkennbare Erscheinungen des Wärmeaustausches mit den Zylinderwandungen auf. Zunächst bestätigt sich entschieden das von Zeuner Gesagte, daß die Druckkurve in höherem Grade eine Gleichgewichtskurve ist, als bei der Ausdehnung und daher mehr einen umkehrbaren Prozeß darstellt. Dies erkennt man schon an ihrem stets regelmäßigen Verlauf. Es empfiehlt sich bei der vorzunehmenden Untersuchung auch hier wieder von der Zustandsänderung des Dampfes auszugehen, bei der der Wärmezu- und -abgang ausgeschlossen gedacht ist. Für diesen adiabatischen Zustand ist eine unendlich kleine zugeführte Wärmemenge  $dQ = T \cdot dE = 0$ , so daß die Entropie

$$E = \tau + \frac{y \cdot r}{T} \text{ konstant} = \tau_1 + \frac{y_1 r_1}{T_1}.$$

Ferner sind die spezifischen Volumina

$$v = y u + v_0 \text{ und } v_1 = y_1 u_1 + v_0.$$

Betrachtet man wieder das vorangegangene Beispiel einer  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Schnellzuglokomotive bei 44% Hochdruckfüllung und 93 km Zuggeschwindigkeit, so sind die Anfangswerte der Hochdruckkompression  $p_1 = 4,9$ ,  $u_1 = 0,3812$ ,  $v_1 = y_1 u_1 + v_0$ .

Für  $y_1 = 1$ , also anfänglich trocken gesättigten Dampf vorausgesetzt, ist dann

$$v_1 = 1,0,3812 + 0,001 = 0,3822,$$

$$\tau_1 = 0,4423, r_1 = 501, T_1 = 423,$$

also die Entropie  $E_1 = \tau_1 + \frac{y_1 r_1}{T_1} = 1,6251$ .

Für  $p = 10$  ist  $u = 0,1947, \tau = 0,5099,$   
 $r = 480, T = 452$  ist

$$y = \frac{\tau_1 + \frac{y_1 r_1}{T_1} - \tau}{r} T = \frac{1,6251 - 0,5099}{480} \cdot 452 = 1,05.$$

Es tritt also Überhitzung ein, während bei der trocknen Expansion stets ein Niederschlag erfolgte. Wird nun aber anfänglich nasser Dampf vorausgesetzt, z. B.  $y_1 = 0,7$ , so gestaltet sich die Berechnung wie folgt:

$$v_1 = 0,7 \cdot 0,3812 + 0,001 = 0,2678,$$

$$\tau_1 + \frac{y_1 r_1}{T_1} = 1,2713$$

und  $y = \frac{1,2713 - 0,5099}{480} \cdot 452 = 0,72.$

Bei der adiabatischen Kompression 30% nasser Dämpfe erfolgt also eine Nachverdampfung. Das zugehörige spezifische Volumen ist

$$v = yu + v_0 = 0,72 \cdot 0,1887 + 0,001 = 0,1369$$

und der betreffende Kolbenstand

$$x = (\epsilon_0 + \epsilon_3) \frac{v}{v_1} - \epsilon_0 = (0,17 + 0,18) \frac{0,1369}{0,2678} - 0,17 = 0,009.$$

Ist ferner  $y_1 = 0,5$ , sind also anfänglich 50% Dampfnässe angenommen, so ist

$$v_1 = 0,1856, \quad y = 0,505, \quad v = 0,095,$$

$$x = 0,9\%.$$

In der Fig. 77 sind diese Naßdampfadiabaten 2a und 2b neben der wirklichen, mit 1 bezeichneten Kompressionskurve des Indikatordiagramms aufgezeichnet. Man erkennt hieraus, daß die Spannung bei trockenem Dampfe mehr ansteigt, eine Eigenschaft, die sich benutzen läßt, um den Wasserrest im Zylinder zu beurteilen. Es soll noch ein anderes Beispiel bei einer  $\frac{2}{3}$  ge-

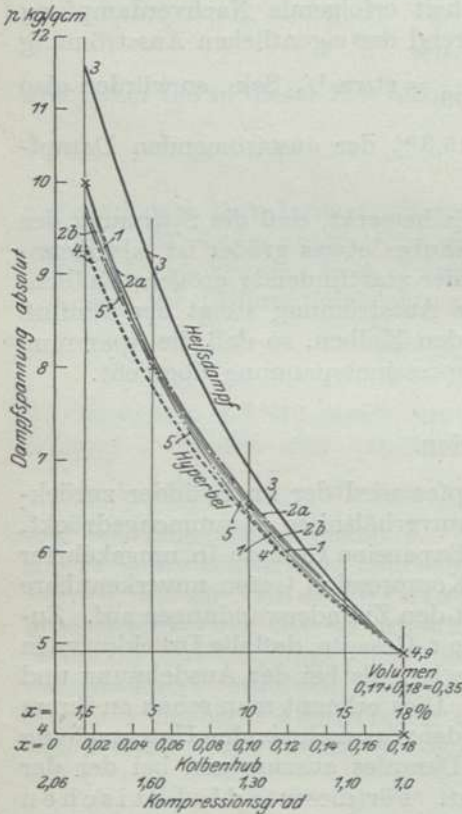


Fig. 77. Kompressionskurven.

- Adiabaten
- 1. Wirkliche Kompressionskurve ————
  - 2a. Dampfnässe 30% - - - - -
  - 2b. Dampfnässe 50% - - - - -
  - 3. Heißdampf ————
  - 4. Hyperbel ······
  - 5. Grenzcurve - - - - -



kuppelten Zwillings-Personenzug-Lokomotive durchgerechnet werden, für die  $p_1 = 1,75$ , also  $\tau_1 = 0,35465$  und die Entropie der Dampfbildung  $\frac{r_1}{T_1} = 1,3531$  waren. Für  $p = 5,1$  ist  $\tau = 0,44596$ ,  $\frac{r}{T} = 1,1761$ ; also

$$y = \frac{0,35465 + y_1 \cdot 1,3531 - 0,4456}{1,1761} = 1,1505 \cdot y_1 - 0,0776.$$

Ist nun  $y_1 = 1$ , also ursprünglich trocken gesättigter Dampf vorhanden, so wird in diesem Fall der Endwert des Dampfgehalts  $y = 1,0829$ , also wieder  $> 1$  und der Dampf selbst überhitzt. Wird  $y = 1,1505 \cdot y_1 - 0,0776 = y_1$  gesetzt, so entspricht der Wert für  $y_1 = \frac{0,0776}{0,1505} = 0,515$  einer konstanten Dampfmasse, also der Grenze zwischen Überhitzung und Niederschlag. Überschreitet aber die anfängliche Dampfmasse  $v_1 = 1 - y_1$  den Wert  $1 - 0,515 = 0,485$ , so steigt sie noch weiter im ferneren Verlauf der Kompression, bis der Fall eintritt, daß  $\gamma = 1$ , also  $y = 0$ , d. h. am Schluß der Kompression nur Wasser vorhanden ist. Dies geschieht für  $y = 1,1505 \cdot y_1 - 0,0776 = 0$  oder  $y_1 = 0,07$ .

In dem letzteren Beispiele ist das Kompressionsverhältnis

$$\frac{v_1}{v} = \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_3}{\varepsilon_0 + \varepsilon_4} = \frac{9 + 25}{9 + 3} = 2,833 = \frac{y_1 u_1 + v_0}{y u + v_0} = \frac{y_1 \cdot 1,005 + 0,001}{y \cdot 0,3671 + 0,001}.$$

Da nun aber auch

$$y = 1,1505 \cdot y_1 - 0,0766,$$

so kann die Dampfmasse  $v_1 = 1 - y_1$  beim Beginn der Kompression im Punkte 3 berechnet werden; denn es ist

$$\begin{aligned} 1,005 \cdot y_1 + 0,001 &= 2,833 (0,3671 \cdot y + 0,001) \\ &= 2,833 [0,3671 (1,1505 \cdot y_1 - 0,0766) + 0,001] \\ &= 2,833 (0,4223 \cdot y_1 - 0,0271) \\ &= 1,1964 \cdot y_1 - 0,07677; * \end{aligned}$$

also

$$y_1 = \frac{0,001 + 0,07677}{1,1964 + 1,005} = 40,6\%$$

oder die Dampfmasse  $v_1 = 1 - y_1$  war 59,4%.

Dies gilt allerdings alles nur unter der Voraussetzung adiabatischer Kompression.

**Heißdampf.** Die adiabatische Kompressionskurve des Heißdampfes wird durch die Gleichung  $p v^n = p v^{1/2} = \text{konst.}$  dargestellt. Hiernach erhält man z. B. für den Kolbenstand  $x = 10\%$  einen Punkt der Kurve durch

$$p (0,17 + 0,1)^{1/2} = 4,9 (0,17 + 0,18)^{1/2}$$

oder  $p = 6,95$  usw. Siehe Nr. 3 der Fig. 77.

Nach Poncelet gilt die Mariottesche Hyperbel, deren Gleichung  $p v = \text{konst.}$  Es ergibt sich daher für einen beliebigen Punkt mit der Abszisse  $x = 0,1$  die Dampfspannung  $p = \frac{4,9 (0,17 + 0,18)}{0,17 + 0,10} = 6,35$  usw. Nr. 4 der Figur.

Die Grenzkurve bestimmt sich durch die Gleichung  $p v^n = p v^{1,0646} = \text{konst.}$ , also ist  $p (0,17 + 0,10)^{1,0646} = 4,9 (0,17 + 0,18)^{1,0646}$  und hieraus

$$p = 4,9 \cdot \left(\frac{35}{27}\right)^{1,0646} = 6,5.$$

Vgl. Zahlentafel 3 und Fig. 77, Nr. 5.

## Zahlentafel 3.

## Kompressionskurven.

| Laufende Nr.          | 1                      | 2a   | 2b                     |       | 3                                     | 4          | 5 |
|-----------------------|------------------------|------|------------------------|-------|---------------------------------------|------------|---|
|                       |                        |      | Adiabaten              |       |                                       |            |   |
|                       |                        |      | Naßdampf<br>$\nu = 30$ | 50%   |                                       |            |   |
| Kolbenstellung<br>$x$ | Indikator-<br>diagramm |      |                        |       | Poncelet-<br>Mariottesche<br>Hyperbel | Grenzkurve |   |
| 18                    | 4,9                    | 4,9  | 4,9                    | 4,9   | 4,9                                   | 4,9        |   |
| 15                    | 5,4                    | 5,45 | 5,35                   | 5,5   | 5,4                                   | 5,4        |   |
| 10                    | 6,5                    | 6,6  | 6,58                   | 6,95  | 6,35                                  | 6,5        |   |
| 5                     | 8,0                    | 8,1  | 8,05                   | 9,1   | 7,75                                  | 8,0        |   |
| 1,5                   | 10,0                   | 10,0 | 9,7                    | 11,46 | 9,3                                   | 8,7        |   |

**Polytrope.** Untersucht man wieder die fünf schon bei der Expansion ausgewählten Indikatordiagramme der Normal-Personenzug-Lokomotive, auch in bezug auf die Gleichungen der Kompressionskurve von der Form  $p v^n = \text{konst.}$ , bzw. ob die Zustandsänderungen umkehrbar und polytropisch erfolgen, so erhält man wieder

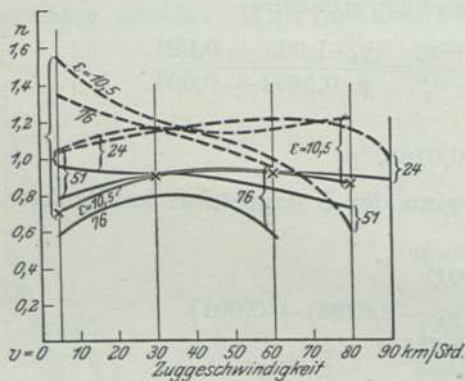


Fig. 78. Exponent der Kompressionskurven.  
 ————— Obere Hälfte.  
 - - - - - Untere Hälfte.

ziemlich auseinandergelungene Werte des Exponenten  $n$ , die in der Fig. 78 dargestellt sind. Die Kompressionskurven sind um so steiler, je trockener der Dampf ist; man wird also schon aus der Gestalt der Kurve, bzw. aus dem Exponenten  $n$  auf die anfängliche Dampfmasse im Punkte 3 schließen können. Wenn tatsächlich adiabatische Zustandsänderungen vorliegen, so könnte, wie wir gesehen haben, die ursprüngliche Dampfmasse und ihre Änderung während der Kompression ermittelt werden; allein ein Blick auf die in der Fig. 78 bildlich dargestellten Kompressionsexponenten läßt erkennen, daß diese Annahme nicht statthaft sein wird. Indessen erscheint es doch zweckmäßig, zu versuchen, der Sache durch Bestimmung der Dampfmen gen noch etwas näher auf den Grund zu kommen. Dies soll zunächst an dem Beispiel der vierzylindrigen Lokomotive geschehen. Im Punkte 3 befindet sich die Dampfmenge (Restdampf)

$$\frac{\pi d^2}{4} (\epsilon_0 + \epsilon_3) h \gamma_3 = 0,058 (0,17 + 0,18) 2,7 = 0,055 \text{ kg, oder } 55 \text{ g,}$$

als nachweisbarer, trocken gesättigter Dampf und am Schluß der Kompression, im Punkte 4 befindet sich eine Dampfmenge von  $0,058 (0,17 + 0,015) 5,1 =$  ebenfalls 55 g. Unter anderen Verhältnissen, d. h. bei anderen Füllungsgraden und Geschwindigkeiten gestaltet sich die Sache aber ganz anders. Diese vergleichenden Untersuchungen sollen wieder an der Normal-Personenzug-Lokomotive, mit der solche Versuche angestellt worden sind, durchgeführt werden, und zwar durch Berechnung der im Zylinder verbliebenen Restdampfmen gen und ihrer Änderungen während der Kompression; sind diese von beträchtlicher Größe, so wird auch ein entsprechender Wärmeaustausch anzunehmen sein; namentlich ist dies bei den geringeren Kolbengeschwindigkeiten zu erwarten. Hiernach sind also diese Dampfmen gen für vier verschiedene Füllungsgrade und drei bis fünf Geschwindigkeiten für den Anfang, die Mitte und das Ende der Kompression ermittelt und in



der Fig. 79 auch bildlich dargestellt worden. Hieraus ist zu ersehen, daß in der ersten Hälfte dieses Wirkungsabschnittes der Dampfarbeit in der Regel eine Nachverdampfung und in der zweiten Hälfte ein Niederschlag stattfindet. Die Kompression des Dampfes in den Zylindern ist also keine adiabatische und überhaupt auch keine polytropische, also nur scheinbar eine Gleichgewichtsdruckkurve. Was nun die viel umstrittene Frage betrifft, welche Wassermenge dem im Anfangspunkt der Kompression enthaltenen Restdampf beigemischt ist, so wird sie durch diese Untersuchung nicht entschieden, durch die nur nachgewiesen werden kann, daß und wieviel Dampfmasse mindestens vorhanden war; es ist nicht ausgeschlossen, daß die Wassermenge noch größer war, die aber bei einer sehr kurzen Dauer der Kompression nicht in die Erscheinung treten konnte.

Was anders wäre es, wenn die Kompression adiabatisch erfolgte, dann könnte, wie schon bemerkt, die Dampfmasse bestimmt werden. Als geeignetes Beispiel dürfte noch der Füllungsgrad  $\varepsilon = 76\%$  und die Zuggeschwindigkeit  $v = 5 \text{ km/st}$  zu betrachten sein, dessen Berechnung sich wie folgt gestaltet.

Im Anfangspunkt ist  $p_1 = 1,05 \text{ Atm.}$

1. die mittlere Spannung  $p' = 1,5$ ,
2. die Endspannung  $p'' = 2,45$ .

Hiernach ist zu 1. die spezifische Dampfmenge

$$y' = \left( \tau_1 + \frac{y_1 r_1}{T_1} - \tau' \right) \frac{T'}{r'} = \frac{0,3147 + y_1 1,4360 - 0,3424}{1,378} = 1,042 y_1 - 0,02;$$

ferner ist

$$\frac{v_1}{v'} = \frac{y_1 u_1 + v_0}{y' u' + v_0} = \frac{y_1 1,628 + 0,001}{y' 1,161 + 0,001} = \frac{\varepsilon_0 + x_1}{\varepsilon_0 + x'} = \frac{9,5 + 12}{9,5 + 6} = 1,387;$$

$$\text{also } y_1 = \frac{1,387 (1,161 y' + 0,001) - 0,001}{1,628} = 0,989 y' + 0,00039;$$

$$\text{also } y' = 1,042 (0,989 y' + 0,00039) - 0,020 = 1,0305 y' - 0,0196$$

$$\text{oder } y' = 0,64;$$

folglich war die Dampfmasse im Punkte 3

$$r_1 = 1 - y_1 = 1 - \frac{0,66}{1,042} = 1 - 0,633 = 0,367 \text{ oder } 36,7\%.$$

Für den Endpunkt ist

$$y'' = \frac{0,3147 + y_1 \cdot 1,4360 - 0,3825}{1,30} = 1,10 y_1 - 0,052,$$

$$\frac{v_1}{v''} = \frac{y_1 \cdot 1,628 + 0,001}{y'' \cdot 0,732 + 0,001} = \frac{\varepsilon_0 + x_1}{\varepsilon_0 + x''} = \frac{9,5 + 12}{9,5 + 0,5} = 2,15,$$

$$y_1 = \frac{2,15 \cdot (0,732 y'' + 0,001) - 0,001}{1,628} = \frac{1,574 y'' + 0,00115}{1,628} = 0,967 y'' + 0,0007,$$

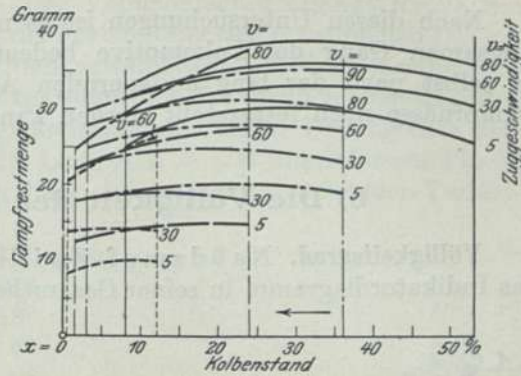


Fig. 79. Dampfrest während der Kompression.  
Füllungsgrade:  
——— 10,5      - - - - - 24  
- - - - - 51      ······ 76

$$\begin{aligned}
 y'' &= 1,10 (0,967 y'' + 0,0007) - 0,052 \\
 &= 1,067 y'' - 0,051 = \frac{0,051}{0,064} = 0,80.
 \end{aligned}$$

Nach diesen Untersuchungen ist es nicht mehr zweifelhaft, daß bei einem so langsamen Gang der Lokomotive bedeutende innere Kondensationen eintreten, da selbst nach der lang andauernden Ausströmungsperiode eine so hochgradige Dampfneße noch festgestellt werden kann.

### b) Die Völligkeit der Indikatordiagramme.

**Völligkeitsgrad.** Naßdampf-Zwillings-Lokomotive. Betrachten wir nun das Indikatordiagramm in seiner Gesamtheit und stellen eine Untersuchung darüber an, wie sich das ideal gedachte Diagramm in der Wirklichkeit verändert.

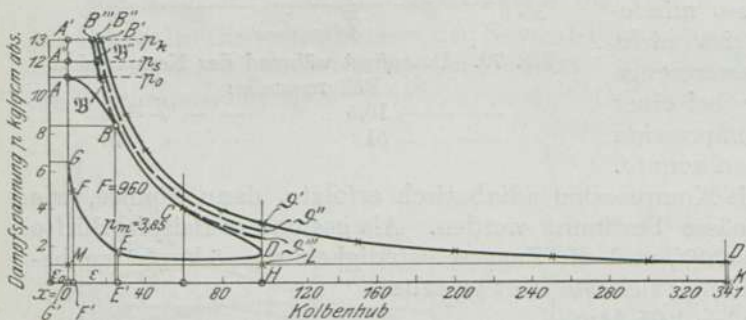


Fig. 80. Völligkeitsgrad. Zwillings-Lokomotive.

$$Z = u p_m = 518 \cdot 3,85 = 1994 \text{ kg,}$$

$$L = \frac{Z v}{270} = \frac{1994 \cdot 80}{270} = 628 \text{ PS.}$$

bei jedem Kolbenhube im toten Punkte des Zylinders zurückbleibende Restdampf entspricht dem Produkt  $p_3 \varepsilon_0 = 6,5 \cdot 9,5 = 62$ ; also wird die zugeströmte Frischdampfmenge durch die Ziffer  $\frac{281 - 62}{13} = 17\%$  ausgedrückt.

Kommen dann noch 15% an Dampfneße hinzu und ebensoviel an innerer Kondensation, so würde sich eine Füllung ergeben, die einer gemessenen Speisewassermenge von  $17 \cdot 1,3 = 22,1\%$  entspricht, während die nachweisbare, ohne innere Kondensation  $17 \cdot 1,15 + \frac{62}{13} - 9,5 = 14,85$  sein sollte. Setzt man eine nach der Mariotteschen Hyperbel erfolgende Expansion voraus, so wäre zunächst die aus der Fläche  $13 \left( 17 \cdot 1,3 + \frac{62}{13} \right) = 13 (22,1 + 4,8) = 13 \cdot 26,9 = 350$  sich ergebende Expansionslinie einem Vergleich zugrunde zu legen; sie entspricht der gemessenen Speisewassermenge. Hiernach ergeben sich die in der Zahlentafel 4 zusammengestellten Arbeitsverluste des wirklichen Diagramms  $J = ABCDEGA = 1410 - 450 = 960$  qmm bei einem Maßstabe für  $p = 1 \text{ kg} = 5 \text{ mm}$  und  $\varepsilon = 1\% = \frac{1}{2} \text{ mm}$  gegen die Fläche  $Ia = A' B' D' K G' A' = 2800 \text{ qmm} = 100\%$ ; der Gesamtverlust ist daher  $= 1840 \text{ qmm}$  oder 65,7%. Das Verhältnis der wirklichen zur theoretischen Diagrammfläche  $\frac{J}{I} 100$  wird der Völligkeitsgrad genannt und ist daher im vorliegenden Fall  $= 34,3\%$ . Hierzu muß allerdings bemerkt werden, daß die Expansionslinie des gemessenen Speisewasserverbrauchs und ihre

an, wie sich das ideal gedachte Diagramm in der Wirklichkeit verändert. Bleiben wir zunächst wieder bei dem Beispiel der Normal-Personenzug-Lokomotive stehen, (Fig. 80), die bei einem Füllungsgrad  $\varepsilon = 24\%$  eine Geschwindigkeit  $v = 80 \text{ km/st}$  erreicht hat, so entspricht indikatorisch die im Punkt B des Diagramms nachweisbare Dampfmenge der Fläche  $p(\varepsilon_0 + \varepsilon) = 8,4(9,5 + 24) = 8,4 \cdot 33,5 = 281$ . Der



Fortsetzung bis zum Atmosphärendruck, sowie die Annahme der Luftleere als untere Druckgrenze, zu ungünstig gerechnet ist. Beträgt die Dampfmasse, wie hier angenommen wurde, 15%, so kommt für diese als Verlust nur die fühlbare, aber nicht auch die Verdampfungswärme in Abzug. Der Völligkeitsgrad erlangt ferner erst dann eine praktische Bedeutung, wenn bei der Feststellung der prinzipiellen Dampfarbeit die unausführbare Expansion über den gewählten Kolbenhub hinaus fortgelassen wird. Legt man also jetzt nur die Expansionslinie des wirklich eingeströmten Dampfes bis zum Hubende und den Atmosphärendruck als untere Druckgrenze dem Vergleich zugrunde, so erhält man die von der Linie  $A'B''\vartheta''LM$  umschlossene Fläche als theoretisches Diagramm, und es kommen die in der Zahlentafel stehenden Verlustpositionen

|                    |         |
|--------------------|---------|
| Nr. 1 =            | 120 qmm |
| „ 7 =              | 1014 „  |
| zu 8 =             | 188 „   |
| „ 9 =              | 55 „    |
| „ 10 =             | 8 „     |
| im ganzen 1385 qmm |         |

in Abzug; man erhält also nur die in der zweiten Spalte stehenden Verlustziffern, da jetzt die Fläche des theoretischen Diagramms  $Ib = 2800 - 1385 = 1415$  qmm umfaßt und der Verlust nur  $1415 - 960 = 455$  qmm beträgt. Der Völligkeitsgrad ist dann  $\frac{960}{1415} \cdot 100 = 68\%$ .

Zahlentafel 4.

Völligkeit der Indikatordiagramme.  
a) Zwillinglokomotiven.

|                    |  |                     | Flächen                                  | Inhalt<br>qmm | %    | Inhalt<br>qmm | %    |
|--------------------|--|---------------------|--|---------------|------|---------------|------|
| 1 a                | Theoretisches Diagramm . . . . .                         | I a                 | $A' B' D' K G' A'$                       | 2800          | 100  | —             | —    |
| 1 b                | „ „ . . . . .  | I b                 | $A' B' \vartheta'' L M A'$               | —             | —    | 1415          | 100  |
| 2                  | Wirkliches Diagramm . . . . .                            | J                   | $A B C D E G A$                          | 960           | 34   | 960           | 68   |
| Verluste.          |  |                     |  |               |      |               |      |
| 1                  | Dampfmasse . . . . .                                     | 15%                 | $B'' B' \vartheta' \vartheta'' B''$      | 120           | 4,3  | —             | —    |
| 2                  | Innere Kondensation . . . . .                            | 15%                 | $B''' B'' \vartheta'' \vartheta''' B'''$ | 118           | 4,2  | 118           | 8,3  |
| 3                  | Druckverlust vom Kessel bis zum Schieberkasten . . . . . | 1,2 kg              | $A' B'' \vartheta'' A'' A'$              | 42            | 1,5  | 42            | 3,0  |
| 4                  | Desgl. zwischen Schieberkasten und Zylinder . . . . .    | 0,8 kg              | $A'' \vartheta'' \vartheta A A''$        | 32            | 1,1  | 32            | 2,3  |
| 5                  | Ungenügende Schieberöffnung . . . . .                    | —                   | $A \vartheta B A$                        | 36            | 1,3  | 36            | 2,6  |
| 6                  | Ungenügende Expansion (bei der Vorausströmung) . . . . . | —                   | $C \vartheta''' D C$                     | 30            | 1,1  | 30            | 2,1  |
| 7                  | Ungenügende Expansion . . . . .                          | —                   | $\vartheta' D' K H \vartheta''$          | 1014          | 36,5 | —             | —    |
| 8                  | Rückdruck (Ausströmung) . . . . .                        | kleinster<br>1,3 kg | $D H E' E D$                             | 244           | 8,7  | 56            | 4,0  |
| 9                  | Kompression . . . . .                                    | —                   | $E E' F' F E$                            | 162           | 5,8  | 107           | 7,6  |
| 10                 | Gegendampf . . . . .                                     | —                   | $F F' G' G F$                            | 42            | 1,5  | 34            | 2,4  |
| Summe der Verluste |  |                     |  | 1840          | 66,0 | 455           | 32,3 |

Bei Verbundlokomotiven sind die beiden Diagramme für Hoch- und Niederdruck zunächst zu rankinisieren, d. h. so zusammenzulegen, daß das letztere, auf den Inhalt der Hochdruckfläche bezogen, entsprechend länger gestreckt wird.

Sind also  $d$  und  $d'$  die Kolbendurchmesser, so wird diese Diagrammlänge statt 100, jetzt  $\frac{\pi d'^2}{4 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \cdot 100 = 100 \cdot \frac{d'^2}{d^2}$ , z. B. bei der schon berechneten vierzylindrigen

Lokomotive =  $100 \cdot \frac{560^2}{340^2} = 271$ . In der Fig. 81 ist diese Rankinisierung ausgeführt.

Der Spannungssprung in der idealen Expansionslinie entsteht durch die Verschiedenheit der Dampfreste in den schädlichen Räumen. Wird die Untersuchung

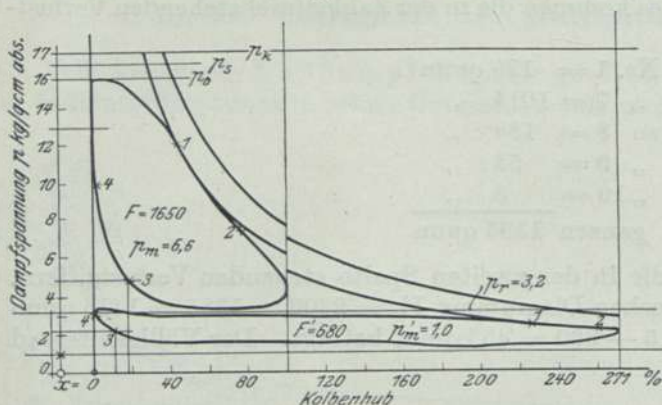


Fig. 81. Völligkeitsgrad. Vierzylindrige Verbund-Lokomotive.

$$p_{m1} = 6,6 + 2,71 \cdot 1,0 = 9,3$$

$$Z = u \cdot p_{m1} = 374,6 \cdot 9,3 = 3484 \text{ kg}$$

$$L = \frac{Zv}{270} = \frac{3484 \cdot 93}{270} = 1200 \text{ PS.}$$

zunächst nach beiden Zylindern getrennt durchgeführt, und zwar beim Hochdruckzylinder zwischen der Kessel- und Verbinderspannung und beim Niederdruckzylinder zwischen dieser und der Atmosphäre, so erhält man in gleicher Weise, wie bei der zweizylindrigen Zwillinglokomotive die verhältnismäßigen Druck- und Arbeitsverluste in der folgenden Zahlentafel Nr. 5. Der gemessene Speisewasserverbrauch für den Kolbenhub war  $G = 207 \text{ g}$ , die berechnete eingeströmte Dampfmenge  $G' = 193 \text{ g}$ , die indizierte Dampfmenge am Ende

der Einströmung  $G_4 + G = 219 \text{ g}$ , der Restdampf  $G_4 = 55 \text{ g}$ , die indikatorisch nachweisbar eingeströmte Dampfmenge  $G''$  ist daher  $= 219 - 55 = 164 \text{ g}$  und die nach der Messung festgestellte Arbeitsdampfmenge im Zylinder

$$G_4 + G = 55 + 207 = 262 \text{ g.}$$

Nach der diesem Dampfverbrauch entsprechenden äußersten Expansionslinie für  $p = 1 \text{ kg} = 5 \text{ mm}$  und  $\varepsilon = 1\% = 0,5 \text{ mm}$  soll, wie es meist üblich ist, der Völligkeitsgrad ermittelt werden.

Das theoretische Diagramm

- 1a. für den Hochdruck, gerechnet bis zur Dampfspannung im Verbinder  $p_v = 3,2 \text{ kg}$  ist  $I = 3020$  und
- 1b. für den Niederdruck zwischen dieser Verbinderspannung und dem Druck der Atmosphäre  $I' = 1480 \text{ qmm}$ .

Die wirklichen Diagrammflächen sind

- 2a. für den Hochdruck  $J = 1650$  und
- 2b. für den Niederdruck  $J' = 680 \text{ qmm}$ ,

so daß hiernach ein Völligkeitsgrad  $\eta = \frac{1650 + 680}{3020 + 1480} \cdot 100 = 52\%$  erlangt wird.

Die einzelnen Verluste in Prozenten der theoretischen Diagrammflächen sind in der Zahlentafel Nr. 5 zusammengestellt.



## Zahlentafel 5.

## Völligkeit der Indikatordiagramme.

## b) Verbundlokomotiven.

|                                    | Flächen     | Hochdruck     |     | Niederdruck   |     |
|------------------------------------|-------------|---------------|-----|---------------|-----|
|                                    |             | Inhalt<br>qmm | %   | Inhalt<br>pmm | %   |
| 1 Theoretische Diagramme . . . . . | $I$ u. $I'$ | 3020          | 100 | 1480          | 100 |
| 2 Wirkliche Diagramme . . . . .    | $J$ u. $J'$ | 1650          | 55  | 680           | 46  |
|                                    | Summe       | 4500          | 100 |               |     |
|                                    | Summe       | 2330          | 52  |               |     |

## Verluste.

|   |                     |      |      |     |    |
|---|---------------------|------|------|-----|----|
| 1 Dampfnäse . . . . .   | } 21,3 %            | 345  | 180  |     |    |
| 2 Innere Kondensation . . . . .                                       |                     |      |      |     |    |
| 3 Druckverlust zwischen Kessel bzw.<br>Verbinder und Schieberkasten . | 0,6 bzw. 0 kg       | 40   | —    |     |    |
| 4 Desgl. zwischen Schieberkasten und<br>Zylinder . . . . .            | 0,8 bzw. 0,2 kg     | 58   | 45   |     |    |
| 5 Ungenügende Schieberöffnung (Ein-<br>strömung) . . . . .            |                     | 55   | 90   |     |    |
| 6 Ungenügende Expansion (Voraus-<br>strömung) . . . . .               |                     | 60   | 5    |     |    |
| 7 Ungenügende Expansion . . . . .                                     |                     | —    | —    |     |    |
| 8 Rückdruck . . . . .   | 3,4 bzw. 1,3 kg     | 545  | 430  |     |    |
| 9 Kompression . . . . .   |                     | 238  | 45   |     |    |
| 10 Gegendampf . . . . .   |                     | 29   | 5    |     |    |
|   | Summe der Verluste: | 1370 | 45   | 800 | 54 |
|   | +                   | 800  |      |     |    |
|   |                     | 2170 | 48 % |     |    |

## Die Völligkeitsgrade beim überhitzten Wasserdampf.

Als Beispiel zeigt die Fig. 82 das von Garbe aufgenommene Indikator-  
diagramm einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Heißdampflokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  mit Schmidtschem  
Überhitzer bei 28% Füllung und 93 km Geschwindigkeit. Der gemessene Speise-  
wasserverbrauch war  $G = 140$  g für den Kolbenhub; der Restdampf im toten Punkte

$$G_0 = \frac{\pi d^2}{4} \varepsilon_0 h \gamma = \frac{\pi \cdot 0,55^2}{4} \cdot 0,63 \cdot 0,12 \cdot 4,17 \cdot 1000 = 75 \text{ g.}$$

Im Punkt 1 am Schluß der Einströmung sind  $75 + 140 = 215$  g Dampf vor-  
handen.

Das spezifische Volumen  $v$  des Kesseldampfes erhält man aus der Zustands-  
gleichung  $p v = RT - C \sqrt[4]{p}$ ; die Dampftemperatur

$$T \text{ ist } = 273 + 191 + 146 = 610^\circ;$$

daher 
$$v = \frac{50,9 \cdot 610}{13 \cdot 100^2} - \frac{192,5 \sqrt[4]{13 \cdot 100^2}}{13 \cdot 100^2} = 0,21$$

und der auf den Kesselzustand des Dampfes bezogene Füllungsgrad

$$\varepsilon = \frac{0,215 \cdot 0,21}{0,15} - 0,12 = 0,18$$

als Ausgangspunkt der in der Fig. 82 — — — — gezeichneten Expansionslinie, deren Gleichung  $p v^{1/2} = \text{konst.} = p_1 v_1^{1/2}$  ist und daher für einen beliebigen Punkt  $x$  des Kolbenhubes  $p = 13 \left( \frac{12 + 18}{12 + x} \right)^{1/2}$ .

Die durch — — — — dargestellte Verlängerung der wirklichen Expansions-

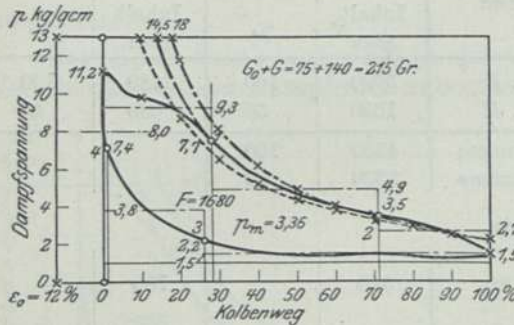


Fig. 82. Völligkeitsgrad. Heißdampf.  
 $\epsilon = 28\%$ ,  $t = 337^\circ$ , Zuglast 361 t.  
 $v = 93$  km/st,  $p_m = 3,36$  kg/qcm.  
 $Z = u p_m = 3267$  kg,  $L = \frac{Zv}{270} = 1125$  PS.

- — — — Adiabatische Drucklinie des gemessenen Kesseldampfes  $p v^{1/2} = C$ .
- — — — Adiabatische Drucklinie des eingeströmten Dampfes  $p v^{1/2} = C$ .
- ..... Grenzkurve des gemessenen trocken gesättigten Dampfes  $p v^{1,0646} = C$ .

Das auf die adiabatische Expansionsdrucklinie des gemessenen Kesseldampfes und die Atmosphäre als untere Druckgrenze bezogene theoretische Diagramm wird bei einem Maßstab für  $\epsilon = 1\% = 1$  mm und  $p = 1$  kg = 5 mm durch die Fläche  $I = 2740$  qmm dargestellt, während das wirkliche Diagramm einen Flächeninhalt von  $J = 1680$  qmm besitzt. Der Völligkeitsgrad ist daher

$$\eta = \frac{J}{I} \cdot 100 = 61,3 \%$$

Die einzelnen Verluste stehen in der Zahlentafel Nr. 6. Die unter der Bezeichnung: Innere Kondensation, Abkühlung, angegebene Ziffer umfaßt hier den gesamten Wärmeverlust vom Kessel bis zum Ende der Expansion einschließlich der Abkühlung im schädlichen Raume; sie wird dargestellt durch die Fläche zwischen der — — — — gezeichneten Expansionslinie des gemessenen Kesseldampfes und der indikatorisch nachweisbaren Dampfmenge.

**Indizierte Zugkraft.** Aus der mittleren effektiven Dampfspannung hinter dem Kolben und dem Rückdruck vor demselben ergibt sich durch Subtraktion beider die effektive Dampfspannung der Nutzleistung. Die absolute treibende Spannung  $p_a$  setzt sich aus den Einzelspannungen während der Einströmung, Expansion und Vorausströmung zusammen, die absolute Gegenspannung  $p_r$  aus der der Ausströmung, Kompression und des Gegendampfes. Die Zahlentafel Nr. 7 enthält z. B. die einzelnen Bestandteile der Dampfspannungen  $p_a$  und  $p_r$ , sowie diese selbst, ihre Wegstrecken und Anteile an der Hubarbeit für jeden Wirkungsabschnitt der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Normal-Personenzuglokomotive  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$  und

der  $\frac{2}{5}$  gekuppelten vierzylindrigen Schnellzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ . Das Expansions-

linie entwickelt sich zunächst aus der fingierten Füllung  $x = 14,5\%$  der Gleichung  $13(12 + x)^{1/2} = 7,5(12 + 28)^{1/2}$ . Einzelne Punkte der Kurve ergeben sich einfach aus dieser Gleichung.

Ferner ist noch die Sättigungs- oder Grenzkurve des gemessenen Speisewasser- verbrauchs  $G = 140$  g, und zwar ..... eingezeichnet worden. Der ganze schädliche Raum erfordert

$$\frac{\pi d^2}{4} \epsilon_0 h \gamma = 0,15 \cdot 0,12 \cdot 6,53 \cdot 1000 = 118 \text{ g}$$

von 13 Atm. Spannung, so daß bei einem zurückgebliebenen Restdampf von  $G_0 = 75$  g zur Ausfüllung noch  $118 - 75 = 43$  g nötig sind und  $140 - 43 = 97$  g zur weiteren Füllung übrig bleiben, die

$$= \frac{0,097 \cdot v \cdot 100}{0,15} = \frac{0,097 \cdot 0,153}{0,15} \cdot 100 = 10\%$$

sein würde.



Zahlentafel 6. Völligkeit der Indikatordiagramme.  
c) Heißdampflokomotiven.

|                    |   | Flächen             | Inhalt<br>qmm | %    |
|--------------------|---|---------------------|---------------|------|
| 1                  | Theoretisches Diagramm . . . . .                            | I                   | 2740          | 100  |
| 2                  | Wirkliches Diagramm . . . . .                               | J                   | 1680          | 61,3 |
| Verluste.          |   |                     |               |      |
| 1                  | Dampfneße . . . . .   | —                   | —             | —    |
| 2                  | Innere Kondensation (nur Abkühlung) . . . . .               | —                   | 140           | 5,2  |
| 3                  | Druckverschluß zwischen Kessel und Schieberkasten . . . . . | 1,8 kg              | 150           | 5,5  |
| 4                  | Desgl. zwischen Schieberkasten und Zylinder . . . . .       | 1,4 kg              | 100           | 3,7  |
| 5                  | Ungenügende Schieberöffnung (Einströmung) . . . . .         | —                   | 30            | 1,1  |
| 6                  | Ungenügende Expansion (Vorausströmung) . . . . .            | —                   | 30            | 1,1  |
| 7                  | Ungenügende Expansion . . . . .                             | —                   | —             | —    |
| 8                  | Rückdruck . . . . .   | kleinster<br>1,4 kg | 190           | 6,9  |
| 9                  | Kompression . . . . .                                       | —                   | 390           | 14,1 |
| 10                 | Gegendampf . . . . .  | —                   | 30            | 1,1  |
| Summe der Verluste |   |                     | 1060          | 38,7 |

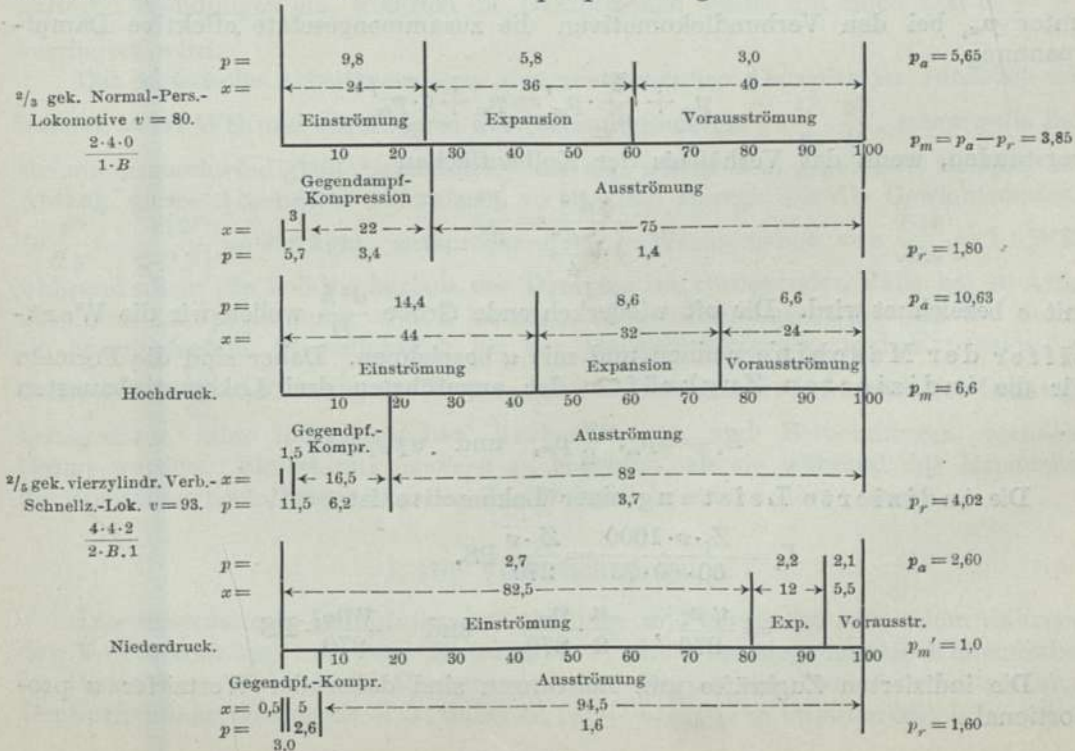
Anmerkung: Gesamtwärme des Kesseldampfs 102,9 WE/Hub. Gesamt-  
abkühlungsverlust vom Kessel bis zum Schluß der Einströmung in den Zylinder  
5,2 WE/Hub

$$= 0,48 (0,140 \cdot 100 - 0,075 \cdot 42)$$

$$\text{und} \quad = \frac{5,2 \cdot 100}{0,48 \cdot 0,140 \cdot 146} = \frac{5,4 \cdot 100}{9,8} = 53\%$$

von der Überhitzungswärme.

Zahlentafel 7. Mittlere Dampfspannungen.



verhältnis  $\frac{\epsilon_2}{\epsilon_1}$  der ersteren ist 1:2,5 und das gesamte der Verbundlokomotive 1:5. Wird die absolute positive Hubarbeit = 100 gesetzt, so ist die negative (Gegen-) Arbeit dieser Lokomotiven 32 bzw.

|                                      |        |
|--------------------------------------|--------|
| beim Hochdruck der Verbundlokomotive | 38 und |
| „ Niederdruck „                      | 62     |
| im ganzen                            | 47%;   |

also ist die effektive Leistung 68 bzw. 53%. Es wird nötig sein, in den folgenden Abschnitten über die Zwillings- und Verbundwirkung, die Ausprobierung und Berechnung der Lokomotiven, auf diesen Gegenstand noch näher einzugehen.

Aus der mittleren, effektiven, spezifischen Dampfspannung  $p_m$  in den Zylindern läßt sich der mittlere Kolbendruck für die Zwillingslokomotiven

$$Z = \frac{2\pi(100d)^2}{4} p_m,$$

für die zweizylindrigen Verbundlokomotiven

$$= \frac{\pi(100d)^2}{4} p_m + \frac{\pi(100d')^2}{4} p_m',$$

und für die vierzylindrigen Verbundlokomotiven

$$= \frac{2\pi(100d)^2}{4} p_m + \frac{2\pi(100d')^2}{4} p_m',$$

berechnen, unter Vernachlässigung des Querschnitts der Kolbenstangen.

Die am Umfang der Treibräder wirkenden Kräfte sind dann

$$Z_i = \frac{Z \cdot 2h}{\pi D} = \frac{d^2 h}{D} p_m, \quad \frac{1}{2} \frac{d^2 h}{D} p_{m_1} \quad \text{bzw.} \quad \frac{d^2 h}{D} p_{m_1}$$

unter  $p_{m_1}$  bei den Verbundlokomotiven die zusammengesetzte effektive Dampfspannung

$$p_m + \frac{d'^2}{d^2} p_m' = p_m + c \cdot p_m'$$

verstanden, wenn das Verhältnis der Kolbenflächen

$$\frac{\pi d'^2}{4} = \frac{d^2}{4}$$

mit  $c$  bezeichnet wird. Die oft wiederkehrende Größe  $\frac{d^2 h}{D}$  wollen wir die Wertziffer der Maschine nennen und mit  $u$  bezeichnen. Daher sind die Formeln für die indizierten Zugkräfte der angeführten drei Lokomotivbauarten

$$Z_i = u p_m, \quad \frac{u}{2} p_{m_1} \quad \text{und} \quad u p_{m_1}.$$

Die indizierte Leistung einer Lokomotive ist

$$L_i = \frac{Z_i \cdot v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{Z_i \cdot v}{270} \text{ PS.}$$

$$= \frac{u p_m}{270}, \quad \frac{u}{2} \frac{p_{m_1}}{270} \quad \text{und} \quad \frac{u p_{m_1}}{270} \text{ PS}$$

Die indizierten Zugkräfte und Leistungen sind daher der Wertziffer  $u$  proportional.



## B. Die kalorimetrische Untersuchung der Lokomotiven.

### a) Der Naßdampf.

Diese Untersuchungen haben den Zweck, den Verbleib der zugeführten Wärmemenge nachzuweisen und eine Wärmebilanz aufzustellen. Die im Dampfkessel entwickelte Wärme ist für 1 kg des trocken gesättigten Arbeitsdampfes:

$$\lambda = q + r \text{ WE,}$$

bei 0° Wärme des Speisewassers; enthält der Dampf aber  $v\%$  Nässe, ist also  $y = 1 - \frac{v}{100}$ , so ist  $\lambda = q + y \cdot r \text{ WE.}$

Ist nun  $m$  der nach Abzug aller Verluste (Strahlpumpenschlabberwasser, Rost-Rauchkammer- und Kohlenspritze, Luftpumpe, Dampfpöler usw.) im Kessel nutzbar erzeugte Dampf in kg/sek, so ist diejenige für einen Kolbenhub bzw. bei den drei genannten Lokomotivgattungen  $G = \frac{m}{4n}$ ,  $\frac{m}{2n}$  und  $\frac{m}{4n}$  kg, wenn  $n$  die Umdrehungszahl des Triebwerks in der Sekunde bezeichnet  $= \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D}$ .

Die durch den Regulator für jeden Kolbenhub abziehende Wärmemenge ist daher  $G\lambda \text{ WE}$ . Der erste Effektverlust  $Q'$  erfolgt auf dem Wege des Dampfes in der Rohrleitung vom Kessel bis zunächst zum Schieberkasten, er wächst mit dem Temperaturgefälle und bewirkt einen Dampfverlust durch Kondensation  $G' = \frac{Q'}{r} \text{ kg}$ , so daß also nunmehr  $G - G'$  kg Dampf tatsächlich einströmen. Während der Durchströmung des Schieberkastens, der Dampfkanäle und bei der Einströmung in den Zylinder tritt ein weiterer Wärmeverlust  $Q_1$  durch Abkühlung des Dampfes an den kälteren Wandungen ein, wodurch die Dampfmenge wieder um einen Teil  $G'' = \frac{Q''}{r}$  verringert wird.

Das kinetische Arbeitsvermögen des zuströmenden Dampfes ist zunächst ein inneres  $= G\lambda \text{ WE}$  und ein äußeres der Strömungsenergie  $= \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2}$ , wenn  $v$  die Zuströmungsgeschwindigkeit bezeichnet. Ist sie, wie in dem gegebenen Beispiel am Anfang dieses Abschnitts 112 m/sek, so ist diese Energie für die Gewichtseinheit  $= \frac{v^2}{2g} = \frac{112^2}{2 \cdot 9,81} = 639 \text{ kgm}$ , entsprechend einer Wärmemenge von  $\frac{639}{424} = 1,5 \text{ WE}$ , während allein die Volldruckarbeit des Dampfes im vorliegenden Falle bei 16 Atm. absoluter Dampfspannung 47 WE beträgt. Die Strömungsenergie und die durch sie hervorgerufene Wirbelbildung bei der Dampfeinströmung und Expansion ist daher etwa  $\frac{1,5}{47} \cdot 100 = 3\%$  der Volldruckarbeit, kann daher innerhalb der Genauigkeitsgrenzen aller indikatorischen Beobachtungen und Berechnungen vernachlässigt werden. Sie ist nur insofern zu beachten, als sie während der Expansion die Spannung beeinflussen und das Zustandsgleichgewicht stören kann.

### 1. Die Volldruckwirkung.

Die einströmende Dampfmenge  $G$  vereinigt und vermischt sich schon während der Voreinströmung mit dem Restdampf  $G_4$  des vorangegangenen Kolbenhubes im Punkt 4 am Schluß der Kompression und Beginn der Dampfvereinströmung. Der vorhandene Wärmegehalt ist daher  $G_4 (q_4 + y_4 r_4)$ . [Die Dampfarbeit  $L_1$  während

der Einströmung kann aus dem Indikatordiagramm entnommen werden; sie setzt sich aus zwei Teilen zusammen, einer negativen  $-L_1''$  während der Gegendampfeinströmung und  $+L_1'$  während der eigentlichen Einströmung und erfordert eine Wärmemenge  $= A \cdot L_1$  bis zum Abschluß der Einströmung. Bei diesem Punkt 1 schließt die Volldruckwirkung ab mit einer Dampfmenge  $G_4 + G$  und einer Wärmemenge  $(G_4 + G)(q_1 + y_1 \varrho_1)$ , die als Anfangswert in die folgende Expansionswirkung übertritt. Setzt man für die Werte  $q + y \varrho$  die innere Dampfwärme  $J$  und vereinigt alle Energieverluste vom Kessel bis zum Abschluß der Einströmung in der Ziffer  $Q_1$ , so erhält man die kalorimetrische Gleichung der Volldruckarbeit  $G\lambda + G_4 J_4 - Q_1 = A L_1 + (G_4 + G) J_1$ .

Werden die folgenden Arbeitsvorgänge dementsprechend mit den Zeigern 2, 3 und 4 gekennzeichnet, so erhält man der Reihe nach folgende Wärmegleichungen:

## 2. Die Expansion.

$$(G_4 + G) J_1 - Q_2 = A L_2 + (G_4 + G) J_2,$$

wenn  $Q_2$  die vom Dampf an die Zylinderwandungen abgegebene Wärmemenge und  $L_2$  die Expansionsarbeit des Dampfes bezeichnet.

## 3. Die Ausströmung.

Für diese ist  $(G_4 + G) J_2 - Q_3 = A L_3 + X + G_3 J_3$ , worin  $Q_3$  ganz und  $L_3$  teilweise negativ ist, indem die Arbeit des ausströmenden Dampfes  $L_3$  ebenfalls aus zwei Summanden besteht, einem positiven  $+L_3'$  während der Vorausströmung und  $-L_3''$  als Arbeit des Rückdrucks.  $X$  bezeichnet die mit der Dampfmenge  $G$  abziehende verlorene Wärmemenge.

## 4. Die Kompression.

Schließlich ist für den jetzt folgenden vierten und letzten Arbeitsvorgang, der Zusammendrückung des Restdampfes durch den Kolben die Gleichung

$$G_3 J_3 - Q_4 = A L_4 + G_4 J_4,$$

wobei hingegen hier  $Q_4$  nur teilweise als negativer Wert sich herausstellen wird,  $L_4$  aber vollständig.

## Der Beharrungszustand.

Befindet sich die Zylinderwandung bezüglich der Wärmebewegung in einem Beharrungszustande, der hier vorauszusetzen ist, so muß

$$\Sigma Q = 0$$

sein und

$$\Sigma L = \text{der ganzen Hubarbeit}$$

$$L_i = \frac{G(\lambda - X)}{A}.$$

### 1. Beispiel.

**Zwillingslokomotive.** Die  $\frac{2}{3}$ gekuppelte Normal-Zwillingslokomotive  $\frac{2.4.0}{1.B}$  für  $\varepsilon = 24\%$  und  $v = 80 \text{ km/st}$  (vgl. Zahlentafel 8).

Die am Ende der Einströmung indikatorisch nachweisbare Dampfmenge wäre im gesättigten Zustande

$$(V_0 + V) \gamma_1 = \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon) h \gamma_1 = \frac{\pi \cdot 0,4^2}{4} \cdot 0,56 (0,095 + 0,24) 4,34 \cdot 1000 = 102 \text{ g};$$



vgl. Zahlentafel Nr. 8. Der Restdampf im Punkt 3 am Schluß der Ausströmung ist

$$G_3 = (V_0 + V_3) \gamma_3 = \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon_3) h \gamma_3 = 0,07 \cdot 0,345 \cdot 0,97 \cdot 1000 = 23 \text{ g}$$

und im Punkt 4 am Schluß der Kompression:

$$G_4 = (V_0 + V_4) \gamma_4 = \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon_4) h \gamma_4 = 0,07 \cdot 0,125 \cdot 2,72 \cdot 1000 = 24 \text{ g.}$$

Die nachweisbar eingeströmte Dampfmenge ist daher  $= 102 - 24 = 78 \text{ g.}$

## Zahlentafel 8.

## Kalorimetrische Untersuchung.

## a) Zwillingslokomotiven.

| Bezeichnung                 |                       |           | Bezeichnung                  |                 |           |
|-----------------------------|-----------------------|-----------|------------------------------|-----------------|-----------|
| Kolbendurchmesser . . . . . | $d$                   | 0,40 m    | Schädlicher Raum . . . . .   | $\varepsilon_0$ | 9,5%      |
| Kolbenhub . . . . .         | $h$                   | 0,56 m    | Füllungsgrad . . . . .       | $\varepsilon$   | 24%       |
| Kolbenfläche . . . . .      | $\frac{\pi d^2}{4}$   | 0,1257 qm | Kesselspannung . . . . .     | $p_k$           | 13 kg/qcm |
| Zylinderinhalt . . . . .    | $\frac{\pi d^2}{4} h$ | 0,07 cbm  | Dampfverbrauch . . . . .     | $G$             | 101 g     |
|                             |                       |           | Zuggeschwindigkeit . . . . . | $v$             | 80 km/st  |

| Punkt  | Kolbenstand | Rauminhalt | Dampfspannung absolut | Spezif. Gewicht | Dampfgewicht       | Spezif. Volumen | Flüssigkeitswärme | Spezif. Dampfmenge | Innere latente Wärme | Dampf-wärme | Mittlere Dampfspannung | Wärme-wert der mechan. Arbeit | Wärme-austausch |
|--------|-------------|------------|-----------------------|-----------------|--------------------|-----------------|-------------------|--------------------|----------------------|-------------|------------------------|-------------------------------|-----------------|
|        | $x$         | $V_0 + V$  | $p$                   | $\gamma$        | $(V_0 + V) \gamma$ | $u$             | $q$               | $y$                | $e$                  | $J$         | $p_m$                  | $AL$                          | $Q$             |
| Kessel | 0           | —          | 13,0                  | 6,53            | —                  | —               | 193,4             | 1,0                | 424,7                | 618,1       | 9,8                    | + 3,9                         | —               |
| 1      | 0,24        | 0,02345    | 8,4                   | 4,34            | 102                | 0,2295          | 173,6             | 0,82               | 439,8                | 534,2       | 5,8                    | + 3,45                        | + 11,33         |
| 2      | 0,60        | 0,04865    | 4,0                   | 2,16            | 105                | 0,4614          | 144,1             | 0,81               | 462,4                | 523,3       | + 3,0                  | + 1,75                        | — 2,05          |
| 3      | 0,75        | 0,05915    | 1,7                   | 0,97            | 23                 | 1,0321          | 115,3             | 1,0                | 484,8                | 600,1       | — 1,4                  | — 1,73                        | — 9,20          |
| 4      | 0,03        | 0,00875    | 5,1                   | 2,72            | 24                 | 0,3671          | 153,2             | 1,0                | 455,4                | 608,6       | — 3,4                  | — 0,12                        | — 0,08          |
|        |             |            |                       |                 |                    |                 |                   |                    |                      |             | — 5,7                  | — 0,30                        |                 |
|        |             |            |                       |                 |                    |                 |                   |                    |                      |             |                        | 6,94                          | + 11,33         |

Zunächst sei vorausgesetzt, daß die nicht bekannte Dampfmasse im Kessel  $= 0$ , der Dampf also trocken gesättigt und  $y = 1$  sei. Ist nun z. B. die gemessene Speisewassermenge

$$G = 1,3 \cdot 78 = 101 \text{ g,}$$

so ist für die Kesselspannung  $p = 13 \text{ kg/qcm}$  die zur Erzeugung von 1 kg nötige Wärmemenge

$$\lambda = q + 1 \cdot r = 193,4 + 474,3 = 664,7 \text{ WE}$$

und sonach die Gesamtwärme für einen Kolbenhub

$$G \lambda = 0,101 \cdot 664,7 = 67,13 \text{ WE.}$$

$$G_4 J_4 \text{ ist } = 0,024 (153,2 + 1 \cdot 455,4) = 14,6 \text{ WE,}$$

wenn auch der Restdampf im Punkte 4 als trocken gesättigt vorausgesetzt wird.

Die Dampfarbeit  $L_1$  setzt sich aus zwei Teilen zusammen, einem positiven

$$L_1' = + \frac{\pi (100 d)^2}{4} p_{m_1}' \varepsilon h,$$

wenn  $p_m' = 9,8$  die mittlere absolute Dampfspannung während der Einströmung auf dem Kolbenwege  $\frac{\varepsilon h}{100} = 0,24 \cdot 0,56$  bezeichnet; sie ist also  $= 100^2 \cdot 0,07 \cdot 0,24 \cdot 0,98$

= 1646 kgm und das Wärmeäquivalent  $AL_1' = \frac{1646}{424} = + 3,9$  WE, der andere, negative Summand ist die Gegenarbeit des voreinströmenden Dampfes

$$L_1'' = - \frac{\pi (100 d)^2}{4} p_{m_1}'' \frac{\varepsilon_4 \bar{h}}{100} = - 120 \text{ kgm}$$

und  $AL_1'' = - \frac{120}{424} = - 0,3$  WE,

daher  $AL_1 = + 3,9 - 0,3 = 3,6$  WE.

Die Dampfwärme im Punkt 1 am Schluß der Einströmung ist

$$(G_4 + G) J_1 = (0,024 + 0,101) (173,6 + y_1 \cdot 439,8).$$

Die spezifische Dampfmenge  $y_1$  in diesem Punkte erhält man aus der Gleichung

$$(G_4 + G) = (V_0 + V) \gamma_1$$

oder  $(G_4 + G) v_1 = (G_4 + G) (y_1 u_1 + v_0) = V_0 + V;$

also 
$$y_1 = \left( \frac{V_0 + V}{G_4 + G} - v_0 \right) \frac{1}{u_1} = \left[ \frac{\frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon) \bar{h}}{G_4 + G} - v_0 \right] \frac{1}{u_1}$$

$$= \left[ \frac{0,07 \cdot (0,095 + 0,24)}{0,024 + 0,101} - 0,001 \right] \frac{1}{1,2295} = 0,82.$$

Daher ist bei einer Dampfmasse von

$$v_1 = 18\%, \quad (G_4 + G) J_1 = 0,125 \cdot 534,2 = 66,8 \text{ WE}$$

und daher die erste Wärmegleichung

$$G\lambda + G_4 J_4 - Q_1 = AL_1 + (G_4 + G) J_1 = 67,13 + 14,6 - Q_1 = + 3,6 + 66,8;$$

oder der Wärmeaustausch vom Dampf an den Zylinder

$$Q_1 = + 11,33 \text{ WE.}$$

Die Expansionsarbeit

$$L_2 \text{ ist } = \frac{\pi (100 d)^2}{4} (\varepsilon_2 - \varepsilon) \bar{h} p_{m_2}$$

$$= 100^2 \cdot 0,07 \cdot (0,60 - 0,24) 5,8 = 1462 \text{ kgm}$$

$$AL_2 = + \frac{1462}{424} = + 3,45 \text{ WE.}$$

Der Schlußwert

$$(G_4 + G) J_2 \text{ ist } = 0,125 (144,1 + y_2 \cdot 462,4);$$

hiernach

$$y_2 = \left( \frac{V_0 + V_2}{G_4 + G} - v_0 \right) \frac{1}{u_2}$$

$$= \left[ \frac{0,07 (0,095 + 0,60)}{0,024 + 0,101} - 0,001 \right] \frac{1}{0,4614} = 0,82.$$

Es ist also während der Expansion im ganzen keine weitere Kondensation eingetreten und auch keine Nachverdampfung.

$$(G_4 + G) J_2 \text{ ist daher } = 0,125 \cdot 523,3 = 65,4 \text{ WE}$$

und die zweite Wärmebilanz lautet:

$$(G_4 + G) J_1 - Q_2 = AL_2 + (G_4 + G) J_2 = 66,8 - Q_2 = + 3,45 + 65,4,$$

also

$$Q_2 = - 2,05 \text{ WE.}$$



Die bei der Dampfströmung eingeleitete Wärmebewegung wird also bereits während der Expansion umgekehrt.

Die Dampfarbeit bei der Ausströmung besteht wieder aus zwei Teilen:

$$L_3' = + \frac{\pi (100 d)^2}{4} p'_{m_3} (1 - \varepsilon_2) h = + 100^2 \cdot 0,07 (1 - 0,6) \cdot 3,0 = + 740 \text{ kgm,}$$

und  $L_3'' = - \frac{\pi (100 d)^2}{4} p''_{m_3} \varepsilon_3 h = - 100^2 \cdot 0,07 \cdot 0,75 \cdot 1,4 = - 735 \text{ kgm;}$

also ist  $AL_3 = + \frac{740 - 735}{424} = + 0,02 \text{ WE.}$

Am Schluß der Ausströmung ist noch die Wärmemenge

$$G_3 J_3 = 0,024 (115,3 + 1 \cdot 484,8) = 14,4 \text{ WE,}$$

vorhanden, trockenen Dampf im Punkt 3 vorausgesetzt.

Die dritte Gleichung lautet daher

$$(G_4 + G) J_2 - Q_3 = X + AL_3 + G_3 J_3 = 65,4 - Q_3 = X + 0,02 + 14,4$$

und  $Q_3 + X = 51,0 \text{ WE.}$

Die Kompressionsarbeit ist

$$L_4 = - \frac{\pi (100 d)^2}{4} p_{m_4} (\varepsilon_3 - \varepsilon_4) h = - 100^2 \cdot 0,07 (0,25 - 0,03) 3,4 = - 52,4 \text{ kgm}$$

und  $AL_4 = - \frac{52,4}{424} = - 0,12 \text{ WE.}$

$G_4 J_4$  war aber = 14,6; also ist die letzte Wärmegleichung

$$G_3 J_3 - Q_4 = AL_4 + G_4 J_4 - 14,4 - Q_4 = - 0,12 + 14,6$$

und daher  $Q_4 = - 0,08 \text{ WE;}$

d. h. während der Kompression sind im ganzen 0,08 WE von der Zylinderfläche an den Dampf wieder zurückgegangen.

Im Beharrungszustand des Dampfes und der Zylinderwandungen ist  $\Sigma Q = 0$ ; also unter Vernachlässigung etwaiger Wärmeverluste zwischen Kessel und Zylinder

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 0,$$

oder  $11,3 - 2,05 + Q_3 - 0,08 = 0$

und daher  $Q_3 = 0 - (11,3 - 2,05 - 0,08) = - 9,2 \text{ WE.}$

Der gesamte Wärmeaustausch während einer Treibachsumdrehung ist daher

$$\pm 11,33 \text{ WE.}$$

Durch Addieren der vier Wärmegleichungen ergibt sich ferner

$$G \lambda = AL + X,$$

oder  $67,1 = 6,94 + X$

und daher  $X = 60,16 \text{ WE.}$

Hiernach würde also  $Q_3 + X$ , wie oben

$$= 60,16 - 9,2 = 51,0$$

sein. Es soll nun aber versucht werden, die Werte von  $Q_3$  und  $X$  unmittelbar und gesondert zu berechnen.

Der größte Teil von  $Q_3$  wird die im Punkte 2 vorhanden gewesene Dampfmasse durch Nachverdampfung während der Ausströmung bei der hierzu günstigen Span-

nungs- und Temperaturabnahme des Dampfes beseitigen. Die hierzu erforderliche Wärmemenge würde bis zur vollständigen Dampftrocknung

$$(G_4 + G_2) (1 - y_2) r_2 = 0,125 (1 - 0,82) 505,9 = 11,4 \text{ WE}$$

betragen, also etwas größer, so daß hieraus ein Schluß auf die Dampfnässe im Punkt 3 gezogen werden kann. Aus der Gleichung  $0,125 (1 - y_2) 505,9 = 9,2$  ergibt sich  $y_2 = 0,855$ , so daß also eine Dampfnässe von  $18 - 14,5 = 3,5\%$  der gesamten Dampfmenge  $= 0,125 \cdot 0,035 = 0,0044 \text{ kg}$  zurückbleibt, der auf den Dampfrest  $G_3 = 0,023 \text{ kg}$  übergehen und dieser hierdurch eine Dampfnässe von

$$r_3 = \frac{0,125 \cdot 0,035 \cdot 100}{0,023} = 19\%$$

erlangen kann; allein es ist wahrscheinlich, daß die ganze übrige Dampfnässe, oder wenigstens ein beträchtlicher Teil derselben mit der Dampfmenge  $G$  entweicht.

Was den Wert von  $X$  anbetrifft, so kann er bei Kondensationsmaschinen durch Messung bestimmt werden, während er hier nur ein Gegenstand der Berechnung sein kann. Ist bei einer Kondensationsmaschine  $m$  das Gewicht des Kondensationswassers bei der Anfangstemperatur  $t'$  und ist  $t''$  die Endtemperatur nach vollständiger Kondensation der Dampfmenge  $G$  im Einspritzkondensator, so kann die Größe  $X$  aus der Temperaturzunahme  $t'' - t'$  des Kühlwassers ermittelt werden; denn es ist  $X = G q'' + m (t'' - t')$ . Bei Auspuffmaschinen entspricht dies der inneren Wärme  $J$  des abziehenden Dampfes

$$= \frac{G\lambda - AL}{G} = \lambda - \frac{AL}{G};$$

$\left(\frac{AL}{G}\right)$  ist der Wärmewert der Arbeit für 1 kg Dampf), die aber während der Ausströmung von

$$q_2 + y_2 \varrho_2 = 138,4 + 0,82 \cdot 467,0 = 521 \text{ für } p_2 = 3,4$$

bis auf  $q_3 + y_3 \varrho_3 = 114,4 + 1 \cdot 485,5 = 600 \text{ WE für } p_3 = 1,0$

zunimmt. Unter der Voraussetzung, daß die gesamte, für einen Kolbenhub zu- und abgeführte Dampfmenge  $G$  im vollständig trocken gesättigten Zustande den Zylinder verläßt, würde

$$X = G \cdot J_3 = 0,101 (144,1 + 462,4) = 61,3$$

sein, was daher etwas zu groß ist. Eine möglichst genaue Ermittlung von  $X$  ist aber deshalb erwünscht, weil die vom Dampf geleistete Nutzarbeit  $L$  aus der Gleichung  $G\lambda = AL + X$  nur bei der Kenntnis dieses Wertes ermittelt werden kann; denn

$$AL = G\lambda - X = 67,1 - 60,2 = 6,9 \text{ WE.}$$

Für den geringsten Ausströmungsdruck ist

$$G(q + 1 \cdot \varrho) = 0,101 (107,1 + 491,0) = 0,101 \cdot 598,2 = 60,4;$$

es kann daher annähernd

$$AL = G(\lambda - J) = 0,101 (664,7 - 598,2) = 6,72 \text{ WE}$$

gesetzt werden, wobei sich

$$\lambda = q + y \cdot r \text{ auf den Kesseldampf und}$$

$$J = q + y \cdot \varrho \text{ auf den Auspuffdampf beim kleinsten Rückdruck bezieht.}$$

Der thermische Wirkungsgrad ist daher im vorliegenden Fall

$$w = \frac{AL}{G\lambda} = 1 - \frac{J}{\lambda} = 1 - \frac{596,0}{664,7} = 1 - 0,895 = 0,105, \text{ oder } 10,5\%$$



und 
$$\frac{Q_{WE}}{L_{PS}} = \frac{G\lambda}{L} = \frac{67,1 \cdot 60 \cdot 60}{6,94 \cdot 424} = 6158 \text{ WE/PS u. St.}$$

Nach dem Carnotschen Kreisprozeß der verlustlosen Dampfmaschine ist der Wirkungsgrad bei dem Spannungsgefälle von 13,0 — 1,3 kg und dem entsprechenden Temperaturgefälle

$$T - T' = 463,6 - 379,6, \quad = 1 - \frac{T'}{T} = 1 - \frac{379,6}{463,6} = 1 - 0,82 = 0,18 \text{ oder } 18\%,$$

so daß hiernach gewissermaßen ein Völligkeitsgrad von  $\frac{10,5 \cdot 100}{18,0} = \text{etwa } 58\%$  entsteht.

Tatsächlich sind die Verhältnisse dieser Lokomotivbauarten nicht ganz so günstig. Die verbrauchte Dampfmenge war hier nicht durch Beobachtung, sondern nur durch eine Annahme festgestellt worden. Eine  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Zwillingen-Personenzuglokomotive verbrauchte bei einer Versuchsfahrt mit 78 km Zuggeschwindigkeit 140 g/Hub, bei einem Wärmewert der Hubarbeit von  $AL = 7,38 \text{ WE}$ , so daß der Wirkungsgrad

$$w = \frac{AL}{G\lambda} = \frac{7,38 \cdot 100}{86,5} = 8,5\%$$

war.

## 2. Beispiel.

**Verbundlokomotiven.** Die  $\frac{2}{5}$  gekuppelte vierzylindrige Verbundlokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  für  $\varepsilon = 44\%$  und  $v = 93 \text{ km/st}$  (vgl. Zahlentafel 9).

Die gemessene Speisewassermenge war, nach Abzug aller Wasser- und Dampfverluste für jeden Kolbenhub 207 g; die berechnete eingeströmte Dampfmenge 193 g, so daß hiernach eine Dampfmasse von 14 g = 6,3% anzunehmen sein würde.

Der Dampfrest im Punkt 4 des Diagramms ist

$$G_4 = (V_0 + V_4) \gamma_4 = \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon_4) h \gamma_4 = 0,058 (0,17 + 0,015) 5,1 \cdot 100 = 55 \text{ g.}$$

Die im Zylinder bis zum Punkt 1 befindliche Dampf- und Wassermenge war also

$$G_4 + G = 55 + 207 = 262 \text{ g.}$$

Das spezifische Volumen des Dampfgemisches in irgend einem Punkte ist

$$v = \frac{V_0 + V}{G_4 + G} = y \cdot u + v_0,$$

also die spezifische Dampfmenge, wenn  $G_4 + G$  bekannt ist,  $y = \frac{v - v_0}{u}$ . Die Räume

$V_0 + V$  sind in der Zahlentafel Nr. 9 angegeben, ebenso die Werte von  $\gamma = \frac{1}{v}$ , die sich hieraus ergeben, so wie die Werte für  $y$ . Der letztere  $y_4$  für den Punkt 4 kann nicht bestimmt werden und wird = 1 gesetzt, und zwar im Hinblick auf die vorangegangene andauernde Ausströmung und Nachverdampfung. Wir werden bei der Berechnung wieder nachprüfen können, ob diese Annahme zulässig ist.

Man erhält nun die folgenden vier Wärmegleichungen des Hochdruckzylinders:

$$\begin{aligned} 1. \quad G\lambda + G_4 J_4 - Q_1 &= A L_1 + (G_4 + G) J_1 \\ G\lambda &= 0,207 [206,7 + 0,937 (414,6 + 47,2)] \\ &= 0,207 \cdot 639,4 = 132,4. \end{aligned}$$

Zahlentafel 9.

Kalorimetrische Untersuchung.

b) Verbundlokomotiven.

|                                 |                             | Hochdruck   |                              | Niederdruck |
|---------------------------------|-----------------------------|-------------|------------------------------|-------------|
| Kolbendurchmesser . . . . .     | $d$                         | 0,34 m      | $d'$                         | 0,56 m      |
| Kolbenhub . . . . .             | $h$                         | 0,64 m      | $h$                          | 0,64 m      |
| Kolbenfläche . . . . .          | $\frac{\pi d^2}{4}$         | 0,0907 qm   | $\frac{\pi d'^2}{4}$         | 0,2463 qm   |
| Zylinderinhalt . . . . .        | $\frac{\pi d^2}{4} \cdot h$ | 0,058 cbm   | $\frac{\pi d'^2}{4} \cdot h$ | 0,1576 cbm  |
| Schädlicher Raum . . . . .      | $\varepsilon_0$             | 17%         | $\varepsilon_0'$             | 9%          |
| Füllungsgrad . . . . .          | $\varepsilon$               | 44%         | $\varepsilon'$               | 82,4%       |
| Dampfspannung (Kessel) . . . .  | $p_k$                       | 17,0 kg/qcm | $p_v$                        | 3,2 kg/qcm  |
| Zuggeschwindigkeit $v=93$ km/st | $G$                         | 207 Gramm   |                              | (Verbinder) |

Hochdruck.

| Punkt  | Kolbenstand | Rauminhalt | Dampfspannung | Spezif. Gewicht | Dampf-Gewicht     | Spezif. Volumen | Flüssigk. wärme | Spezif. Dampfmenge | Innere latente Wärme | Dampf-wärme | Mittlere Dampfspannung | Wärme-wert der mechan. Arbeit | Wärme-austausch |
|--------|-------------|------------|---------------|-----------------|-------------------|-----------------|-----------------|--------------------|----------------------|-------------|------------------------|-------------------------------|-----------------|
|        | $x$         | $V_0 + V$  | $p$           | $\gamma$        | $(V_0 + V)\gamma$ | $u$             | $q$             | $y$                | $e$                  | $J$         | $p_m$                  | $AL$                          | $Q$             |
| Kessel | 0           | —          | 17,0          | 8,4             | —                 | 0,1177          | 206,7           | 0,966              | 414,6                | 652,8       | 14,4                   | + 8,67                        | —               |
| 1      | 0,44        | 0,0354     | 12,1          | 6,2             | 219               | 0,1624          | 190,0           | 0,83               | 427,2                | 544,6       | 8,6                    | + 3,76                        | + 15,10         |
| 2      | 0,76        | 0,0539     | 7,6           | 4,0             | 216               | 0,2522          | 169,3           | 0,81               | 443,0                | 528,1       | + 6,6                  | + 1,97                        | + 0,50          |
| 3      | 0,18        | 0,0203     | 4,9           | 2,7             | 55                | 0,3812          | 151,7           | 1,0                | 456,6                | 608,3       | + 3,7                  | - 4,14                        | - 15,40         |
| 4      | 0,015       | 0,0107     | 10,0          | 5,1             | 55                | 0,1947          | 181,2           | 1,0                | 433,9                | 615,1       | + 6,2                  | - 1,40                        | - 0,20          |
|        |             |            |               |                 |                   |                 |                 |                    |                      |             | - 11,5                 | - 0,23                        |                 |
|        |             |            |               |                 |                   |                 |                 |                    |                      |             |                        | 8,63                          | + 15,60         |
|        |             | Verbinder  |               |                 |                   |                 |                 |                    |                      |             |                        |                               |                 |
|        | 0           | —          | 3,2           | 1,75            | —                 | 0,5692          | 136,1           | 1,0                | 468,6                | 604,7       | 2,7                    | 8,21                          | —               |
| 1      | 0,824       | 0,1441     | 2,4           | 1,34            | 193               | 0,7461          | 126,3           | 0,83               | 476,2                | 521,6       | 2,2                    | + 0,82                        | + 11,25         |
| 2      | 0,94        | 0,1623     | 2,2           | 1,23            | 200               | 0,8102          | 123,4           | 0,86               | 478,4                | 534,8       | + 2,1                  | + 0,63                        | - 3,90          |
| 3      | 0,05        | 0,0221     | 2,2           | 1,23            | 26                | 0,8102          | 121,9           | 1,0                | 479,6                | 601,5       | + 1,6                  | - 5,50                        | - 7,55          |
| 4      | 0,005       | 0,0150     | 3,1           | 1,70            | 26                | 0,5864          | 135,0           | 1,0                | 469,5                | 604,5       | + 2,6                  | - 0,33                        | + 0,20          |
|        |             |            |               |                 |                   |                 |                 |                    |                      |             | + 3,0                  | - 0,06                        |                 |
|        |             |            |               |                 |                   |                 |                 |                    |                      |             |                        | 3,77                          | + 11,45         |
|        |             |            |               |                 |                   |                 |                 |                    |                      |             |                        | 12,40                         |                 |

$$G_4 J_4 = \frac{\pi d^2}{4} \varepsilon_0 h \gamma_4 J_4 = 0,055 \cdot 615,1 = 33,8,$$

$$L_1 = + 3677 - 99 = 3578 \text{ kgm}$$

$$A L_1 = + 8,67 - 0,23 = + 8,44 \text{ WE}$$

$$(G_4 + G) J_1 = 0,262 (190,0 + y_1 \cdot 427,2)$$

$$y_1 = \frac{v_1 - v_0}{u_1} = \left( \frac{V_0 + V}{G_4 + G} - v_0 \right) \frac{1}{u_1} = \left( \frac{0,0354}{0,262} - 0,001 \right) \frac{1}{0,1624} = 0,83,$$

$$(G_4 + G) J_1 = 0,262 \cdot 544,6 = 142,7;$$

daher  $132,4 + 33,8 - Q_1 = + 8,44 + 142,7,$

oder  $Q_1 = + 15,1 \text{ WE}.$

Es sind also, einschließlich der Verluste in der Rohrleitung und im Schieberkasten, 15,1 WE durch die innere (Eintritts-) Kondensation verloren gegangen. Wäre aber der Kesseldampf trocken gesättigt, also  $y = 1$  gewesen, so würde



$$1. \quad G \lambda = 0,207 (206,7 + 1 \cdot 461,8) \\ = 138,4 \text{ WE}$$

und daher  $Q_1 = 21,1$ ,  
also noch um 6 WE größer.

$$2. \quad (G_4 + G) J_1 - Q_2 = A L_2 + (G_4 + G) J_2 \\ (G_4 + G) J_1 = 142,7 \text{ WE} \\ L_2 = 1595 \text{ kgm und } A L_2 = + 3,76 \text{ WE}$$

$$(G_4 + G) J_2 = 0,262 (169,3 + y_2 \cdot 443,0) \\ y_2 = \left( \frac{V_0 + V_2}{G_4 + G} - v_0 \right) \frac{1}{u_2} = \left( \frac{0,0539}{0,262} - 0,001 \right) \frac{1}{0,2522} = 0,81$$

$$(G_4 + G) J_2 = 0,262 (169,3 + 0,81 \cdot 443,0) \\ = 0,262 \cdot 528,1 = 138,4;$$

daher  $142,7 - Q_2 = + 3,76 + 138,4$   
und  $Q_2 = + 0,5 \text{ WE}$ .

Der Wärmeaustausch vom Dampf zur Zylinderwand wird daher bis in die Expansion fortgesetzt, und zwar in dem Grade, daß der Gesamtaustausch während dieser Zeit noch einen positiven Wert beibehält.

$$3. \quad (G_4 + G) J_2 - Q_3 = A L_3 + X + G_3 J_3 \\ (G_4 + G) J_2 = 138,4 \text{ WE} \\ L_3 = + 835 - 1757 \text{ kgm} \\ A L_3 = + 1,97 - 4,14 = - 2,17 \text{ WE} \\ G_3 J_3 = 0,053 (151,7 + 1 \cdot 456,6) \\ = 32,2 \text{ WE};$$

daher die Wärmegleichung  $138,4 - Q_3 = - 2,17 + X + 32,2$   
und  $Q_3 + X = 108,4$ .

$$4. \quad G_3 J_3 - Q_4 = A L_4 + G_4 J_4 \\ G_3 J_3 = 32,2 \\ L_4 = - 592 \text{ kgm}; \quad A L_4 = - 1,4 \text{ WE} \\ G_4 J_4 \text{ war} = 33,8;$$

daher  $32,2 - Q_4 = - 1,4 + 33,8$   
und  $Q_4 = - 0,2 \text{ WE}$ .

Aus der Beharrungsgleichung  $\Sigma Q = 0$  ergibt sich

$$Q_3 = 0 - (15,1 + 0,5 - 0,2) = - 15,4$$

und der ganze Wärmeaustausch im Hochdruckzylinder  $= + 15,6 \text{ WE}$ .

$$X = G \lambda - A L = 132,4 - 8,63 = 123,8.$$

Die vollständige Nachverdampfung der Dampfmasse im Punkte 2 würde die Wärmemenge  $(G_4 + G) (1 - y_2) r_2 = 0,262 \cdot 0,19 \cdot 488,2 = 24,3 \text{ WE}$  erfordern, woraus ersichtlich ist, daß auch hier wieder die ganze Dampfmasse während der Ausströmung nicht beseitigt wird, sondern nur

$$1 - y_2' = v_2' = \frac{15,4}{0,262 \cdot 488,2} = 0,12.$$

Der größte Teil der übrigen  $19 - 12 = 7\%$  Dampfmasse wird also durch den Verbindner nach dem Niederdruckzylinder abströmen.

Für diesen sind die nötigsten Angaben in der Zahlentafel Nr. 9 ebenfalls enthalten, aus denen die einzelnen Glieder der vier Hauptgleichungen zu ermitteln sind. Über den zuströmenden Arbeitsdampf  $G = 207 \text{ g}$  ist zu bemerken, daß bei der lang andauernden Expansion und Drosselung doch wohl angenommen werden kann, daß er schließlich im Beharrungszustande keine Dampfmasse mehr besitzen wird, so daß der Wärmezugang für den Niederdruck zylinder

$$GJ = G(q + 1 \cdot \varrho)$$

bei einer Verbinderspannung von  $p_v = 3,2 \text{ kg}$ ,  $= 0,207 (136,1 + 1 \cdot 468,6) = 125,2 \text{ WE}$  gesetzt werden soll.

$$1. \quad GJ + G_4 J_4 - Q_1 = A L_1 + (G_4 + G) J_1.$$

Der Restdampf  $G_4 = 26 \text{ g}$ , also

$$G_4 J_4 = 0,026 \cdot 604,5 = 15,7.$$

$$A L_1 = + 8,21 - 0,06 = + 8,15$$

$$(G_4 + G) J_1 = (0,026 + 0,207) (126,3 + y_1 \cdot 476,2)$$

$$= 0,233 (126,3 + y_1 \cdot 476,2)$$

$$y_1 = \left( \frac{0,1441}{0,233} - 0,001 \right) \frac{1}{0,7461} = 0,83$$

$$(G_4 + G) J_1 = 0,233 (126,3 + 0,83 \cdot 476,2)$$

$$= 0,233 \cdot 521,6 = 121,5.$$

$$125,2 + 15,7 - Q_1 = + 8,15 + 121,5;$$

daher

$$Q_1 = + 11,25 \text{ WE.}$$

$$2. \quad (G_4 + G) J_1 - Q_2 = A L_2 + (G_4 + G) J_2$$

$$(G_4 + G) J_1 = 121,5.$$

$$A L_2 = + 0,82$$

$$(G_4 + G) J_2 = 0,233 (123,4 + y_2 \cdot 478,4)$$

$$y_2 = \left( \frac{0,1623}{0,233} - 0,001 \right) \frac{1}{0,8102} = 0,86$$

$$(G_4 + G) J_2 = 0,233 \cdot 534,8 = 124,6.$$

$$121,5 - Q_2 = + 0,82 + 124,6;$$

daher

$$Q_2 = - 3,9.$$

$$3. \quad (G_4 + G) J_2 - Q_3 = A L_3 + X + G_3 J_3$$

$$(G_4 + G) J_2 = 124,6.$$

$$A L_3 = + 0,63 - 5,50 = - 4,87.$$

$$G_3 J_3 = 0,026 (121,9 + 1 \cdot 479,6)$$

$$= 15,6.$$

$$124,6 - Q_3 = - 4,87 + X + 15,6;$$

daher

$$Q_3 + X = 113,88.$$

$$4. \quad G_3 J_3 - Q_4 = A L_4 + G_4 J_4.$$

$$G_3 J_3 = 15,6.$$

$$A L_4 = - 0,33.$$

$$G_4 J_4 \text{ war} = 15,7$$

$$15,6 - Q_4 = - 0,33 + 15,7;$$

also

$$Q_4 = + 0,2.$$



$$Q_3 = 0 - (Q_1 + Q_2 + Q_4) = 0 - (11,25 - 3,9 + 0,2) \\ = 0 - 7,55 = -7,55.$$

$$X = GJ - AL = 125,2 - 3,77 = 121,43;$$

also  $Q_3 + X = -7,55 + 121,43 = 113,88.$

Die im Punkt 2 befindliche Dampfmasse ist  $(G_4 + G)(1 - y_2) = 0,233(1 - 0,86)$  und würde zu ihrer vollständigen Verdampfung

$$0,233 \cdot 0,14 \cdot 520,4 = 17,0 \text{ WE}$$

erfordern; es fließen aber während der Ausströmung nur 7,55 WE von der Zylinderwandung nach dem Dampfe zurück, so daß durch diesen Wärmeumschlag von der im Punkt 2 befindlichen Dampf- und Wassermischung  $G_4 + G = 233 \text{ g}$  nur

$$\frac{7,55 \cdot 100}{520,4 \cdot 0,233} = 6,2\%$$

nachverdampft werden können, also nur  $\frac{6,2}{14,0} = 0,44$  der vorhandenen Dampfmasse.

Zieht der Überschuß nicht mit der verbrauchten Dampfmenge ab, so kann ein gewisser Wasserrest im Zylinder zurückbleiben. Nehmen wir einmal an, daß die Dampfmasse selbst im Punkt 4 noch 20% betrage, entsprechend einem Wasserrest von  $26 \cdot \frac{0,2}{1 - 0,2} = 6,5 \text{ g}$  und wiederholt unter dieser Voraussetzung die Berechnung, so erhält man zunächst den vereinigten Dampf- und Wasserrest  $G_4 = 26 + 6,5 = 32,5 \text{ g}$  mit der inneren Wärme

$$G_4 J_4 = 0,0325(135,0 + 0,8 \cdot 469,5) = +16,6 \text{ WE}$$

und  $Q_1 = 125,2 + 16,6 - 8,15 - 124,9 = +8,7.$

$$Q_2 = 124,9 - 0,82 - 128,1 = -4,0$$

$$Q_3 + X = 128,1 + 5,09 - G_3 J_3.$$

$$G_3 J_3 = 0,0325(121,9 + 0,8 \cdot 479,6) = 16,4$$

bei derselben Dampfmasse, wie im Punkt 4.

$$Q_3 + X = 128,1 + 5,09 - 16,4 = 116,8$$

$$Q_4 = 16,4 + 0,33 - 16,6 = +0,1;$$

daher  $Q_3 = 0 - (8,7 - 4,0 + 0,1) = -4,8 \text{ WE},$

so daß jetzt der Wärmeaustausch  $\pm 8,8 \text{ WE}$  betragen würde.

Es mag dahin gestellt und späteren genaueren Versuchen vorbehalten bleiben, ob die bei vierzylindrigen Lokomotiven öfters beobachtete starke Dampfmasse in den Zylindern hierdurch zu erklären sein wird.

Der Wärmewert der indizierten Arbeit  $AL = G(\lambda - J)$  ergibt, nach dieser Formel berechnet, für den Arbeitsdampf mit 6,3% Nässe und trockenem Abdampf von 1,5 kg Spannung des austretenden Dampfes

$$= 0,207(639,4 - 599,2) = 0,207 \cdot 40,2 = 8,3 \text{ WE} \text{ statt } 12,4,$$

indem hieraus zu folgern sein dürfte, daß der abziehende Dampf nicht trocken gesättigt, sondern, für

$$J = 639,4 - \frac{12,4}{0,207} = 579,5,$$

eine Nässe von

$$100 \left( 1 - \frac{579,5 - 111,4}{487,8} \right) = 4\%$$

besitzt und eine entsprechende Korrektur der Untersuchung erfordert.

Der thermische Wirkungsgrad für trocknen Dampf

$$w = \frac{AL}{G\lambda} = \frac{G(\lambda - J)}{G\lambda} = 1 - \frac{J}{\lambda} = \frac{12,40}{138,4} = 1 - \frac{579,5}{639,4} = 0,09, \text{ oder } 9\%$$

und 
$$\frac{Q}{L} = \frac{G\lambda}{L} = \frac{138,4 \cdot 60 \cdot 60}{12,40 \cdot 424} = 7110 \text{ WE/PS u. St.,}$$

75

während der Carnotsche Wirkungsgrad bei einem Spannungsgefälle von 17,0 — 1,5 Atm.

$$= 1 - \frac{T'}{T} = 1 - \frac{273 + 110,8}{273 + 203,3} = 1 - \frac{383,8}{476,3} = 1 - 0,81 = 19\%$$

beträgt, und hiernach der Völligkeitsgrad gegen den Kreisprozeß

$$\frac{J}{J'} \cdot 100 = \frac{9 \cdot 100}{19} = 47,4\%.$$

### b) Der überhitzte Dampf.

(Vgl. Zahlentafel 10.)

**Heißdampflokomotive.** Ist  $t'$  die Überhitzung des Arbeitsdampfes, so ist jetzt die der Maschine für jeden Kolbenhub zugeführte Wärmemenge

$$G\lambda = G(q + r + c_p t')$$

und daher mit Bezug auf das bereits früher gegebene Beispiel

$$= 0,14 (193,4 + 427,7 + 46,6 + 0,48 \cdot 146)$$

$$= 0,14 (664,7 + 70,1) = 0,14 \cdot 734,8 = 102,9 \text{ WE,}$$

da der Dampf bei 13 Atm. absoluter Spannung um 146° C über seinen trocken gesättigten Zustand überhitzt war.

Zahlentafel 10.

#### Kalorimetrische Untersuchung.

##### c) Heißdampflokomotiven.

|                             | Bezeichnung                    |                              | Bezeichnung       |
|-----------------------------|--------------------------------|------------------------------|-------------------|
| Kolbendurchmesser . . . . . | $d$ 0,55 m                     | Überhitzung . . . . .        | $t'$ 146° C       |
| Kolbenhub . . . . .         | $h$ 0,63 m                     | Schädlicher Raum . . . . .   | $\epsilon_0$ 12 % |
| Kolbenfläche . . . . .      | $\frac{\pi d^2}{4}$ 0,2376 qm  | Füllungsgrad . . . . .       | $\epsilon$ 28 %   |
| Zylinderinhalt . . . . .    | $\frac{\pi d^2 h}{4}$ 0,15 cbm | Kesselspannung . . . . .     | $p_k$ 13,0 kg/qcm |
|                             |                                | Dampfverbrauch . . . . .     | $G$ 140 Gramm     |
|                             |                                | Zuggeschwindigkeit . . . . . | $v$ 93 km/st      |

| Punkt  | Kolbenstand<br>$x$ | Rauminhalt<br>$V_0 + V$ | Dampfspannung<br>$p$ | Spezif. Volumen<br>$v$ | Überhitzung<br>$t'$ | Spezif. Gewicht<br>$\gamma = \frac{1}{v}$ | Dampfgewicht<br>$(V_0 + V)\gamma$ | Für Naßdampf           |                             |                     | Mittlere Dampfspannung<br>$p_m$ | Wärmewert der mechan. Arbeit<br>$AL$ | Wärmeaustausch<br>$Q$ |        |
|--------|--------------------|-------------------------|----------------------|------------------------|---------------------|---|-----------------------------------|------------------------|-----------------------------|---------------------|---------------------------------|--------------------------------------|-----------------------|--------|
|        |                    |                         |                      |                        |                     |   |                                   | Flüssigw. Wärme<br>$q$ | Innere latente Wärme<br>$e$ | Dampf. wärme<br>$J$ |                                 |                                      |                       |        |
| Kessel | 0                  | —                       | 13,0                 | 0,210                  | 146                 | 4,76                                      | —                                 | 193,4                  | 424,7                       | 667,1               |                                 |                                      |                       |        |
| 1      | 0,28               | 0,0600                  | 7,7                  | 0,280                  | 46                  | 3,58                                      | 215                               | 169,9                  | 442,6                       | 627,0               | 9,3                             | + 9,21                               | —                     |        |
| 2      | 0,71               | 0,1245                  | 3,5                  | 0,579                  | 39                  | 1,73                                      | 215                               | 139,3                  | 466,2                       | 620,0               | 4,9                             | + 7,45                               | + 5,65                |        |
| 3      | 0,26               | 0,0570                  | 2,2                  | 0,8102                 | —                   | 1,23                                      | 70                                | 123,4                  | 478,4                       | 601,8               | + 2,7<br>— 1,5                  | + 2,77<br>— 3,93                     | + 0,78                |        |
| 4      | 0,01               | 0,0200                  | 7,4                  | 0,2586                 | —                   | 3,85                                      | 75                                | 168,2                  | 443,9                       | 612,1               | — 3,8<br>— 8,0                  | — 3,40<br>— 0,28                     | — 0,40                |        |
|        |                    |                         |                      |                        |                     |   |                                   |                        |                             |                     |                                 |                                      | 11,82                 | + 6,05 |



Der trocken gesättigte Restdampf im Punkt 3 wiegt

$$\begin{aligned}(V_0 + V_3) \gamma_3 &= \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon_3) h \gamma_3 = 0,15 (0,12 + 0,26) 1,23 \cdot 1000 \\ &= 0,057 \cdot 1,23 \cdot 1000 = 70 \text{ g}\end{aligned}$$

und besitzt

$$G_3 J_3 = 0,07 (123,4 + 1 \cdot 478,4) = 42,1 \text{ WE},$$

wenn in diesem Punkt, wie es hier mit größerer Sicherheit angenommen werden darf, trockner gesättigter Dampf vorhanden ist. Der Restdampf im Punkt 4 ist

$$G_4 = (V_0 + V_4) \gamma_4 = \frac{\pi d^2}{4} (\varepsilon_0 + \varepsilon_4) h \gamma_4 = 0,15 (0,12 + 0,01) 3,85 \cdot 1000 = 75 \text{ g}$$

und die Dampfwärme

$$G_4 J_4 = 0,075 (168,2 + 1 \cdot 443,9) = 45,9 \text{ WE},$$

wieder für trocken gesättigten Dampf. Die Volldruckarbeit ist:

$$\begin{aligned}L_1 &= + \frac{\pi (100d)^2}{4} p_{m1}' \varepsilon h - \frac{\pi (100d)^2}{4} p_{m1}'' \varepsilon_4 h \\ &= (+ 0,2376 \cdot 9,3 \cdot 0,28 - 0,63 - 0,2376 \cdot 8,0 \cdot 0,01 \cdot 0,63) \cdot 100^2 \\ &= + 0,15 (9,3 \cdot 0,28 - 8,0 \cdot 0,01) 100^2 \\ &= + 3906 - 120 = 3786 \text{ kgm}\end{aligned}$$

und der Wärmewert derselben

$$A L_1 = + 9,21 - 0,28 = 8,93 \text{ WE}.$$

Die Dampfwärme im Punkt 1 ist

$$(G_4 + G) J_1 = (0,075 + 0,140) J_1.$$

Der Wärmeinhalt des Heißdampfes  $J$  ist für die Gewichtseinheit gleich

$$\alpha + \beta p v = 476 + 0,007 \cdot p v;$$

daher

$$\begin{aligned}(G_4 + G) J_1 &= 476 (G_4 + G) + 0,007 \cdot p (V_0 + V_1) \\ &= 476 \cdot 0,215 + 0,007 \cdot 0,06 \cdot 7,7 \cdot 100^2 \\ &= 102,3 + 32,4 = 134,6 \text{ WE}.\end{aligned}$$

### 1. Die Volldruckgleichung

$$G \lambda + G_4 J_4 - Q_1 = A L_1 + (G_4 + G) J_1$$

lautet daher:  $102,9 + 45,9 - Q_1 = 8,93 + 134,6,$

und daher ist

$$Q_1 = + 5,27 \text{ WE}$$

einschließlich aller Wärmeverluste zwischen Kessel und Schieberkasten.

### 2. Die Expansionsgleichung

$$(G_4 + G) J_1 - Q_2 = A L_2 + (G_4 + G) J_2.$$

$$(G_4 + G) J_1 = 134,6$$

$$L_2 = \frac{\pi (100d)^2}{4} p_{m2} (\varepsilon_2 - \varepsilon) h = 0,15 \cdot 4,9 \cdot (0,71 - 0,28) \cdot 100^2 = 3161 \text{ kgm}$$

und

$$A L_2 = 7,45 \text{ WE}.$$

$$\begin{aligned}(G_4 + G) J_2 &= 0,215 \cdot 476 + 0,007 \cdot 0,1245 \cdot 3,5 \cdot 100^2 \\ &= 0,215 \cdot 476 + 30,5 = 102,3 + 30,5 = 132,8;\end{aligned}$$

daher

$$134,6 - Q_2 = 7,45 + 132,8$$

und

$$Q_2 = - 5,65 \text{ WE}.$$

Der Wärmeumschlag erfolgt daher bereits während der Expansion, was schon aus der Erhebung der Expansionskurve gegen die Adiabate zu erkennen ist.

## 3. Die Ausströmungsgleichung

$$(G_4 + G) J_2 - Q_3 = A L_3 + X + G_3 J_3$$

$$(G_4 + G) J_2 = 132,8$$

$$L_3 = + \frac{\pi (100d)^2}{4} p_{m3}' (1 - \varepsilon_2) h - \frac{\pi (100d)^2}{4} p_{m3}'' \cdot \varepsilon_3 h$$

$$= + 0,15 \cdot 100^2 \cdot 2,7 (1 - 0,76) - 0,15 \cdot 100^2 \cdot 1,5 \cdot 0,74$$

$$= 1175 - 1665 = -490 \text{ kgm}$$

und

$$A L_3 = + 2,77 - 3,93 = -1,16 \text{ WE.}$$

$$G_3 J_3 = 0,07 \cdot 601,8 = 42,1 \text{ WE;}$$

daher

$$132,8 - Q_3 = -1,16 + X + 42,1$$

und

$$Q_3 + X = 91,9 \text{ WE.}$$

## 4. Die Kompressionsgleichung

$$G_3 J_3 - Q_4 = A L_4 + G_4 J_4.$$

$$G_3 J_3 = 42,1.$$

$$L_4 = - \frac{\pi (100d)^2}{4} p_{m4} (\varepsilon_3 - \varepsilon_4) h = - 0,15 \cdot 100^2 \cdot 3,8 \cdot (0,26 - 0,01) = - 1425 \text{ kgm}$$

und

$$A L_4 = - 3,40 \text{ WE.}$$

$$G_4 J_4 = 45,90 \text{ WE;}$$

daher

$$42,1 - Q_4 = - 3,40 + 45,90$$

und

$$Q_4 = - 0,40 \text{ WE.}$$

$$Q_3 = 0 - \Sigma Q = 0 - (5,27 - 5,65 - 0,40)$$

$$= + 0,78 \text{ WE.}$$

Die Wärmebilanz ist daher  $\pm 6,05 \text{ WE.}$ 

Hiernach hat während der Ein- und Ausströmung der Dampf abgegeben 6,05 WE und wieder aufgenommen

während der Expansion 5,65,

und während der Kompression 0,4

oder im ganzen wieder 6,05 WE.

Aus der summarischen Gleichung  $G \lambda = A L + X$  ergibt sich die Dampfwärme des entweichenden Dampfes

$$X = 102,9 - 11,82 = 91,08 \text{ WE}$$

und daher  $Q_3 + X = + 0,78 + 91,08 = 91,86 \text{ WE}$ und umgekehrt  $A L = G \lambda - X = G (\lambda - J)$ 

$$= 0,14 \cdot [734,8 - (111,4 + 1 \cdot 487,8)]$$

für einen im trocken gesättigten Zustand mit 1,5 Atm. Spannung abziehenden Dampfe  $= 0,14 (754,8 - 599,2) = 19,0$ .

Dieser Wert ist aber ganz erheblich größer, als der wirkliche, aus dem Indikator-diagramm ermittelte, woraus hervorgeht, daß  $G J$  zu klein angenommen ist. Rechnet man zwar wieder mit dem trocken gesättigten Zustande, aber bei der Spannung im Punkt 2 beim Beginn der Ausströmung  $= 3,5$ , so würde

$$G J = 0,14 \cdot (139,3 + 466,2) = 84,8$$

und

$$A L = 102,9 - 84,8 = 18,1$$

sein, also immer noch zu groß, woraus zu schließen ist, daß ein erheblicher Teil des abziehenden Dampfes noch im überhitzten Zustande sich befinden dürfte, wodurch der Kraft- und Wärmeverlust gesteigert wird. Hiernach würde es zur Beseitigung der inneren Kondensation schon genügen, wenn der Kesseldampf etwa auf die Über-



hitzung  $t' = 146 - \frac{134,6 - 131,7}{0,14 \cdot 0,48} = 103^\circ$  gebracht würde, ohne Berücksichtigung der jedenfalls nicht unerheblichen Verminderung infolge des kleineren Temperaturgefälles.

Wenn man zur Anstellung einer Nachprüfung annehmen wollte, daß im Punkte 2 trocken gesättigter Dampf vorhanden wäre, so würde man, von diesem Punkte ausgehend, die Naßdampfadiabate des Arbeitsdampfes,  $N_2$  und für den Heißdampf bei einer  $\frac{v'}{v} = \frac{0,211}{0,158}$  mal so großen Füllung die Adiabate  $H_2$  erhalten, die aber, wie die Fig. 83 zeigt, die Linie  $N_2$  erst hinter dem Punkte 2 schneidet, wie auch die kalorimetrische Untersuchung nachweist.

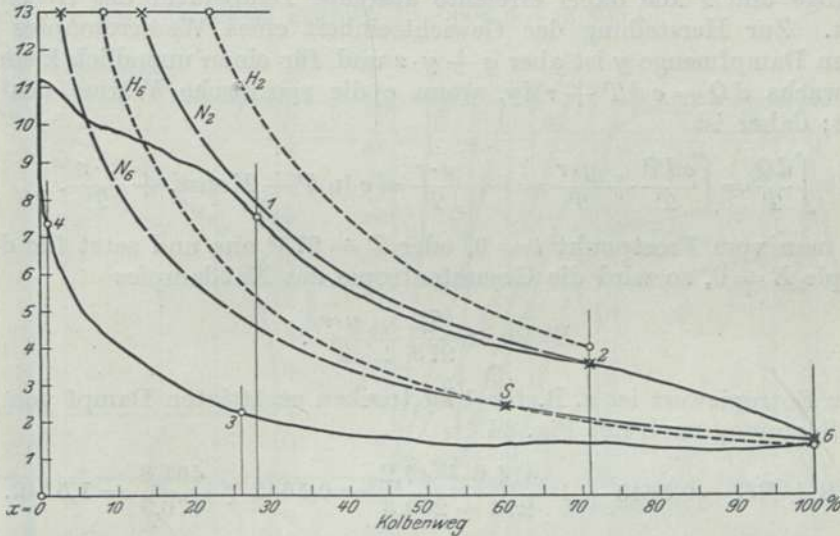


Fig. 83. Kalorimetrische Untersuchung. Heißdampf.

Wird ferner auch im toten Punkte 6 noch gesättigter Dampf vorausgesetzt, was zur Naßdampflinie  $N_6$  führt und in gleicher Weise, wie oben zur Heißdampflinie  $H_6$ , so schneiden sich diese im Sättigungspunkte  $S$ . Hieraus dürfte sich ergeben, daß dieser tatsächlich in die Vorausströmung fallen wird und erscheint daher die Annahme eines größeren Wärmeverlustes zwischen Kessel und Zylinder gerechtfertigt, da unter der Wärmemenge  $G\lambda$  eigentlich nur die dem Dampfzylinder tatsächlich für jeden Kolbenshub zugeführte Wärme zu verstehen ist.

Der thermische Wirkungsgrad

$$w = \frac{AL}{G\lambda} = 1 - \frac{J}{\lambda} = \frac{11,82 \cdot 100}{102,9} = 11,5\%$$

und  $\frac{Q}{L} = \frac{102,9 \cdot 60 \cdot 60}{11,82 \cdot 424} = 5543 \text{ WE/PS u. St.}$

sind daher erheblich günstiger als bei den Naßdampflokomotiven.

### Das Entropiediagramm.

Während das Indikatordiagramm für jeden Punkt des Kolbenweges den Raum die Spannung und die geleistete Arbeit des Dampfes darstellt, gibt das Wärmediagramm Aufschluß über die Entropie, Temperatur und die verbrauchte Wärme-

menge. Es bildet eine graphische Darstellung der vorangegangenen kalorimetrischen Untersuchung. Die Energie und Entropie eines Arbeitskörpers bestimmen seine Leistungsfähigkeit nach den beiden Hauptsätzen der Thermodynamik. In einem früheren Abschnitt ist das theoretische Wärmediagramm bereits besprochen worden, das die verfügbare Wärmemenge darstellt, während es sich hier darum handelt, das der wirklichen Leistung entsprechende Diagramm zu entwerfen; es verhält sich zu dem idealen Diagramm, wie das wirkliche zum idealen Indikator-diagramm und gewährt den besten Einblick in die Dampf- und Wärmeverwertung in allen Wirkungsabschnitten einer Dampfmaschine. Die Abszissen dieses Diagramms bilden die Aufeinanderfolge der Entropien  $\int \frac{dQ}{T}$ , wenn  $Q$  die zugeführte Wärmemenge und  $T$  die dabei erreichte absolute Temperatur des Arbeitskörpers bezeichnet. Zur Herstellung der Gewichtseinheit eines Wasserdampfes mit der spezifischen Dampfmenge  $y$  ist aber  $q + y \cdot r$  und für einen unendlich kleinen Temperaturzuwachs  $dQ = c dT + r dy$ , wenn  $c$  die spezifische Wärme des Wassers bezeichnet; daher ist

$$\int \frac{dQ}{T} = \int \frac{cdT}{T} + \frac{y \cdot r}{T} = \tau + \frac{y \cdot r}{T} = c \ln T + \text{Konst.} + \frac{y \cdot r}{T}.$$

Geht man vom Frostpunkt  $t = 0$ , oder  $T = 273^\circ$  aus und setzt für denselben die Entropie  $E = 0$ , so wird die Gesamtentropie des Naßdampfes

$$E = c \ln \frac{T}{273} + \frac{y \cdot r}{T}.$$

Dieser Entropiewert ist z. B. für 1 kg trocken gesättigten Dampf von 17 Atm. absoluter Spannung nach der Fig. 84

$$AB + BC = 0,5645 + 1 \cdot \frac{414,6 + 47,2}{273 + 200,3} = 0,5645 + \frac{461,8}{476,3} = 1,5342.$$

Die Ordinaten des Diagramms sind die vom absoluten Nullpunkt ausgehenden Temperaturen  $T$ . Die untere Grenzlinie  $AE$  ist also die Temperaturkurve des erwärmten Wassers und die darunter befindliche Fläche  $O A E G$  die Flüssigkeitswärme

$$q = \int T dE = \int \frac{c dt \cdot T}{T} = \int c dt.$$

Hat das Speisewasser eine höhere Temperatur, z. B.  $15^\circ \text{C}$ , so ist der Beginn der Wärmezuführung von  $A$  nach  $A'$  zu verlegen und die abgegebene Flüssigkeitswärme zwischen

$$\int_0^{15} \frac{dq}{T} \quad \text{und} \quad \int_{15}^{203} \frac{dq}{T}$$

entspricht der Fläche  $O'A'E G$ , während die unter  $A A'$  liegende Fläche der ersparten Wärmemenge entspricht.

Die der Abszissenachse parallele Gerade  $EF$  stellt die bei der Dampfbildung konstante Temperatur dar und daher die Fläche  $GEFH$  die hierbei auf 1 kg des Wassers übergehende Verdampfungswärme  $r$ . Während nun die untere Grenzkurve  $AE$  das links liegende Gebiet der reinen Flüssigkeit von dem erzeugten Naßdampfe trennt, begrenzt diesen im trocken gesättigten Zustande gegenüber dem überhitzten die obere Grenzkurve  $FD$ , so daß der ganze Wärme- und Dampfbildungsvorgang zwischen den beiden Grenzkurven liegt. Expandiert der Dampf vom Punkt  $F$  aus nach der Grenzkurve  $FD$ , so wächst bei den meisten Dämpfen und auch beim



Wasserdampf die Entropie  $\frac{r}{T}$ , da die Subtangente der Grenzkurve positiv ist, so daß also bei der Expansion eine Wärmezufuhr stattfinden muß; denn während diese Größe, wie wir gesehen haben, für die Spannung  $p = 17 \text{ kg/qcm}$  1,3042 ist, wird sie z. B. für

$$p = 10 \text{ kg, } \frac{181,2 + 433,9}{273 + 178,9} = 1,3611,$$

für  $p = 1 \text{ kg, } \frac{99,6 + 497,0}{273 + 99,1} = 1,6033$

und für  $p = 0$  und  $t = 0$  ist  $\frac{r}{T} = \frac{606,5}{273} = 2,2216$

(nach der Regnaultschen Formel  $\lambda = 606,5 + 0,305 t$ .)

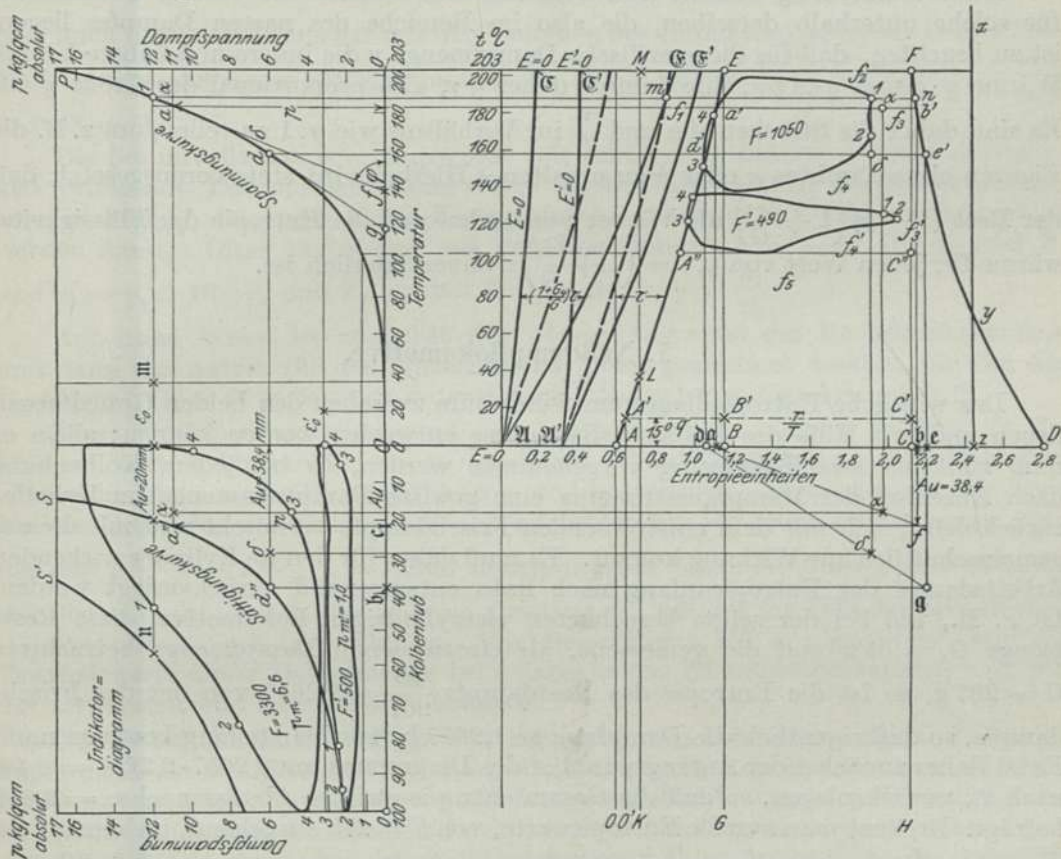


Fig. 84. Entropiediagramm. Naßdampf-Verbund-Lokomotive.

Daher sind im vorliegenden Fall die Abschnitte

$$AB = 0,5645$$

$$BC = 0,9697$$

und

$$AD = 2,2216$$

Nunmehr kann zum Entwerfen des Entropiediagramms geschritten werden, was unter Benutzung der Clapeyronschen Gleichung

$$\frac{Apu}{r} = \frac{p}{T} \cdot \frac{dp}{dT} \quad \text{oder} \quad \frac{dp}{dT} = \text{tg } \varphi = \frac{r}{T \cdot Au}$$

geschieht. Z. B. für  $p = 6$ , Punkt  $d''$  in der Sättigungskurve  $S$ , ist die Abszisse  $Au = \frac{0,3150}{424}$  und da  $p$  in kg/qcm, ihre Einheit in der Figur (in halbem Maßstabe) = 5 mm, die Entropieeinheit = 50 mm und  $1^\circ \text{C}$  in dem Maßstabe von  $\frac{1}{2}$  mm angenommen sind, so ist der obige Wert mit  $\frac{50 \cdot 10000}{5 \cdot 2} = 5 \cdot 10000$  zu multiplizieren; er ist also für die Figur  $= \frac{0,3150 \cdot 5 \cdot 10000}{424} = 37,3$  mm und im Maßstabe von 10333:10000 der Figur = 38,4 mm; ferner sind die Entropien für die Spannung  $p = 6$  kg,  $\tau = 0,4609$  und  $\frac{r}{T} = 1,1488$ , so daß wieder  $\delta g \parallel$  der Tangente an der Spannungskurve  $d g$  ist.

Diese Darstellung bezieht sich aber nur auf Punkte der oberen Grenzkurve; für solche unterhalb derselben, die also im Bereiche des nassen Dampfes liegen, ist zu beachten, daß für die spezifische Dampfmenge  $y$  die innere und äußere latente Wärme  $y \cdot q$  und  $y \cdot A p u$ , ihre Summe daher  $y r$ , also proportional der Größe  $y$  ist. Es sind daher die Strecken  $Au$  und  $\frac{r}{T}$  im Verhältnis wie  $y:1$  zu teilen, um z. B. die Figuren eines Punktes  $\alpha$  oder  $\delta$  zu erhalten. Hierbei wird stets vorausgesetzt, daß der Rest  $(1-y) \left(1 + \frac{G_4}{G}\right)$  als Wasser vorhanden und die Entropie der Flüssigkeitswärme für jeden Wert von  $y$ ,  $= \left(1 + \frac{G_4}{G}\right) \tau$  unveränderlich ist.

### 1. Naßdampflokomotive.

Das wirkliche Entropiediagramm würde nun zwischen den beiden Grenzkurven liegen und mit Hilfe des Indikatordiagramms entworfen werden können; allein es muß zunächst eine Ergänzung vorgenommen werden, da bei jedem Kolbenhube nach Abschluß der Dampfausströmung eine gewisse Dampfrestmenge im Zylinder zurückbleibt, sich mit dem einströmenden Frischdampfe vermischt und mit diesem gemeinschaftlich zur Wirkung kommt. Es muß daher für den im Zylinder wirkenden Arbeitsdampf der Entropieanfang nach links entsprechend zurückverlegt werden. Ist z. B., wie bei der schon berechneten vierzylindrigen Lokomotive, diese Restmenge  $G_4 = 55$  g und die gemessene, als einströmende Dampfmenge betrachtete  $G = 207$  g, so ist die Entropie des Restdampfes  $\frac{55}{207} = 0,2657$  von der des Frischdampfes, so daß eigentlich die Dampfmenge 1,2657 kg zur Darstellung kommen muß. Es ist daher zunächst der Anfangspunkt  $A$  des Diagramms um  $0,2657 \cdot 2,2216 = 0,59$ , nach  $\mathcal{N}$ , zurückzulegen, so daß die Gesamtentropie auf der Abszissenachse = 2,812 beträgt. Ergänzt man nun die Entropiewerte, von  $T = 273$  ausgehend, im konstanten Verhältnis  $\frac{G_4}{G} = 0,2657$ , so erhält man eine untere Grenzkurve  $\mathcal{A} \mathcal{E}$  der gesamten Arbeitsdampfmenge  $G_4 + G$  im Zylinder, indem die zwischen den Kurven  $A E$  und  $\mathcal{A} \mathcal{E}$  liegenden Abszissenabschnitte den Entropiewerten des Restdampfes entsprechen.

Es ist nun keineswegs unentbehrlich, jedesmal die Dreiecke  $a b f$  usw. zu berechnen oder zu zeichnen, sondern man kann, von dem in beliebigem Maßstab gezeichneten Indikatordiagramm ausgehend, die Lage der Punkte im Entropiediagramm bestimmen, indem man den Wert für  $y = \frac{v - v_0}{u} = \frac{(V_0 + V - v_0)}{G_4 + G} \frac{1}{u}$  durch Rechnung oder auch bildlich unmittelbar aus dem Indikatordiagramm und der in gleichem Maßstabe gezeichneten Sättigungskurve  $S'$  bestimmt.



Auffindung des Punktes 1 am Schluß der Einströmung. Aus dem Indikator-diagramm erhält man

$$v = \frac{V_0 + V}{G_0 + G} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon}{100} \cdot h = \frac{0,058 (0,17 + 0,44)}{0,055 + 0,207} = 0,1351$$

und aus der im beliebigen Maßstabe gezeichneten Sättigungskurve  $S$

$$u = \frac{A u \cdot 5 \cdot 2}{A \cdot 10000 \cdot 50} = \frac{A u}{118} = \frac{20 \text{ mm}}{112} = 0,1624$$

(siehe auch Dampftabelle).

$$y \text{ ist } = \frac{v}{u} = \frac{0,1351 \cdot 122}{A u} = \frac{0,1351}{0,1624} = 0,83$$

oder auch unmittelbar aus der mit den Volumens des Indikatordiagramms in gleichem Maßstabe gezeichneten Sättigungskurve  $S'$ , indem sich hieraus  $y$  ebenfalls  $= \frac{m l}{m n} = 0,83$  ergibt.

Die bei unvollkommener Expansion mit erhöhter Spannung und Geschwindigkeit erfolgende Dampfausströmung führt einen Wärmeverlust durch Strömungsenergie herbei, der nach einer Entropiekurve konstanten Volumens betrachtet werden kann. Diese findet sich aus den Beziehungen  $v_1 = y_1 u_1$ , für  $p_1$  und  $T_1$  und  $v_2 = y_2 u_2$  für  $p_2$  und  $T_2$ , so daß für  $v_1 = v_2$ ,  $y_2 = y \cdot \frac{u_1}{u_2}$ .

Auf diese Weise ist zunächst das obere Diagramm des Hochdruckzylinders und dann das untere für den Niederdruckzylinder gezeichnet worden, für den der Restdampf  $G_4 = 26 \text{ g}$  beträgt, entsprechend der unteren Grenzkurve  $\mathcal{A}'\mathcal{E}'$ .

Diese Entropiediagramme sind nun geeignet, einen tieferen Einblick in die Wärme- und Kraftverhältnisse zu gewinnen. Eine Vergrößerung der Entropien entspricht stets einer Wärmezuführung und umgekehrt. Dies ist nach der Linie für die Nullwerte der Entropie  $E = 0$  zu beurteilen, die man erhält, wenn man die mit  $1 + \frac{G_4}{G} = 1 + \frac{55}{207} = 1,2657$  multiplizierten Werte der Flüssigkeitsentropie  $\tau$  der Gewichtseinheit von der unteren Grenzkurve  $\mathcal{A}\mathcal{E}$  des im Zylinder befindlichen Arbeitsdampfes nach links abträgt. Von dieser Kurve  $\mathcal{A}\mathcal{E}$  aus gerechnet sind die Entropiewerte dieser Dampfmenge bei adiabatischen Zustandsänderungen, z. B. bei der Expansion und Kompression konstant.

Ferner ist das Entropiediagramm sehr geeignet, bei irgendwelchen Zustandsänderungen des Dampfes die Trocknung oder Nachverdampfung, also den Grad seiner Nässe zu beurteilen. Erfolgt eine solche Änderung ohne Wärmezufuhr- oder -abgang, also adiabatisch nach einer senkrechten Entropielinie in dem Diagramm der Gewichtseinheit des Frischdampfes mit der unteren Grenzkurve  $A E$ , so ergibt diese bei jeder beliebigen Temperatur oder Spannung ohne weiteres den Grad der Dampfnässe durch das Verhältnis, wie die Entropie der latenten Wärme geteilt wird. Erfolgt z. B. eine Zustandsänderung aus dem Heißdampfgebiete von  $x$  aus nach der Graden  $x y z$ , so verschwindet die Überhitzung im Punkte  $y$  bei der Temperatur  $t = 72^\circ \text{ C}$ , und bis  $t = 0$  im Punkte  $z$  entsteht ein Niederschlag der Dampfnässe von

$$\frac{ZD}{AD} = 16,4\%.$$

Ebenso kann aus dem Verlauf des Diagramms gegenüber der Adiabate und oberen Grenzkurve bzw. jede Nachverdampfung und Überhitzung festgestellt werden.

Im vorliegenden Beispiel haben die beiden Diagramme den Flächeninhalt  $F + F' = 1050 + 490 = 1540$  qmm, bei einem Maßstabe für 1 Entropieeinheit = 50 mm und  $1^\circ \text{C} = 0,5$  mm; daher ist das Wärmeäquivalent der Arbeitsleistung von 1 kg Frischdampf  $\frac{1540}{50 \cdot 0,5} = 61,6$  WE und für 0,207 kg einer Füllung =  $61,6 \cdot 0,207 = 12,75$  WE =  $12,75 \cdot 424 = 5406$  kgm/Kolbenschub und für jede Seite der Lokomotive =  $5406 \cdot 2 \cdot n = 5406 \cdot 2 \cdot 4,16 = 44978$  kgm/sek =  $2 \cdot 44978$  für alle vier Zylinder und daher die indizierte Leistung

$$L = \frac{89956}{75} = 1200 \text{ PS.}$$

Die gesamte Wärmemenge  $Q$  des Arbeitskörpers im trocken gesättigten Zustande entspricht der Fläche  $F_q = A E F H O A$  die des theoretischen Arbeitsdiagramms  $AL_t$ , der Fläche  $F_t = A'' E F C'' A''$  und die des wirklichen Arbeitsdiagramms  $AL$  der Fläche  $F + F'$ . Hiernach ist der theoretische Wirkungsgrad

$$w_t = \frac{AL_t}{Q} = \frac{AL_t}{G \lambda} = \frac{22,2 \text{ WE}}{138,4} = \frac{F_t}{F_q} = \frac{2679 \text{ qmm}}{16688} = 0,16$$

und der indikatorische Wirkungs-(Völligkeits) Grad

$$w_i = \frac{AL}{AL_t} = \frac{12,75 \text{ WE}}{22,2} = \frac{F \text{ qmm}}{F_t} = \frac{1540}{2679} = 0,58.$$

Die im Entropiediagramm nachgewiesene Arbeitsleistung für 1 kg Frischdampf ist nach der Formel

$$L_i \text{ kgm} = \frac{G(\lambda - J)}{A} \quad (\text{S. 174})$$

und für die Gewichtseinheit Dampf

$$= L_1 = \frac{1(\lambda - J)}{A} = (668,5 - 599,2) 424 = 54,7 \cdot 424 = 23193 \text{ kgm} = 309 \text{ PS/kg u. Sek.};$$

also

$$AL_1 = \lambda - J$$

und der Dampfverbrauch

$$\eta = \frac{G}{N} = \frac{1}{L_1} = \frac{A}{\lambda - J} = \frac{A \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60}{\lambda - J} = \frac{637}{\lambda - J} = \frac{637}{54,7} = \frac{637}{AL_1} = 11,65 \text{ kg/PS u. St.}$$

und die Leistung selbst

$$L_1 = \frac{637}{A \cdot \eta} = \frac{637 \cdot 424}{75 \cdot 11,65} = 309 \text{ PS.}$$

Die Energieverluste sind durch den bloßen Augenschein erkennbar in der Gestalt und Größe der Flächenräume zwischen den theoretischen und wirklichen Diagrammen.

Diese einzelnen Verluste sind:

- $f_1 = MEL$  (wenn  $ME = \frac{q}{T}$ ), der durch den unvollkommenen Arbeitsprozeß entsteht und bisher nur durch Vermeidung der Dampfnässe und durch Vorwärmen des Speisewassers eingeschränkt werden konnte;
- $f_2$  entspricht den Verlusten auf dem Wege des Dampfes vom Kessel nach dem Schieberkasten und Zylinder;
- $f_3$  entsteht durch die Dampfnässe und kann nur durch die Dampfüberhitzung vermindert oder ganz beseitigt werden, wie wir nachher sehen werden;
- $f_4$  bezeichnet den Verlust durch unvollkommene Expansion und



$f_5$  den Verlust des abziehenden Dampfes, der nur durch Erhöhung des Temperaturgefälles, also durch Kondensation des verbrauchten Dampfes vermindert werden kann.

Die Verluste durch Wärmeausstrahlung, Undichtheit der Schieber und Kolben usw. sind hier mit inbegriffen. Diese starken Energieverluste drängen zu einem Rückblick auf die bisherigen Fortschritte in der Wärmeausnutzung; aber seit *Stephenson*, dem Erfinder der Lokomotive, ist eine grundsätzliche Umgestaltung derselben bis jetzt noch nicht erfolgt und muß daher eine solche auf dem thermodynamischen Gebiete erst von einem Nachfolger *Stephenson's* erwartet werden.

## 2. Das Entropiediagramm einer Heißdampflokomotive.

Bei dem bereits durchgerechneten Beispiel war die gemessene Speisewassermenge für jeden Hub  $G=140$  g und der Restdampf im Punkt 4,  $G_4=75$  g. Die Überhitzung des Kesseldampfes war  $t'=146^\circ$ , woraus sich die in der Fig. 85 dargestellte Grenzkurve und Heißdampfadiabate ergeben. Wird die Frischdampfmenge  $G=1$  gesetzt, so ist also das Verhältnis

$$\text{der Entropien } \frac{E_4}{E} = \frac{G_4}{G} = \frac{75}{140} = 0,536.$$

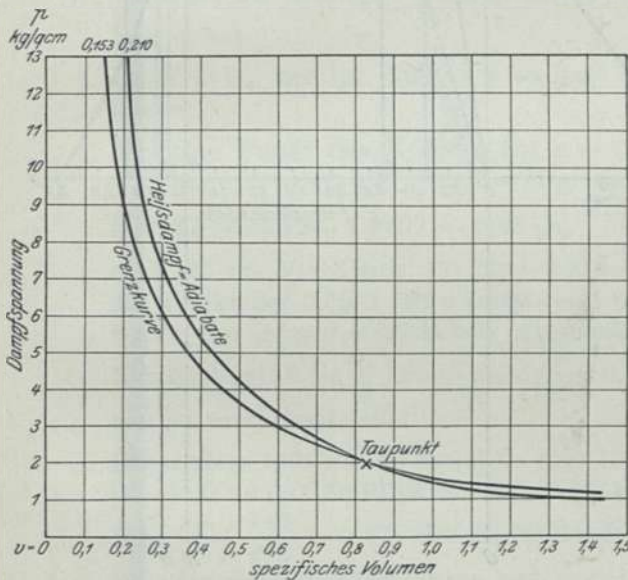


Fig. 85. Grenzkurve und Heißdampfadiabate.

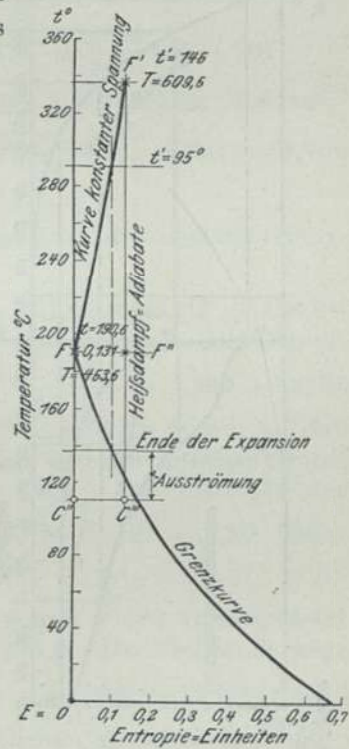


Fig. 86. Entropie der Überhitzung.

Für  $p=0$  und  $t=0$  ist die Entropie  $E = \tau + \frac{r}{T}$  für gesättigten Dampf  $= 0 + \frac{606,5}{273} = 2,2216$ ; also  $E_4 = 0,536 \cdot 2,2216 = 1,19$ .

Die Überhitzungswärme  $Q' = c_p t'$ , also die zugehörige Entropie

$$E' = \int \frac{dQ'}{T} = c_p \ln \frac{T'}{T}$$

oder

$$F F'' = c_p \ln \frac{T'}{T} = 0,48 \cdot \ln \frac{273 + 191 + 146}{273 + 191} = 0,48 \cdot \ln \frac{610}{464} = 0,48 \cdot 0,273 = 0,131;$$

vgl. Fig. 86, die die Grenzkurve des trocken gesättigten, die Temperaturkurve des überhitzten Dampfes bei konstanter Spannung und die Heißdampfadiabate darstellt; die Abszissenstücke zwischen diesen Linien sind die Entropieanteile der Überhitzung. Die Gesamtentropie für den um  $146^\circ\text{C}$  überhitzten Frischdampf von der Kesselspannung  $p = 13\text{ kg}$  ist daher  $E = 0,536 + 1,017 + 0,131 = 1,684$  und in der Fig. 87 für 1 Entropieeinheit = 50 mm,  $AC' = 26,8 + 50,9 + 6,6 = 84,3\text{ mm}$ .

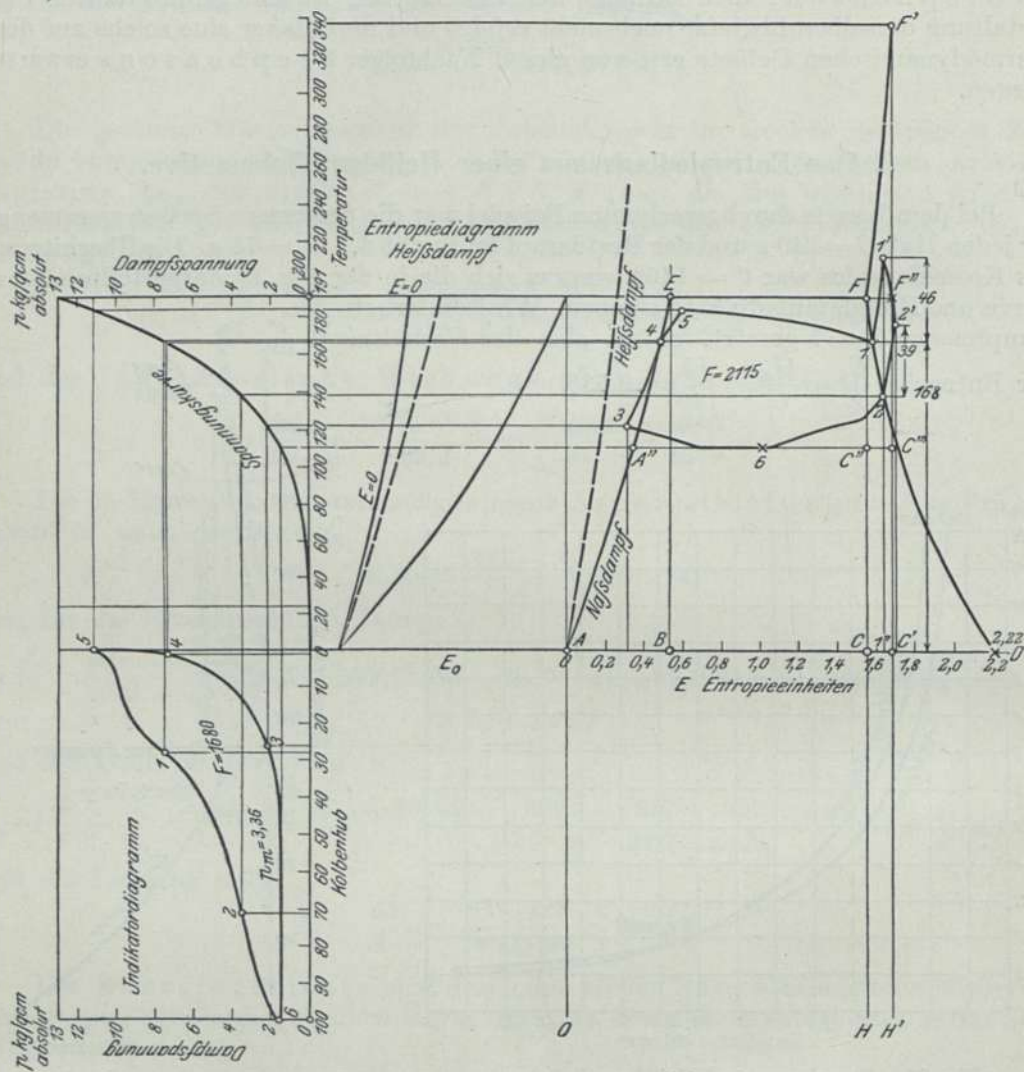


Fig. 87. Entropie-Diagramm. Heißdampf.

Hiernach können jetzt beliebig viele einzelne Punkte des Entropiediagrammes bestimmt werden; z. B.

1. Punkt 1, Ende der Einströmung.

$$p = 7,7; t' \text{ war} = 46^\circ; G_4 + G = 75 + 140 = 215\text{ g};$$

$$E = 0,484 + 1,1065 + 0,48 \cdot \ln \frac{273 + 167 + 46}{273 + 167} = 1,591 + 0,048 = 1,639;$$

und die Ordinate ist

$$t = 168 + 46 = 214^\circ.$$



## 2. Punkt 2, Ende der Expansion.

$$p = 3,5; t' = 39^{\circ}; G_4 + G = 215;$$

$$E = 0,413 + 1,239 + 0,48 \cdot \ln \frac{273 + 138 + 39}{273 + 138} = 1,652 + 0,043 = 1,696$$

$$\text{und } t = 138 + 39 = 177^{\circ}.$$

Die Temperaturkurven 1,1' und 2,2' sind als Linien konstanter Spannung gegeneinander äquidistant, weil die Entropiewerte des Heißdampfes das  $c_p = 0,48$  fache derjenigen des gesättigten Dampfes sind. Wird aber die Zustandsgleichung des überhitzten Dampfes annähernd  $p v = R T$  gesetzt, so ist die Temperatur  $T$  bei konstanter Spannung auch proportional  $v$ , also  $T' = T + t' = \frac{T \cdot v'}{v}$ .

Die unter  $F F'$  bis  $H H'$  liegende Fläche entspricht der zur Überhitzung aufgewendeten und diejenige bis  $C'' C'''$  der nutzbar zu machenden Überhitzungswärme.

## 3. Punkt 3, Ende der Ausströmung.

$$y \text{ sei } = 1; G_3 = 70 \text{ g};$$

$$E = E_0 + \tau - \frac{G_4}{G} \cdot \frac{r}{T} + \frac{G_3}{G} \cdot \frac{r}{T} = \frac{75}{140} \cdot 2,2216 + 0,373 - \frac{1,316}{140} (75 - 70)$$

$$= 1,190 + 0,373 + 0,705 + 0,658 = 1,563 - 0,047 = 1,516 \text{ oder } 75,8 \text{ mm},$$

wenn  $E_0$  die Entropie des Restdampfes für  $p = 0$ ,  $= \frac{75}{150} \cdot 2,2216 = 1,190$  bezeichnet.

4. Ist  $G = G_4$ , wie im Punkte 4, so liegt der Punkt auf der unteren Grenzkurve.

5. Der tote Punkt des Kolbens für  $x = 0$ ;  $p = 11,2 \text{ kg/qcm}$ ;  $t' = 138,5^{\circ}$ ;  $V_0 \gamma' = 0,15 \cdot 0,12 \cdot 4,17 \cdot 1000 = 77 \text{ g}$ , daher ist die Entropie der Dampfbildung  $= 1,536 \cdot 1,0407 + 0,48 \cdot \ln \frac{273 + 184 + 138,5}{273 + 184} = 1,599 + 0,126 = 1,725$  im Verhältnis  $77:77 + 140 = 77:215 = 0,36$  zu teilen, so daß der Punkt bei  $0,36 \cdot 1,725 = 0,62 = 31 \text{ mm}$  rechts von der unteren Grenzkurve des gemeinschaftlichen Arbeitsdampfes liegt. Die Entropie der Erwärmung  $\left(1 + \frac{G_4}{G}\right) \tau = \left(1 + \frac{75}{140}\right) 0,521 = 1,536 \cdot 0,521 = 0,80$  bleibt hierbei unveränderlich.

6. Der andere tote Punkt  $x = 1,0$ ;  $p = 1,5$ ;  $t' = 0$  und  $y = 1$  vorausgesetzt ( $V_0 + V'$ )  $\gamma = 0,15 (0,12 + 1,00) 0,86 \cdot 1000 = 145 \text{ g}$ . Der Teilpunkt liegt daher bei  $\frac{145}{215} = 0,674$  des Entropieabschnitts  $105,5 \text{ mm} = 71 \text{ mm}$  rechts von der unteren Grenzkurve des gemeinschaftlichen Arbeitsdampfes.

Was den durch die Dampfüberhitzung erzielten Erfolg anbetrifft, so ist er aus der besseren Völligkeit des Entropiediagramms gegen die obere Grenzkurve ohne weiteres zu ersehen, und ein Vergleich mit der Naßdampflokomotive weist darauf hin, daß weniger die eigentliche Überhitzung an sich den erheblichen Vorteil herbeiführt, als die vollkommene Trockenheit des Dampfes, die dies Diagramm bis zur oberen Grenzkurve heraufführt, während die Überhitzung selbst nur das hakenförmige, über die Grenzkurve hinausragende Flächenstück hervorbringt. Ferner ist aus der Fig. 86 zu erkennen, daß die Überhitzung bei adiabatischer Expansion bis in die Ausströmung hineinreicht und eine solche von  $95^{\circ}$  bis zum Ende der Expansion genügt hätte.

Die gesamte Wärmemenge  $Q$  des Arbeitsdampfes entspricht der Fläche  $F_p = A E F F' H' O A$ , die des theoretischen Arbeitsdiagramms  $A L_t$  der Fläche  $A'' E F F' C''' A''$  und die des wirklichen Arbeitsdiagramms  $A L$  der Fläche  $F$ . Hier- nach ist der theoretische Wirkungsgrad

$$w_t = \frac{A L_t}{Q} = \frac{A L_t}{G \lambda} = \frac{15,3 \text{ WE}}{102,9} = \frac{F_t}{F_q} = \frac{2729 \text{ qmm}}{18370} = 0,15$$

für  $100^\circ \text{C} = 50 \text{ mm}$  und der indizierte Wirkungs- (Völligkeits-) Grad

$$w_i = \frac{A L_t}{A L} = \frac{11,4 \text{ WE}}{15,3} = \frac{F \text{ qmm}}{F_t} = \frac{2115 \text{ qmm}}{2729} = 0,775.$$

Zur Berechnung der indizierten Leistung aus dem Entropiediagramm erhält man hier

$$L = \frac{F_e}{50 \cdot 0,5} \cdot \frac{G \cdot 424 \cdot 4 \cdot n}{75} = 0,9045 F_e G n$$

$$= 0,9045 \cdot 0,14 \cdot 3,915 \cdot F_e = 0,4957 \cdot 2115 = 1048 \text{ PS.}$$

Man vergleiche vorzugsweise die auf diesem Gebiete vorliegenden Arbeiten von Zeuner, Mollier, Gutermuth, Krauß, Herrmann, Linde, Schröter, Koob und Stodola.

#### Zahlentafel 11.

Vierzylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  und zwei-  
zylindrige Heißdampf-Schnellzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

#### 1. Indikatorische Untersuchung.

|                     |             | Diagr.-<br>Flächen     | Effektive<br>Dampfspannung |                    | Indiz.<br>Zugkraft | Indiz.<br>Leistung |
|---------------------|-------------|------------------------|----------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
|                     |             | $F_i$ u. $F'_i$<br>qmm | $p_m$ u. $p'_m$<br>kg/qcm  | $p_{m1}$<br>kg/qcm | $Z$<br>kg          | $L$<br>PS          |
| Verbund . . . . .   | Hochdruck   | 3300                   | 6,60                       | 9,31               | 3491               | 1200               |
|                     | Niederdruck | 500                    | 1,00                       |                    |                    |                    |
| Heißdampf . . . . . | —           | 1680                   | —                          | 3,36               | 3049               | 1050               |

#### 2. Kalorimetrische Untersuchung.

|                     |             | Dampfmengen |          | Wärmemengen<br>verbraucht/ausgenutzt |             | $w =$<br>$\frac{A L}{G \lambda} \%$ |
|---------------------|-------------|-------------|----------|--------------------------------------|-------------|-------------------------------------|
|                     |             | $G_4$<br>g  | $G$<br>g | $G \lambda$<br>WE                    | $A L$<br>WE |                                     |
| Verbund . . . . .   | Hochdruck   | 55          | 207      | 132,4                                | 8,63        |                                     |
|                     | Niederdruck | 26          | 207      | 125,2                                | 3,77        |                                     |
| Heißdampf . . . . . | —           | 75          | 140      | 102,9                                | 11,82       | 9,4<br>11,5                         |

#### 3. Entropiediagramme.

|                     |             | Diagr.-<br>Flächen     | Wärmemengen   |                  | Leistungen       |                    |                  | $L$<br>PS |
|---------------------|-------------|------------------------|---------------|------------------|------------------|--------------------|------------------|-----------|
|                     |             | $F_e$ u. $F'_e$<br>qmm | $Q$ /kg<br>WE | $A L$ /Hub<br>WE | $L$ /Hub<br>kg/m | $L$ /Umdr.<br>kg/m | $L$ /sek<br>kg/m |           |
| Verbund . . . . .   | Hochdruck   | 1050                   | —             | —                | —                | —                  | —                |           |
|                     | Niederdruck | 490                    | —             | —                | —                | —                  | —                |           |
|                     |             | 1540                   | 61,6          | 12,75            | 5406             | 22489              | 89956            | 1200      |
| Heißdampf . . . . . | —           | 2115                   | 84,6          | 11,84            | 5020             | 20080              | 78613            | 1048      |



Es erscheint zweckmäßig, schließlich noch die Ergebnisse der indikatorischen und kalorimetrischen Untersuchung der beiden gegenwärtig in Konkurrenz stehenden Lokomotivbauarten zu einem Vergleich übersichtlich zusammenzustellen. Hierzu dient die vorstehende Zahlentafel 11.

Ein einfacher Vergleich zwischen den Wirkungsgraden bei Heiß- und Naßdampf kann nicht sofort angestellt werden, da beim Heißdampf einerseits die Arbeit durch die Volumenvergrößerung  $v' - v$  vergrößert und dem gegenüber auch die aufgewandte Wärmemenge um  $c_p \cdot t'$  gesteigert wird. Der Wirkungsgrad des idealen Kreisprozesses ist beim Naßdampf = Wärmewert der hierbei gewonnenen

$$\text{Arbeit: Wärmearbeit } w_t = \frac{A L_t}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Der Wirkungsgrad des realen Kreisprozesses ist aber

$$w_r = \frac{A L_r}{Q_1} = \frac{L_r}{L_t} \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right).$$

Beim Heißdampf kommt hinzu einerseits der Wärmewert der Arbeitsvergrößerung  $= + A (p_1 - p_2) (v - v_1)$ ; andererseits die Überhitzungswärme  $= + c_p (T - T_1)$ ; daher ist für die dem Naßdampf zugeführte Wärme  $Q_1 = q_1 - q_2 + y_1 r_1 = \lambda_1 - q_0$

$$w = \frac{A L_r + A (p_1 - p_2) (v - v_1)}{Q_1 + c_p (T - T_1)} = \frac{w_r Q_1 + A (p_1 - p_2) (v - v_1)}{Q_1 + c_p (T - T_1)}$$

und das Verhältnis

$$\frac{w}{w_r} = \frac{Q_1 + \frac{A (p_1 - p_2) (v - v_1)}{w_r}}{Q_1 + c_p (T - T_1)}.$$

### 3. Die Dampfausströmung.

Der Arbeitsdampf strömt nach beendeter Expansion durch die Zylinderkanäle und die Schieberöffnung ins Freie; er besitzt daher eine Spannung und Temperatur, die größer sind als bei der Atmosphäre. Außer den gewöhnlichen Widerständen, die er zu überwinden hat, erfolgt noch eine Verengung seines Durchgangsquerschnitts im Exhaustor, da ihm bei seinem Abzug noch die Saugwirkung auf das Feuer übertragen wird. Wir haben gesehen, wie der Exhaustorüberdruck eine Luftverdünnung in der Rauchkammer und der Feuerbuchse über dem Roste erzeugt und dadurch die Verbrennung verstärkt, gleichzeitig aber auch den Rückdruck auf den Dampfkolben.

Zunächst ist dieser Rückdruck vom Füllungsgrade und der Zuggeschwindigkeit abhängig. Unmittelbar hängt er von der Vorausströmung, insbesondere von der Expansionsendspannung ab. Der Einfluß des Füllungsgrades ist aus der Fig. 88 zu erkennen, in der vier Indikatorgramme der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Normal-Zwillingslokomotive für die gleiche Geschwindigkeit von 60 km/st dargestellt sind. Die bedeutende Steigerung der Expansions- und Hubendspannung mit dem Füllungsgrade ist eine Folge der unzulänglichen Expansion, deren Grade in der Zahlentafel Nr. 12 zusammengestellt sind.

Hieraus ist zu erkennen, daß bei einer Zunahme des Füllungsgrades von 10,5 bis 76%

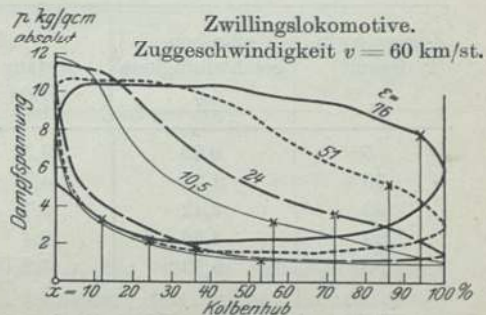


Fig 88. Dampfausströmung.



und einer damit verbundenen Abnahme des Expansionsverhältnisses (ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume) von 1:5,3 bis 1:1,2, die Vorausströmung von 44 bis 6% ab und die Hauptausströmung von 47 bis 88% zunimmt.

Zahlentafel 12.

## Dampfausströmung.

$\frac{2}{3}$  gekuppelte Zwillings-Personenzuglokomotive  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$ .

Einfluß des Füllungsgrades.

Zuggeschwindigkeit  $v = 60$  km/st.

| Füllungsgrad<br>$\varepsilon$ | Anfang                           |                        | Toter Punkt      |                       | Ende                             |                        | Ganzer Kolbenweg<br>% | Mittl. effekt. Dampfspannung |                        |                       |
|-------------------------------|----------------------------------|------------------------|------------------|-----------------------|----------------------------------|------------------------|-----------------------|------------------------------|------------------------|-----------------------|
|                               | Kolbenweg<br>$1 - \varepsilon_2$ | Dampfspannung<br>$p_2$ | Kolbenweg<br>1,0 | Dampfspannung<br>$p'$ | Kolbenweg<br>$1 - \varepsilon_3$ | Dampfspannung<br>$p_3$ |                       | Vorausströmung<br>$p_m'$     | Ausströmung<br>$p_m''$ | Durchschnitt<br>$p_m$ |
| 0,105                         | 0,44                             | 3,2                    | 1,0              | 1,1                   | 0,47                             | 1,3                    | 91                    | 2,1                          | 1,2                    | 1,6                   |
| 0,24                          | 0,28                             | 3,7                    | 1,0              | 1,5                   | 0,64                             | 1,5                    | 92                    | 2,8                          | 1,3                    | 1,75                  |
| 0,51                          | 0,14                             | 5,4                    | 1,0              | 3,0                   | 0,76                             | 2,0                    | 90                    | 4,6                          | 1,8                    | 2,1                   |
| 0,76                          | 0,06                             | 8,0                    | 1,0              | 6,0                   | 0,88                             | 2,5                    | 94                    | 7,2                          | 2,6                    | 2,9                   |

Die End- und Mittelwerte der Dampfspannungen sind in der Tafel enthalten; sie wachsen mit den Füllungsgraden bedeutend. Was den Einfluß der Geschwindigkeit anbelangt, so wirkt diese erst mittelbar durch die Kolbengeschwindigkeit

$$V = \frac{v \cdot 1000 \cdot 2h}{60 \cdot 60 \cdot \pi D},$$

wächst also mit dem Verhältnis  $h : D$  und ist sonach verhältnismäßig bei Güterzuglokomotiven am größten. Zur näheren Untersuchung dienen die fünf Indikatorgramme, Fig. 75, deren Ergebnisse wieder in der Zahlentafel 13 zusammengestellt sind. Der Rückdruck wächst mit der Geschwindigkeit in erheblichem Grade von 80 km ab. Im Abschnitt I über die Wärmeentwicklung ist erörtert worden, daß und in welchem Grade die Zugwirkung über dem Roste durch den ausströmenden Dampf bewirkt und durch eine Verengung der Exhaustormündung verstärkt werden kann.

Zahlentafel 13.

## Dampfausströmung.

$\frac{2}{3}$  gekuppelte Zwillings-Personenzuglokomotive  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$ .

Einfluß der Geschwindigkeit.

Füllungsgrad  $\varepsilon = 24\%$ .

| Zuggeschwindigkeit<br>$v$ | Kolbengeschwindigkeit<br>$V$ | Dampfspannungen |               |                          |                        |                       |
|---------------------------|------------------------------|-----------------|---------------|--------------------------|------------------------|-----------------------|
|                           |                              | Anfang<br>$p_2$ | Ende<br>$p_3$ | Vorausströmung<br>$p_m'$ | Ausströmung<br>$p_m''$ | Durchschnitt<br>$p_m$ |
| 5                         | 0,29                         | 4,5             | 1,0           | 2,6                      | 1,0                    | 1,5                   |
| 30                        | 1,71                         | 4,2             | 1,2           | 2,9                      | 1,1                    | 1,65                  |
| 60                        | 3,42                         | 3,7             | 1,4           | 2,8                      | 1,3                    | 1,8                   |
| 80                        | 4,56                         | 3,4             | 1,7           | 2,8                      | 1,45                   | 1,9                   |
| 90                        | 5,13                         | 3,2             | 1,9           | 2,85                     | 1,7                    | 2,1                   |

**Exhaustordruck.** Diese Steigerung ist eine unmittelbare Folge der größeren Ausströmungsgeschwindigkeit, die ein größeres Spannungsgefälle voraussetzt. Bezeichnet



$p_1$  die Spannung vor der Exhaustormündung,  
 $p$  diejenige hinter derselben,  
 $\gamma_1 = c p_1$  das spezifische Gewicht des Dampfes,  
 $\gamma_m = c \frac{p_1 + p}{2}$  desgl. für den mittleren Zustand,  
 $m$  die ausströmende Dampfmenge und  
 $F$  den Mündungsquerschnitt,

alles auf kg, m und Sek. bezogen, so ist die Ausströmungsgeschwindigkeit des Dampfes in der Mündung

$$v = \zeta \sqrt{2g \frac{(p_1 - p) 100^2}{\gamma_m}} = \frac{m}{F \cdot \gamma_1}.$$

Der Widerstand gegen die Ausströmung ist aus Versuchen ermittelt  $\zeta = 0,85$ , also

$$m = 100 \cdot F \gamma_1 \zeta \sqrt{2g \frac{p_1 - 1}{\gamma_m}} = 100 \cdot F \zeta \sqrt{2g \frac{(p_1 - 1) c^2 \cdot p_1^2}{c \cdot \frac{p_1 + 1}{2}}}$$

und da im allgemeinen hier  $c = 0,6$  gesetzt werden kann, so ist

$$p_1 \sqrt{\frac{p_1 - 1}{p_1 + 1}} = \frac{1}{200 \cdot \zeta \sqrt{c \cdot g}} \cdot \frac{m}{F} = \frac{1}{413} \cdot \frac{m \text{ kg/sek}}{F \text{ qm}} = \frac{m \text{ cbm/st} \cdot 1000 \cdot 100^2}{60 \cdot 60 \cdot F \text{ qcm} \cdot 413} = 6,7 \cdot \frac{m}{F}.$$

Bei der  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Lokomotive war der ursprüngliche Exhaustordurchmesser 136 mm, also  $F = 145 \text{ qcm}$  und wird nun dieser Querschnitt durch Stege von 15, 20 und 25 mm Stärke auf 125, 118 bzw. 105 qcm verengt und dadurch die Spannung im Exhaustor, sowie die Luftverdünnung in der Rauchkammer erhöht, so erhält man aus der obigen Formel in genügender Übereinstimmung der mittleren Werte mit den Versuchsergebnissen einen Exhaustordruck von  $e = p_1 - p = 130, 320, 390$  und  $670 \text{ cm}$  Wassersäule mit einer hierdurch erzielten Luftverdünnung in der Rauchkammer von  $\varphi = \frac{e}{27} = 4,8, 11,9, 14,5$  und  $24,8 \text{ cm}$ .

**Austrittsgeschwindigkeit.** Der Verlauf der Dampfaustrittsspannung in seiner Abhängigkeit vom Füllungsgrade und der Geschwindigkeit erkennt man am besten aus einem Zeitdruckdiagramm dieser Dampfwerkung. Fig. 89a zeigt ein solches Diagramm der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Normallokomotive für den Füllungsgrad  $\varepsilon = 24\%$  und die Geschwindigkeiten  $v = 5, 30, 60, 80$  und  $90 \text{ km/st}$ .

Die Druckkurve der Vorausströmung für  $v = 80$  ist fast eine gerade Linie. In Fig. 89b ist diese Druckkurve noch einmal gesondert dargestellt, gleichzeitig mit dem in die Rechnung einzustellenden Wert von  $0,58 p$ . In dieser Figur ist auch die sich hieraus ergebende Dampfaustrittsgeschwindigkeit  $v$  dargestellt. Diese ist im ersten Abschnitt  $ab$  für

$$p_1 > \frac{1}{0,58} = 1,72 \text{ konstant} = \zeta \sqrt{2g \frac{p_1 - 0,58 p_1}{\gamma} \cdot 100^2} \\ = 0,85 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,42 \cdot p_1 \cdot 100^2}{0,58 \cdot 0,79 \cdot p_1}} = 360 \text{ m/sek.}$$

Im zweiten Abschnitt aber

$$= 700 \sqrt{\frac{p_1 - 1}{p_1 + 1}}$$

Zeichnet man die Linie  $a'b'$  für den Wert  $0,58 \cdot p_1$  bis sie die atmosphärische Linie bei  $b'$  schneidet, so stellt der Höhenabstand zwischen den beiden Drucklinien  $abc$  und  $a'b'c'$  das wirksame Spannungsgefälle dar, das zur Bestimmung der Austrittsgeschwindigkeit  $v$  in Rechnung zu stellen ist. Die Linie  $de$  gibt diese Ge-

schwindigkeit selbst als Funktion der Zeit. Die Mittelwerte der Spannungen sind 1,9 und 1,2 kg, die einer Geschwindigkeit von

$$v = \zeta \sqrt{2g \cdot \frac{(p_1 - p) \cdot 100^2}{c \cdot \frac{p_1 + p}{2}}} = 0,85 \sqrt{2g \cdot \frac{(1,9 - 1,2) \cdot 100^2}{0,90}} = 332 \text{ m,}$$

bei widerstandsloser Bewegung  $\frac{332}{0,85} = 391 \text{ m/sek}$  entsprechen, und es soll nun versucht werden, diesen Wert auch auf thermodynamischem Wege zu ermitteln. Die Strömungsenergie des Dampfes bei adiabatischer, widerstandsloser Bewegung  $\frac{A \cdot v^2}{2g}$  ist = dem Wärmearbeit  $\lambda_1 - \lambda = q_1 + y_1 r_1 - (q + yr)$ , wenn von der mit

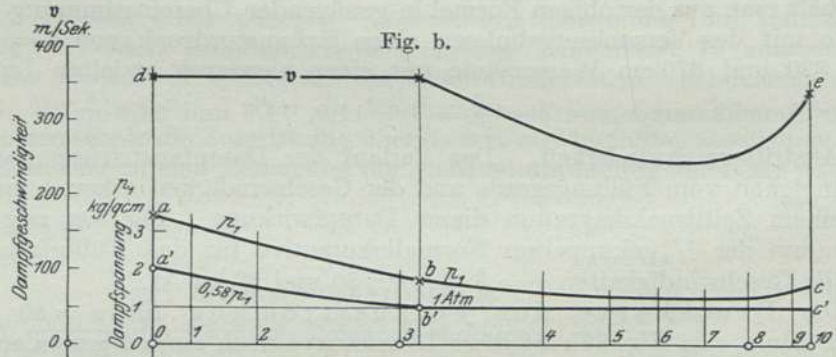
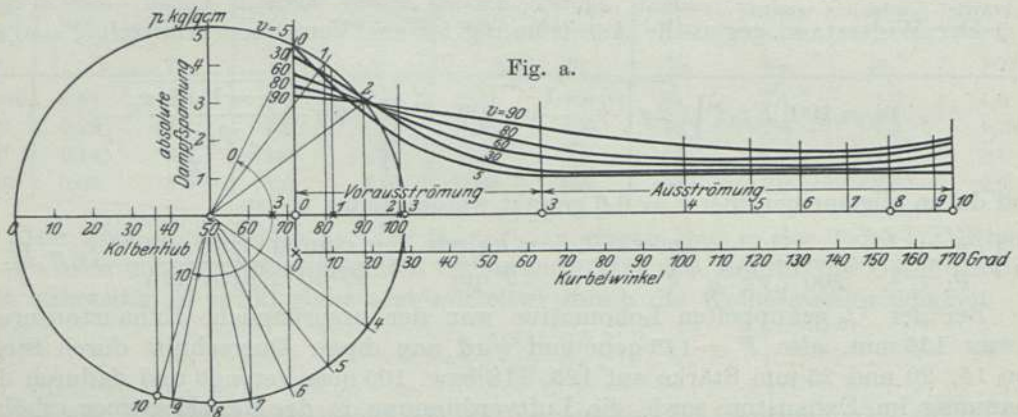


Fig. 89. Zeit-Druckdiagramm der Dampfausströmung.

der Ausdehnung des flüssigen Wassers  $v_0$  verbunden sehr kleinen mechanischen Arbeitsleistung abgesehen wird. Ferner ist die Entropie, da die Wärmezufuhr bei widerstandsloser Bewegung = 0 ist, konstant  $\tau + \frac{y_1 r_1}{T_1}$ . Ist z. B. im Anfangszustand, wie im vorliegenden Fall,  $p_1 = 1,9$  und der ausströmende Dampf trocken gesättigt, also  $y = 1$ , so ist  $0,361 + 1 \cdot 1,339 = 0,325 + y \cdot 1,414$  und daher die spezifische Dampfmenge  $y = 0,973$  und die Strömungsenergie

$$\frac{A \cdot v^2}{2g} = 118,74 + 1 \cdot (482,09 + 41,65) - [104,79 + 0,973 (492,95 + 40,55)] = 642,48 - 623,90 = 18,58 \text{ WE}$$

und daher  $v = \sqrt{\frac{18,58 \cdot 2 \cdot g}{A}} = \sqrt{18,58 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 424} = 393 \text{ m/sek,}$



daher nur wenig höher als nach der vereinfachten hydrodynamischen Formel. 1 kg mit 1,9 Atm. Spannung in die freie Atmosphäre ausströmender Dampf erfordert also eine Wärmemenge von 18,58 WE, die in eine Strömungsenergie von

$$\frac{A v^2}{2g} = \frac{1}{424} \cdot \frac{393^2}{2 \cdot 9,81} \text{ WE}$$

verwandelt wird; die mechanische Leistung selbst ist ohne Berücksichtigung der Widerstände und des Exhaustors  $424 \cdot 18,58 = \frac{393^2}{2 \cdot 9,81} = 7878 \text{ kgm}$  und daher für

1 kg/sek  $= \frac{7878}{75} = 105 \text{ PS}$ , von denen dann ein Teil zur Ansaugung der Feuergase und Anfachung des Feuers verwendet wird. Aus den thermodynamischen Hauptgleichungen ergibt sich auch für den adiabatischen Zustand, daß ein unendlich kleiner Zuwachs an Strömungsenergie  $dS = -[dU + d(pv)] = -[-pdv + d(pv)] = -v dp$ , eine Formel, die auch bei den Dampfturbinen zur Anwendung kommt und aus der annähernd die Strömungsenergie ermittelt werden kann, wenn

$$v = \frac{1}{\gamma} = y \cdot u = 0,9865 \cdot 0,9295 = 0,917 = 0,57 \cdot p$$

gesetzt wird. Da es sich nur um kleine Unterschiede handelt, so ist

$$S = \int \frac{dp}{0,57 \cdot p} = \frac{100^2}{0,57} \cdot \int \frac{dp}{p} = \frac{100^2}{0,57} \cdot \ln \left( \frac{p_1}{p} \right) = \frac{100^2}{0,57} \cdot \ln \left( \frac{1,9}{1,2} \right) = 8063 \text{ kgm.}$$

Es wird vielfach bemerkt, daß sich die Drucklinie der Ausströmung bei großen Füllungsgraden und langsamem Gange in der Mitte etwas erhebt, was durch die daselbst wesentlich höhere Kolbengeschwindigkeit verursacht wird, während gleichzeitig die Schieberausströmungsöffnung in der Abnahme begriffen ist.

**Dampfdurchlässigkeit.** Zum Schluß dieses Abschnitts ist noch ein Energieverlust zu erwähnen, der bisher nur kurz gestreift wurde, nämlich die Dampfdurchlässigkeit der inneren Triebwerksteile. Bezüglich der Dampfdichtheiten der Gleitflächen hat man die Schieber und Kolben zu unterscheiden und ob die Zylinder für den Hoch- oder Niederdruck bestimmt sind; denn bei den ersteren kommt der durchgeblasene Dampf noch in den Niederdruckzylindern durch Expansion zur Wirkung, und nur die eignen Undichtheiten der Niederdruckzylinder führen Verluste herbei. Der undichte Dampfschieber verursacht zweierlei Vorgänge. Der unmittelbare Dampfdurchgang nach der Ausströmung ist bei den Niederdruckzylindern vollständig verloren und der nach dem Hochdruckzylinder ändert die in demselben wirkende Arbeitsdampfmenge. Die Schieberundichtheit steigt mit dem Spannungsunterschied auf beiden Seiten, nimmt ab mit der Größe der Deckungsflächen und scheint nach *Bantlin*, Z. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 27—31, von der Geschwindigkeit der Gleitflächen wenig abhängig zu sein.

Bei diesen Versuchen an einer ortsfesten Dampfmaschine wurde durch eine sorgfältige indikatorische und kalorimetrische Untersuchung ein Verlust von 4 bis 20% der gemessenen Dampfmenge ermittelt. Der letztere Wert konnte aber nur bei sehr geringer Geschwindigkeit und Leistung festgestellt werden. Die Kolbendurchlässigkeit stieg nicht über 2%. Im allgemeinen zeigte sich eine Abnahme der Verluste durch sorgfältiges Schmieren. Der Wasserniederschlag geht leichter durch die Dichtfugen, als der Dampf, wie sich das auch schon bei den kalten und warmen Kesseldruckproben zeigt. Deshalb vermindern sich die Verluste bei gedrossetem, trockenem und überhitztem Dampf und bei getrennten Dampfein- und -auslaß-Steuerungen.



## IV. Die Kraftübertragung.

### (Das Triebwerk.)

#### 1. Die Steuerung.

Das Triebwerk der Lokomotiven besteht aus drei Teilen:

- die Steuerung, die mittels der Dampfverteilung die Kraft gewissermaßen auf die Arbeitskolben überträgt,
- das Kurbelgetriebe zur Umwandlung der gradlinigen in die kreisförmige Bewegung und
- die Treibachsen die mit Hilfe der Schienenreibung die Kraft auf die Lokomotive übertragen.

Die eigentlichen, die Dampfverteilung unmittelbar bewirkenden Organe sind die als innere Steuerung zu bezeichnenden Dampfschieber oder Ventile; sie werden durch die Exzenter und Exzenterstangen der äußeren Steuerung von der Treibachse aus bewegt. Im Ruhezustand läßt ein Schieber der Lokomotive stets den Dampfzugang frei, so daß also ihre Ingangsetzung durch den Dampf allein eingeleitet wird, wenn das bewegende Kraftmoment hierzu ausreicht.

#### A. Die Schiebersteuerung.

##### a) Allgemeines. (Theoretische Untersuchungen.)

##### 1. Die einfache Steuerung mit fester Expansion.

Schieberöffnung. Ist nach Fig. 90

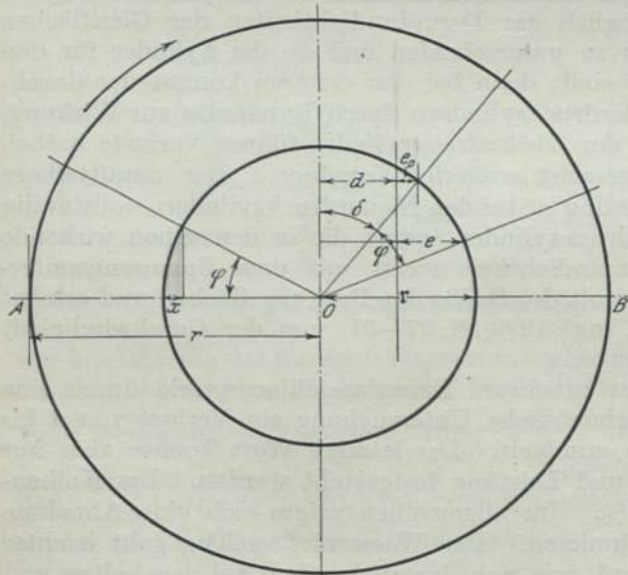


Fig. 90. Schieberkreis.

$r$  der Kurbelhalbmesser,  
 $r$  die Exzentrizität,  
 $\delta$  der Voreilungswinkel,  
 $d$  die äußere Überdeckung,  
 $e_0 = r \sin \delta - d$  die lineare Voröffnung,

so ist bei dem Kurbelwinkel  $\varphi$  vom hinteren toten Punkte  $A$  ab gerechnet, die lineare Schieberöffnung für eine unendlich lange Exzenterstange

$$e = r \sin (\delta + \varphi) - d.$$

Hiernach bildet diese Figur das einfachste Schieberdiagramm, aus dem für jeden Kolbenwinkel  $\varphi$ , oder aus dem Kolbenwege

$$x = r (1 - \cos \varphi)$$

die zugehörige lineare Schieberöffnung  $e$ , als die Höhe eines Kreisabschnitts gefunden werden kann. Diese ist als  $f(x)$  ausgedrückt



$$e = r \left[ \sin \delta \left( 1 - \frac{x}{r} \right) + \cos \delta \sqrt{1 - \left( 1 - \frac{x}{r} \right)^2} \right] - d$$

oder der zugehörige Schieberweg (Schieberausschlag aus seiner mittleren Stellung)

$$y = d + e = r \left[ \sin \delta \left( 1 - \frac{x}{r} \right) + \cos \delta \sqrt{\frac{x}{r} \left( 2 - \frac{x}{r} \right)} \right].$$

**Schiebergleichung.** Hieraus ergibt sich

$$\sqrt{\frac{x}{r} \left( 2 - \frac{x}{r} \right)} = \frac{\frac{y}{r} - \sin \delta \left( 1 - \frac{x}{r} \right)}{\cos \delta}$$

und

$$\begin{aligned} \frac{x}{r} \left( 2 - \frac{x}{r} \right) \cos^2 \delta &= \frac{y^2}{r^2} - \frac{2y}{r} \left( 1 - \frac{x}{r} \right) \sin \delta + \sin^2 \delta \left( 1 - \frac{x}{r} \right)^2 \\ &= \frac{2x}{r} \cos^2 \delta - \frac{x^2}{r^2} \cos^2 \delta \end{aligned}$$

oder

$$\frac{x^2}{r^2} + \frac{y^2}{r^2} - \frac{2x}{r} - \frac{2y \sin \delta}{r} + \frac{2xy \sin \delta}{r \cdot r} + \sin^2 \delta = 0,$$

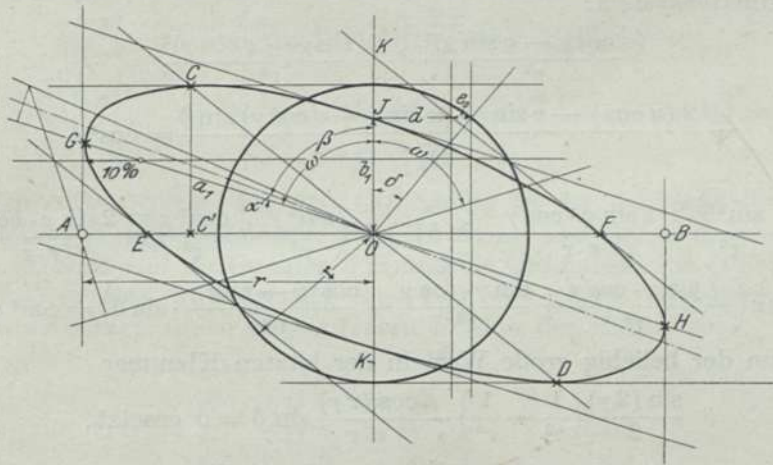


Fig. 91. Schieberellipse.

daher eine Linie zweiter Ordnung, Fig. 91. Wird nun der Koordinatenanfangspunkt von A nach der Mitte der Treibachse O verlegt, also für  $x = r \pm z$  gesetzt, so müssen die Glieder der Gleichung mit den ersten Potenzen der Koordinaten x und y verschwinden; denn es wird jetzt:

$$\begin{aligned} \frac{(r \pm z)^2}{r^2} + \frac{y^2}{r^2} - \frac{2(r \pm z)}{r} - \frac{2y \sin \delta}{r} + \frac{2(r \pm z)y \sin \delta}{r \cdot r} + \sin^2 \delta &= 0 \\ &= \frac{z^2}{r^2} + \frac{y^2}{r^2} + \frac{2yz}{r \cdot r} \sin \delta - \cos^2 \delta = 0. \end{aligned}$$

Für  $x = 0$ , oder  $z = r$  ist

$$\frac{y^2}{r^2} - \frac{2y \sin \delta}{r} + \sin^2 \delta = 0 \quad \text{oder} \quad \left( \frac{y}{r} - \sin \delta \right)^2 = 0;$$

also  $y = d + e_0 = r \sin \delta$ , wie es sich selbstverständlich auch unmittelbar aus der Figur ergibt.

Für  $e = 0$  oder  $y = d$ , d. h. für den Dampfabschluß ist  $x =$  dem Kolbenwege der Voreinströmung, bzw. der eigentlichen Dampfeinströmung, während der Füllung gleich dem Füllungsgrad  $\varepsilon$ , der sich also aus der Gleichung ergibt, wenn  $y = d$  gesetzt wird:

$$\frac{\varepsilon^2}{r^2} + \frac{d^2}{r^2} - \frac{2\varepsilon}{r} - \frac{2d \sin \delta}{r} + \frac{2\varepsilon d}{r \cdot r} \sin \delta + \sin^2 \delta = 0$$

oder

$$\begin{aligned} \varepsilon^2 - 2\varepsilon r \left(1 - \frac{d}{r} \sin \delta\right) + r^2 \left(\frac{d^2}{r^2} - \frac{2d \sin \delta}{r} + \sin^2 \delta\right) &= 0 \\ &= \varepsilon^2 - 2\varepsilon r \left(1 - \frac{d}{r} \sin \delta\right) + r^2 \left(\frac{d}{r} - \sin \delta\right)^2 = 0 \end{aligned}$$

oder

$$\varepsilon = r \left(1 + \frac{d}{r} \sin \delta\right) \pm r \cos \delta \sqrt{1 - \frac{d^2}{r^2}}.$$

**Schieberellipse.** Zur weiteren Ausschaltung auch des Gliedes mit dem Produkt  $z y$  der Schieberellipse ist nun noch eine Koordinatenverwandlung, und zwar diesmal eine Verdrehung des Systems, um einen Winkel  $\gamma$  zu bewirken. Werden die neuen Koordinaten mit  $u$  und  $v$  bezeichnet, so ist  $z = u \cos \gamma - v \sin \gamma$  und  $y = u \sin \gamma + v \cos \gamma$ , und man erhält die Schiebergleichung nach dem neuen Koordinatensystem:

$$\begin{aligned} &\frac{(u \cos \gamma - v \sin \gamma)^2}{r^2} + \frac{(u \sin \gamma + v \cos \gamma)^2}{r^2} \\ &+ \frac{2(u \cos \gamma - v \sin \gamma)(u \sin \gamma + v \cos \gamma) \sin \delta}{r r} = \cos^2 \delta \end{aligned}$$

oder

$$\begin{aligned} u^2 \left( \frac{\cos^2 \gamma}{r^2} + \frac{\sin^2 \gamma}{r^2} + \frac{2 \sin \gamma \cdot \cos \gamma}{r \cdot r} \cdot \sin \delta \right) &+ v^2 \left( \frac{\sin^2 \gamma}{r^2} + \frac{\cos^2 \gamma}{r^2} - \frac{2 \sin \gamma \cdot \cos \gamma}{r \cdot r} \cdot \sin \delta \right), \\ + 2uv \left( -\frac{\sin \gamma \cdot \cos \gamma}{r^2} + \frac{\sin \gamma \cdot \cos \gamma}{r^2} - \frac{\cos^2 \gamma - \sin^2 \gamma}{r r} \cdot \sin \delta \right) &= \cos^2 \delta. \end{aligned}$$

Wird nun der beliebige große Wert in der letzten Klammer

$$\frac{\sin(2\gamma)}{2} \left( \frac{1}{r^2} - \frac{1}{r^2} \right) - \frac{\cos(2\gamma)}{r \cdot r} \sin \delta = 0 \text{ gesetzt,}$$

also

$$\operatorname{tg}(2\gamma) = \frac{2 \sin \delta}{\frac{r}{r} - \frac{r}{r}} = \frac{2 r r \sin \delta}{r^2 - r^2},$$

so verschwindet das Glied mit dem Produkt  $u v$ , und die Gleichung nimmt jetzt die einfachste Gestalt an:

$$A^2 u^2 + B^2 v^2 + C^2 = 0;$$

das ist die Mittelpunktsleichung einer Ellipse, wobei die Konstanten

$$A^2 = r^2 \cos^2 \gamma + r^2 \sin^2 \gamma + r \cdot r \sin(2\gamma) \cdot \sin \delta,$$

$$B^2 = r^2 \sin^2 \gamma + r^2 \cos^2 \gamma - r \cdot r \sin(2\gamma) \sin \delta$$

und

$$C^2 = -r^2 r^2 \cos^2 \delta,$$

zur Bestimmung der Halbachsen der Ellipse  $\frac{C}{A}$  und  $\frac{C}{B}$ , wobei für diese Werte, wie leicht nachzuweisen

$$A^2 + B^2 = r^2 + r^2$$

und

$$-A^2 + B^2 = (r^2 - r^2) \cos(2\gamma) - 2 r r \sin(2\gamma) \sin \delta = \frac{r^2 - r^2}{\cos(2\gamma)},$$



während  $(r^2 - r'^2) \sin(2\gamma) - 2r \cdot r' \cos(2\gamma) \sin \delta = 0$  ist. Die Hauptachsen haben indessen keine erhebliche praktische Bedeutung, wohl aber zunächst die Neigung der Ellipse und gewisse Sehnen. Die Neigung der Hauptachsen ist durch die Gleichung

$$\operatorname{tg}(2\gamma) = \frac{2 \sin \delta}{\frac{r}{r'} - \frac{r'}{r}} = \frac{2 \operatorname{tg} \gamma}{1 - \operatorname{tg}^2 \gamma}$$

bestimmt und annähernd, wenn der kleine Wert für  $\frac{r'}{r}$  gegen  $\frac{r}{r'}$  vernachlässigt wird und  $\operatorname{tg}^2 \gamma$  gegen 1, durch die Gleichung

$$\operatorname{tg}(2\gamma) = \frac{2r}{r'} \sin \delta$$

oder

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{r}{r'} \sin \delta.$$

Ferner ist von Bedeutung die Kolbenstellung  $x$  bei der größten Schieberöffnung, die also dem größten Schieberausschlag  $y = d + e = r$  aus seiner mittleren Stellung entspricht; sie bestimmt sich aus der Gleichung

$$\begin{aligned} \frac{x^2}{r^2} + 1 - \frac{2x}{r} - 2 \sin \delta + \frac{2x}{r} \sin \delta + \sin^2 \delta &= 0 \\ = \frac{x^2}{r^2} - \frac{2x}{r} (1 - \sin \delta) + (1 - \sin \delta)^2 &= 0 = \left[ \frac{x}{r} - (1 - \sin \delta) \right]^2 = 0 \end{aligned}$$

oder

$$x = \pm r (1 - \sin \delta)$$

für den Punkt  $C$  der Ellipse, Fig. 91. Gleichzeitig ist die Tangente der Ellipse im Punkt  $C$  parallel dem Durchmesser  $AB$ , da dieser und  $OC$  zugeordnete Durchmesser sind. Ebenso sind die Geraden  $GH$  und die Ordinatenachse  $OK$  zugeordnete Durchmesser, was den Entwurf der Schieberkurve erleichtert. Die betreffenden Koordinaten dieser zugeordneten Punkte der Ellipse sind:

| Punkt | $x$                  | $y$                       |
|-------|----------------------|---------------------------|
| $E$   | $r(1 - \cos \delta)$ | 0                         |
| $C$   | $r(1 - \sin \delta)$ | $r$                       |
| $G$   | 0                    | $d + e_0 = r \sin \delta$ |
| $J$   | $r$                  | $r \cos \delta$ .         |

In den meisten Fällen sind diese Punkte, also mindestens zwei zugeordnete Durchmesser mit den Halbachsen  $a_1$  und  $b_1$  bekannt, und es ist daher sehr leicht, aus ihrer Lage und Größe zunächst die Neigung der Ellipse durch Rechnung oder bildlich zu finden.

Ist  $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - 1 = 0$  die Mittelpunktsleichung einer Ellipse, so ist  $\frac{dy}{dx} = -\frac{b^2}{a^2} \frac{x}{y}$  die Gleichung einer Tangente derselben; sind ferner  $\alpha$  und  $\beta$  die Winkel der gegebenen zugeordneten Durchmesser gegen die Hauptachse  $a$ ,  $\omega$  der bekannte Winkel, den die zugeordneten Durchmesser einschließen,  $= \alpha + \beta$ , so ist

$$\frac{y}{x} = \operatorname{tg} \beta,$$

also

$$\frac{dy}{dx} = -\frac{b^2}{a^2 \operatorname{tg} \beta} = -\operatorname{tg} \alpha$$

oder

$$\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\omega - \alpha) = \frac{b^2}{a^2}.$$

Ferner ist für einen beliebigen Punkt der Ellipse

$$\frac{x_1^2}{a^2} = \frac{x_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta}{b^2} = 1,$$

also

$$x_1^2 = \frac{a^2 b^2}{b^2 + a^2 \operatorname{tg}^2 \beta}$$

und

$$y_1^2 = x_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta,$$

also

$$b_1 = \frac{x_1}{\cos \beta} = \frac{ab}{\cos \beta \sqrt{b^2 + a^2 \operatorname{tg}^2 \beta}}$$

und

$$a_1 = \frac{ab}{\cos \alpha \sqrt{b^2 + a^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}},$$

also

$$\frac{a_1^2}{b_1^2} = \frac{b^2 + a^2 \operatorname{tg}^2 \beta}{b^2 + a^2 \operatorname{tg}^2 \alpha} \cdot \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha} = \frac{\frac{b^2}{a^2} + \operatorname{tg}^2 \beta}{\frac{b^2}{a^2} + \operatorname{tg}^2 \alpha} \cdot \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha} = \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg}^2 \beta}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg}^2 \alpha} \cdot \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha} = \frac{\sin(2\beta)}{\sin(2\alpha)},$$

woraus sich folgende geometrische Konstruktion ergibt, Fig. 92. Der Winkel  $A O B$  sei  $= 2\omega = 2(\alpha + \beta)$ ;  $\frac{DC}{AC} = \frac{a_1^2}{b_1^2} = \frac{\sin(2\beta)}{\sin(2\alpha)}$ , woraus sich unmittelbar die beiden Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  ergeben. Die Teilung des Winkels  $2\omega$  in  $2\alpha$  und  $2\beta$  erhält man auch durch den Punkt  $\mathfrak{C}$ , wenn  $\frac{\mathfrak{A}\mathfrak{C}}{\mathfrak{B}\mathfrak{C}} = \frac{\sin(2\alpha)}{\sin(2\beta)} = \frac{b_1^2}{a_1^2}$  gemacht wird. Da ferner, wie bekannt,  $a_1^2 + b_1^2 = a^2 + b^2$ , so können mit Hilfe der Beziehung  $\frac{b^2}{a^2} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\omega - \alpha)$  auch hieraus die Hauptachsen  $a$  und  $b$  bestimmt werden.

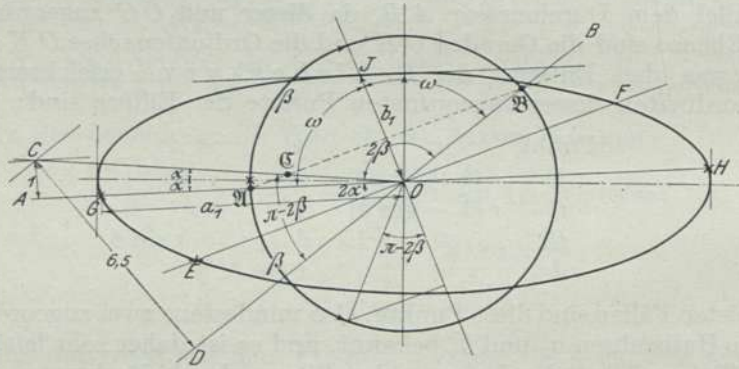


Fig. 92. Schieberellipse.  $\frac{b_1^2}{a_1^2} = \frac{31^2}{79^2} = \frac{961}{6241} = \frac{1}{6.5}$ .

Andere Herleitung der Formel

$$\left(\frac{a_1}{b_1}\right)^2 = \frac{\sin(2\beta)}{\sin(2\alpha)}.$$

Aus den drei Beziehungen

$$a_1^2 + b_1^2 = a^2 + b^2$$

$$ab = a_1 b_1 \sin(\alpha + \beta)$$

und

$$b^2 = a^2 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \beta.$$

ergibt sich für die Koordinaten  $x_1, y_1, x_2$  und  $y_2$  der Endpunkte von  $a_1$  und  $b_1$ , bezogen auf die Hauptachsen



$$\left(\frac{x_1}{\cos \alpha}\right)^2 + \left(\frac{x_2}{\cos \beta}\right)^2 = \frac{x_1 x_2}{\cos \alpha \cos \beta} \frac{\sin(2\alpha) + \sin(2\beta)}{\sqrt{\sin(2\alpha) \cdot \sin(2\beta)}}$$

und hieraus

$$\frac{x_1}{x_2} = \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha}}$$

Da aber

$$\frac{y_2}{x_2} \cdot \frac{y_1}{x_1} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha},$$

so folgt

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{y_2}{y_1} = \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha}}$$

oder die Gleichheit der Rechtecke  $x_1 \cdot y_1$  und  $x_2 \cdot y_2 = a_1^2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha = b_1^2 \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta$

und

$$\left(\frac{a_1}{b_1}\right)^2 = \frac{\sin(2\beta)}{\sin(2\alpha)}.$$

Man erhält auch unmittelbar aus

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{a_1 \cos \alpha}{b_1 \cos \beta} = \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha}}, \quad a_1 = \sqrt{\frac{\sin(2\beta)}{\sin(2\alpha)}}$$

## 2. Die Kulissensteuerung.

**Schieberöffnung.** Zum Zweck der Umsteuerung und Änderung des Füllungsgrades werden in der äußeren Steuerung noch zwei Glieder, die Kulisse und die Schieberschubstange eingeschaltet. Ist  $c$  die halbe Länge der Kulisse, so ist für

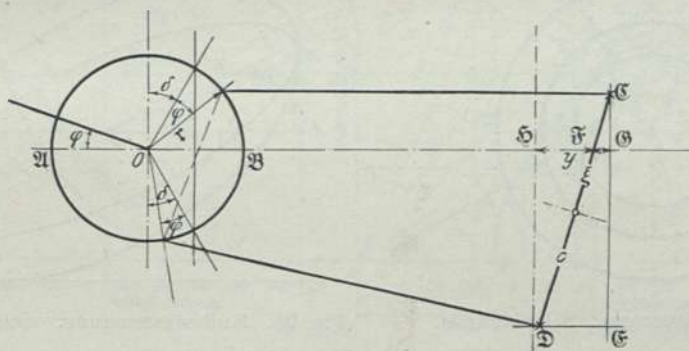


Fig. 93. Kulissensteuerung.

einen Angriffspunkt der Schieberschubstange in der Entfernung  $\xi$  von der Kulissenmitte, der Schieberausschlag nach der Fig. 93

$$\begin{aligned} y &= \mathfrak{B}\mathfrak{F} = r \sin(\delta + \varphi) - \mathfrak{F}\mathfrak{G} = r \sin(\delta + \varphi) - \mathfrak{D}\mathfrak{G} \frac{c - \xi}{2c} \\ &= r \sin(\delta + \varphi) - \frac{r \sin(\delta + \varphi) - r \sin(\delta - \varphi)}{2c} (c - \xi) \\ &= r \sin(\delta + \varphi) \left(1 - \frac{c - \xi}{2c}\right) + \frac{r \sin(\delta - \varphi)}{2c} (c - \xi) \\ &= \frac{r}{2c} [\sin(\delta + \varphi) (c + \xi) + \sin(\delta - \varphi) (c - \xi)] \end{aligned}$$

und daher die Schiebergleichung

$$y = r (\sin \delta \cdot \cos \varphi + n \cos \delta \cdot \sin \varphi),$$

wenn das Schieberhubverhältnis  $\frac{\xi}{c}$ , bzw. die Lage der Steuerung, mit  $n$  bezeichnet wird. Beim Expandieren durch Zurücklegen der Steuerung ändert sich der Schieberhub  $r$  und der Voreilungswinkel  $\delta$ ; der Steuerkreis verkleinert sich, bis die Exzentrizität in der Mittellage der Kulisse  $= d + e_0$  wird. Diese veränderte Schieberbewegung kann durch eine Exzenterbewegung ersetzt werden mit einer anderen Exzentrizität  $r'$  und einem anderen Voreilungswinkel  $\delta'$ , so daß bei konstanter Voröffnung

$$r' \sin \delta' = r \sin \delta$$

und

$$r' \cos \delta' = n \cdot r \cdot \cos \delta \quad (\text{Fig. 94}).$$

Dies wird aber erreicht, wenn der Exzenterpunkt  $\mathcal{E}$  in der Geraden  $\mathcal{E} \mathcal{D}$  so nach  $\mathcal{E}'$  verlegt wird, daß das Verhältnis  $\frac{\mathcal{D} \mathcal{E}'}{\mathcal{D} \mathcal{E}} = \frac{\xi}{c} = n$  gemacht wird  $= \frac{\text{tg } \delta}{\text{tg } \delta'}$  und der größte Schieberausschlag

$$y' \text{ wird } = r' = \sqrt{(r \sin \delta)^2 + (n \cdot r \cos \delta)^2} = r \sqrt{\sin^2 \delta + n^2 \cos^2 \delta}.$$

Hierbei ändert sich auch die Lage der größten Schieberöffnung nach der Gleichung:

$$-\sin \delta \cdot \sin \varphi' + n \cos \delta \cdot \cos \varphi' = 0 \quad \text{oder} \quad \text{tg } \varphi' = n \text{ctg } \delta.$$

In der Ruhelage der Steuerung ist  $n=0$ , also  $\text{tg } \varphi' = 0$  oder  $\varphi' = 0$  und  $\delta' = \frac{\pi}{2}$ , d. h. die lineare Voröffnung im toten Punkte des Kolbens ist überhaupt die größte zu erreichende Schieberöffnung.

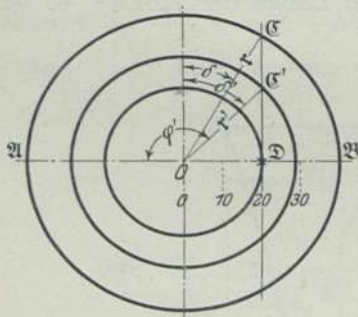


Fig. 94. Kulissensteuerung. Schieberkreis.

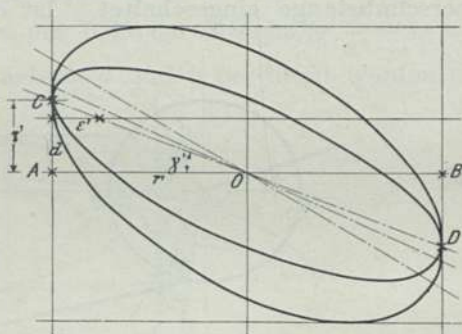


Fig. 95. Kulissensteuerung. Schieberellipse.

**Schieberellipsen.** Hiernach können nun die einzelnen Schieberellipsen und Füllungsgrade berechnet und aufgezeichnet werden. Sie erreichen ihre untere Grenze in der Ruhelage der Steuerung beim Voreilungswinkel  $\delta' = 90^\circ$  mit der Schiebergleichung

$$\frac{x^2}{r^2} + \frac{y^2}{r'^2} - \frac{2x}{r} - \frac{2y}{r'} + \frac{2xy}{r \cdot r'} + 1 = 0$$

oder 
$$\left(\frac{x}{r} + \frac{y}{r'}\right)^2 = 2\left(\frac{x}{r} + \frac{y}{r'}\right) + 1 = \left(\frac{x}{r} + \frac{y}{r'} - 1\right)^2 = 0$$

oder 
$$\frac{x}{r} - \frac{y}{r'} - 1 = 0.$$

Dies ist aber die Gleichung einer Geraden  $CD$ , Fig. 95, aus der sich auch der kleinste Füllungsgrad

$$\varepsilon' = (r' - d) \text{ctg } \gamma'$$

ergibt, und da  $\text{tg } \gamma' = \frac{r'}{r}$ , ist  $\varepsilon'$  auch  $= (r' - d) \frac{r}{r'} = r \left(1 - \frac{d}{r'}\right)$



oder in Prozenten des Kolbenhubes

$$= 50 \left( 1 - \frac{d}{r'} \right) = 50 \left( 1 - \frac{d}{d + e_0} \right) = \frac{50 \cdot e_0}{d + e_0}$$

z. B. für  $d = 20$  und  $e_0 = 5$ ,  $= 10\%$ .

**Schieberhyperbel.** Aus der allgemeinen Gleichung für den Schieberausschlag

$$r' = r \sqrt{\sin^2 \delta + n^2 \cos^2 \delta}$$

ergibt sich ferner die Abhängigkeit von der Steuerungsauslage  $\xi$  durch die Gleichung

$$r'^2 = r^2 \left( \sin^2 \delta + \frac{\xi^2}{c^2} \cdot \cos^2 \delta \right)$$

oder

$$\frac{r'^2}{(r \sin \delta)^2} - \frac{\xi^2}{(c \cdot \operatorname{tg} \delta)^2} - 1 = 0,$$

also diejenige einer gleichseitigen Hyperbel, Fig. 96 mit den Halbachsen

$$a = r \sin \delta \text{ und } b = c \cdot \operatorname{tg} \delta = d + e_0 = a,$$

wenn hier die Sehne  $r \cos \delta = c$  gesetzt wird.

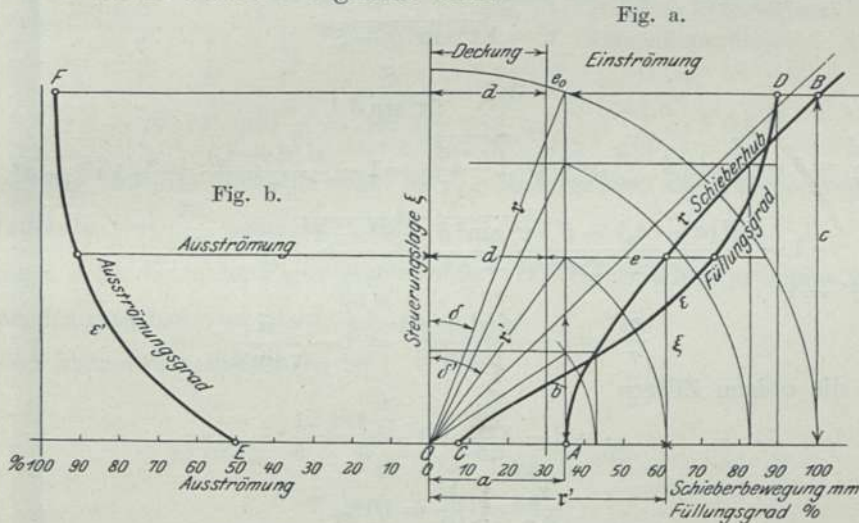


Fig. 96. Schieberhyperbel. Füllungsgrad.

Hieraus ist zu erkennen, daß und in welchem Grade der Schieberhub und also auch die Schieberöffnung zunimmt, wenn die Steuerung vorgelegt wird, und daß sich beide in der Nähe der Mittellage nur wenig ändern.

Für den praktischen Dienst hat es noch einen gewissen Wert, die Sehnen der Schieberellipsen zu untersuchen, namentlich diejenigen parallel der Abszissenachse im Abstände der äußeren Schieberüberdeckung  $d$ , die die Füllungsgrade darstellen. Wird in der Schiebergleichung

$$\frac{x^2}{r^2} + \frac{y^2}{r'^2} - \frac{2x}{r} - \frac{2y \sin \delta}{r} + \frac{2xy \sin \delta}{r \cdot r'} + \sin^2 \delta = 0.$$

1.  $y = 0$  gesetzt, so erhält man die Kolbenwege für die mittlere Schieberstellung aus der Gleichung:

$$\frac{x^2}{r^2} - \frac{2x}{r} + \sin^2 \delta \text{ oder } x = r(1 \pm \cos \delta).$$

**Füllungsgrad.** 2.  $y = d$ , so entstehen die Füllungsgrade nach der Gleichung:

$$\frac{\varepsilon^2}{r^2} + \frac{d^2}{r^2} - \frac{2\varepsilon}{r} - \frac{2d \sin \delta}{r} + \frac{2\varepsilon d \sin \delta}{r \cdot r} + \sin^2 \delta = 0$$

oder 
$$\frac{\varepsilon}{r} = 1 - \frac{d}{r} \sin \delta \pm \cos \delta \sqrt{1 - \frac{d^2}{r^2}}$$

als  $f(r)$  und  $f(\xi)$ , Fig. 96, z. B. für  $r = 40$ ,  $d = 20$  und  $e_0 = 5$  ist

$$\sin \delta = \frac{d + e_0}{r} = \frac{25}{40} = 0,625$$

und

$$\frac{\varepsilon}{r} = 1 - \frac{20}{40} \cdot \frac{25}{40} \pm \frac{31}{40} \sqrt{1 - \frac{20^2}{40^2}} = 1 - \frac{5}{16} \pm 0,78 \sqrt{1 - \frac{1}{4}} = 0,69 \pm 0,68 = 0,01 \text{ u. } 1,37$$

oder 0,5 und 68,5%.

Der erste Wert entspricht dem Anfang, der zweite dem Ende der Einströmung.

Für die mittlere Steuerungslage ist  $\delta' = \frac{\pi}{2}$ , also  $\frac{\varepsilon'}{r} = 1 - \frac{d}{r}$ .

Für ein beliebiges  $\xi'$  auf der Sehne  $\mathcal{C}\mathcal{D}$ , Fig. 94, ist

$$r' = \sqrt{r^2 \sin^2 \delta + \xi'^2}$$

und

$$c \cdot \operatorname{tg} \delta' = \frac{\xi'}{r' \sin \delta},$$

also 
$$\frac{x'}{r} = 1 - \frac{d}{r'} \sin \delta \pm \cos \delta \sqrt{1 - \frac{d^2}{r'^2}} = 1 - \frac{d(d + e_0)}{r'^2} \pm \frac{\xi'}{r'^2} \sqrt{r'^2 - d^2}$$

$$= 1 - \frac{d(d + e_0) - \xi' \sqrt{r^2 \sin^2 \delta + \xi'^2} - d^2}{r^2 \sin^2 \delta + \xi'^2}$$

und für  $\xi' = 0$

$$\frac{x_0}{r} = 1 - \frac{d(d + e_0)}{r^2 \sin^2 \delta} = 1 - \frac{d}{r \sin \delta}$$

z. B. für die obigen Ziffern

$$= 1 - \frac{20}{25} = 1 - \frac{4}{5} = \frac{1}{5}$$

oder

$$\frac{x_0}{2r} = \frac{1}{10} = 10\%.$$

Für  $y = r \cos \delta$  ist

$$\varepsilon = \varepsilon_{\max} = 1 - \frac{d}{r} \sin \delta + \cos \delta \sqrt{\left(1 - \frac{d^2}{r^2}\right)} = 68,5\%.$$

Der Einströmungsgrad ist allgemein

$$\frac{\varepsilon}{2r} = \frac{1}{2r^2} \left[ r^2 - d(d + e_0) + \xi \sqrt{r^2 - d^2} \right]$$

und für die Ausströmung, wenn die innere Deckung  $i = 0$  gesetzt wird

$$\frac{\varepsilon'}{2r} = \frac{1 \mp \cos \delta'}{2} = \frac{r' \pm \xi'}{2r'} = \frac{1}{2} \text{ bis } \frac{1 + \cos \delta}{2}, EF \text{ (Fig. 96).}$$

## b) Die wirkliche Schieberbewegung.

Sie vollzieht sich nicht in so einfacher Weise, wie sie in den obigen theoretischen Untersuchungen dargestellt ist, sondern sie ist tatsächlich aus verschiedenen Gründen eine verwickeltere. Um die Abweichungen festzustellen, ist zu erwägen, daß bei der



theoretischen Untersuchung sowohl die Längen der Kurbel- und Exzenterstangen als unendlich groß angenommen, als auch die Art und Form der Kulissen unbeachtet geblieben sind. Um diese Fehler beurteilen zu können, soll zunächst die Neigung der Ellipse näher untersucht werden; sie wurde theoretisch nach der Formel

$$\operatorname{tg}(2\gamma) = \frac{2 \sin \delta}{\frac{r}{r} - \frac{r}{r}}$$

bestimmt.

**Neigung der Ellipse.** Für die Normal-Personenzug-Lokomotive ist

$$r = 280 \text{ mm}, \quad r = 64 \text{ mm}, \quad d = 20 \text{ mm}$$

und  $e_0 = 5 \text{ mm}.$

Der größte Schieberausschlag ist

$$r' = 45 \text{ mm},$$

daher

$$\operatorname{tg}(2\gamma') = \frac{2 \sin \delta'}{\frac{r}{r'} - \frac{r}{r'}} = \frac{2 \cdot \frac{d + e_0}{r'}}{\frac{r}{r'} - \frac{r}{r'}} = 5,265,$$

also  $2\gamma' = 79^\circ 15'$  und  $\gamma' = 39^\circ 38'$  und  $\operatorname{tg} \gamma' = \frac{41,5}{50} = 0,83,$

da in der Fig. 97 die Schieberwege in  $\frac{1}{4}$  Naturgröße, die Kolbenwege aber in dem Maßstabe von  $\frac{25}{280}$  gezeichnet sind.

Hingegen zeigt die in der Figur gezeichnete wirkliche Schieberkurve eine Neigung der großen Hauptachse von etwa  $\frac{40,5}{50}$ .

Für den kleinsten Schieberweg ist

$$\operatorname{tg}(2\gamma_0) = \frac{2 \sin \frac{\pi}{2}}{\frac{r}{r'} - \frac{r}{r'}} = \frac{2 \cdot 1}{\frac{50}{25} - \frac{25}{50}} = 1,33$$

oder  $\gamma_0 = 26^\circ 34'$

und  $\operatorname{tg} \gamma_0 = 0,5 = \frac{25}{50}$ , was mit der wirklichen Schieberkurve ebenfalls ziemlich gut übereinstimmt.

**Voröffnung.** Ferner ist bei der Berechnung die Voröffnung konstant angenommen worden, was aber nur bei den Steuerungen von Heusinger und Gooch zutrifft. Bei der Stephenson- und Allan-Steuerung ist diese Größe veränderlich, und zwar wächst sie beim Expandieren, wenn die Exzenterstangen offen sind,  $AB$ , Fig. 98, und sie nimmt ab bei gekreuzten Stangen,  $CB$ , wie das unmittelbar aus der Bewegung des Punktes  $B$  ersichtlich

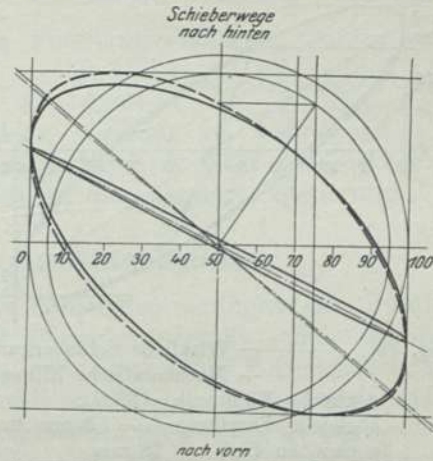


Fig. 97. Wirkliche Schieberkurve ———  
Theoretische Ellipse - - - - -

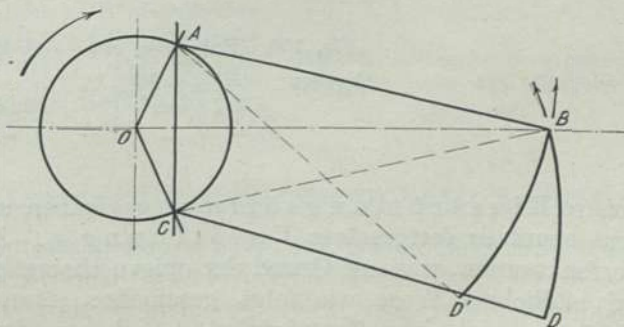


Fig. 98. Voröffnung.

ist. Bei der Allan-Steuerung ist diese Veränderlichkeit geringer, da die Kulisse infolge der gegenseitigen Bewegung mit der Schieberschubstange kürzer ist.

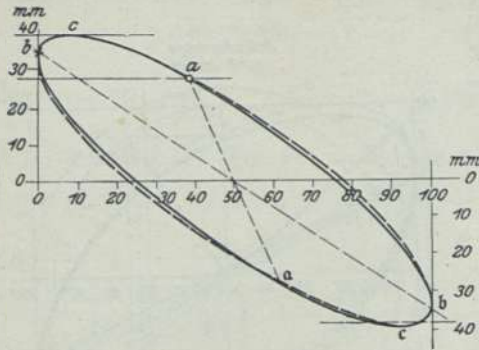


Fig. 99. ——— Wirkliche Schieberkurve.  
 - - - - - Mathematische Ellipse für  
 a gleiche Füllung  $\varepsilon = 38\%$ ,  
 b gleiche Voreilung  $e_0 = 7,5$  mm und  
 c gleichen Hub  $r = 38$  mm  
 auf der Vorderseite des Dampfkolbens.

Inwieweit die theoretische und die durch Verschieben der Lokomotiven unmittelbar durch Messung erlangte Schieberkurve sonst voneinander abweichen, ist schon aus der Fig. 97 ersichtlich. Fig. 99 zeigt diesen Vergleich auch noch für eine  $\frac{2}{4}$  gekuppelte vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive. Die ausgezogene Linie stellt die wirkliche, an der Lokomotive ermittelte Schieberkurve dar und die gestrichelte eine mathematische Ellipse bei

gleicher Voreilung,  
 gleichem Schieberhub und  
 gleicher Füllung

auf der Vorderseite des Kolbens.

### Entwerfen einer Steuerung.

Beim Entwurf einer Dampfmaschine werden folgende Anforderungen gestellt: die Steuerung soll bei einem gegebenen Füllungsgrad  $\varepsilon$  eine bestimmte größte

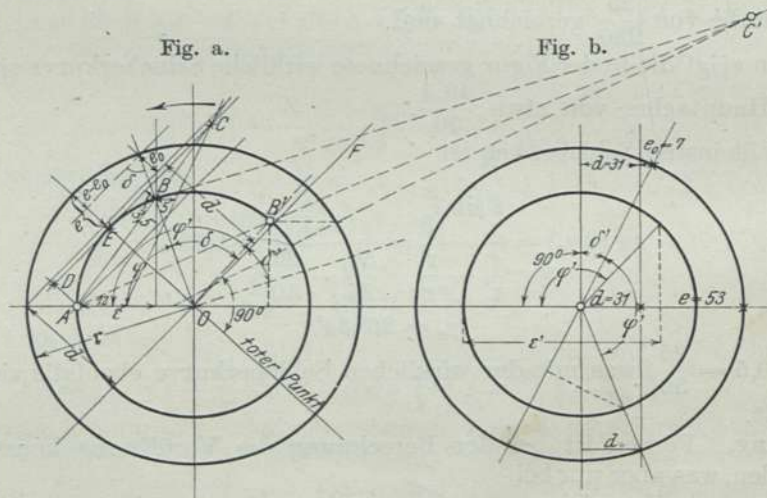


Fig. 100. Entwerfen einer Schiebersteuerung.  
 Gegeben  $\varepsilon = \frac{1}{3} = 33\frac{1}{3}\%$   $\varepsilon' = \frac{5}{6} = 83,3\%$   
 $e = 12$  mm  $d = 31$  mm  
 $e_0 = 7$  „  $e_0 = 7$  „

lineare Einströmungsöffnung  $e$  haben und im toten Punkte des Kolbens eine ebenfalls festgesetzte Voröffnung  $e_0$ . Hiernach soll die Steuerung entworfen werden, was auf Grund der obigen theoretischen Untersuchungen annähernd auf bildlichem Wege wie folgt geschieht: Man zeichne einen beliebigen Kreis, Fig. 100a, und einen Zentriwinkel  $A O B = \varphi$ , der dem Füllungsgrad  $\varepsilon$  entspricht,



also  $\cos \varphi = \frac{r-\varepsilon}{r} = 1 - \frac{\varepsilon}{r}$ , oder  $\varphi = \arccos \left( 1 - \frac{\varepsilon}{r} \right)$ , ziehe die Sehne  $AB$  und mache in deren Verlängerung  $\frac{BC}{AC} = \frac{e-e_0}{e}$  und zeichne die Tangente  $CD$ , ferner  $OF \parallel CE \perp OE$ , so ist  $\angle FOB$  der gesuchte Voreilungswinkel  $\delta$ , woraus sich zunächst der Schieberausschlag  $r = \frac{e-e_0}{1-\sin \delta} = \frac{5}{1-0,884} = 43 \text{ mm}$  ergibt und die äußere Deckung  $d = r - e = 31 \text{ mm}$ ; denn alsdann ist  $r \sin \delta = d + e_0 = 31 + 7 = 38 \text{ mm}$ ,  $r \sin(\delta + \varphi) = d = 31 \text{ mm}$  und  $r - d = 43 - 31 = 12 \text{ mm}$ . Fig. 100b dient zur Nachprüfung des Ergebnisses für die ausgelegte Steuerung.

### c) Das Zeunersche Schieberdiagramm.

Zeuner hat bereits im Jahre 1868 die Schiebersteuerungen der Dampfmaschinen und Lokomotiven in erschöpfender Weise untersucht. Sein darüber geschriebenes Werk: „Die Schiebersteuerungen mit besonderer Berücksichtigung der Lokomotivsteuerungen“ ist allgemein bekannt, so daß hier nur darauf hinzuweisen ist. Zeuner stellt die Schieberbewegung nicht, wie es hier geschehen ist, durch parallele Sehnen eines Kreises, oder einer Ellipse dar, sondern in ihrer Abhängigkeit vom Kurbelwinkel als Polarkoordinaten, wodurch alle Verhältnisse auf bildlichem Wege höchst einfach und übersichtlich erscheinen, namentlich die Schieberöffnungen, Füllungsgrade, der Einfluß des Voreilungswinkels und der Schieberüberdeckungen, die Veränderlichkeit der Voröffnung mittels der Zentralkurve und ihre Beseitigung durch ungleiche Voreilungswinkel usw.

Die einzelnen Lokomotivsteuerungen von Stephenson, Gooch, Allan, Heusinger usw. sind ausführlich behandelt, so daß es für einen Lokomotivtechniker unerlässlich erscheint, dieses Werk eingehend durchzustudieren. Wie das Zeunersche Diagramm zu praktischen Zwecken benutzt werden kann, zeigt z. B. die obige Aufgabe, eine Schiebersteuerung aus dem gegebenen Füllungsgrad  $\varepsilon$ , der linearen Voröffnung  $e_0$  und der größten Einströmungsöffnung  $e$  zu entwerfen.

Aus den Katheten  $DF = AC = e_0$  der Fig. 101 und dem  $DF$  gegenüberliegenden Winkel  $\varphi$  wird das rechtwinklige Dreieck  $DEF$  gezeichnet. Dann sind die verlängerten Geraden  $EB$  und  $EC \parallel AD$  Tangenten des Deckungskreises, der noch den aus  $D$  als Mittelpunkt mit dem Halbmesser  $e$  beschriebenen Kreis im Punkt  $G$  berührt, woraus der Mittelpunkt  $O$  sich leicht ergibt, indem die Winkelhalbierende  $EO$  der geometrische Ort für diesen Punkt ist und der Abstand  $OH$  von der in der Entfernung  $e$  von  $EC$  gezogenen Parallelen  $MH =$  dem Abstand  $OD$  gemacht wird. Dies geschieht z. B. durch das Aufzeichnen eines beliebigen Dreiecks  $O'H'D'$ , wenn  $O'H' \perp MH'$  und  $O'D' = O'H' \parallel OD$ . Das diesem ähnliche Dreieck erhält man dann durch die Geraden  $D'D$  bis  $M$  und  $ME$  bis  $O$ .

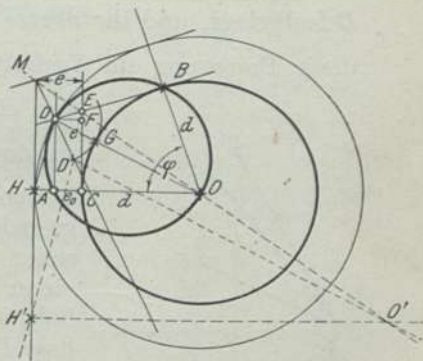


Fig. 101. Entwerfen einer Schiebersteuerung nach dem Zeunerschen Diagramm.

### d) Die Untersuchung der Lokomotivsteuerungen nach v. Borries.

Für die Bewegung der Dampfschieber werden die sogenannten Schwingen- oder Kulissensteuerungen, oder ähnlich wirkende Vorrichtungen verwendet, bei denen stets zwei Kurbelbewegungen von der Treibachse oder damit zusammenhängenden Stangen abgeleitet werden. Die älteren eigentlichen Kulissensteuerungen



von Stephenson, Gooch, Allan, Fig. 106, 107 und 108, haben zwei gleich-armige Steuerungskurbeln oder Exzenter, die mit meistens gleichen Voreilungswinkeln auf der Treibachse sitzen und je ein Ende der Kulisse bewegen. Bei der Heusinger- (Walschaert-) Steuerung, Fig. 111, 113 und 114, wird die eine Bewegung von einer Steuerungskurbel ohne Voreilung auf der Treibachse abgeleitet und durch die drehbar gelagerte Kulisse veränderlich gemacht; die andere vom Kreuzkopf mit  $90^\circ$  Voreilung entnommen. Bei den Ellipsensteuerungen von Joy und ihren Abarten, Fig. 115 bis 117, werden beide Bewegungen von einem in einer Ellipse bewegten Punkte der Schubstange oder von der Kuppelstange oder von einer Steuerungskurbel abgeleitet, aber in zwei Richtungen, so daß die eine Kurbel zwei andere ersetzt.

**Ableitung der Schieberbewegung.** Da die rechnermäßige Ermittlung der Schieberbewegung, die Zeuner<sup>1)</sup> zuerst durchgeführt hat, zu wenig übersichtlichen Ergebnissen führt, so soll hier ein kinematisches Verfahren<sup>2)</sup> benutzt werden.

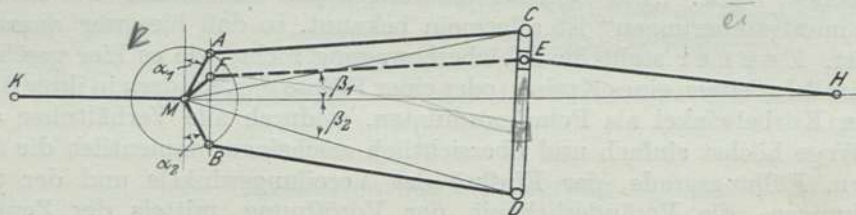


Fig. 102. Kulissensteuerung, offene Stangen.

Fig. 102 stellt eine wagerecht liegende Kulissensteuerung älterer Art dar, und es handelt sich darum, die wagerechte Bewegung des Punktes  $E$  zu ermitteln, wenn sich die Treibachse um  $M$  dreht. Es soll also die Bewegung der durch  $E$  geleiteten Ebene des Schiebers gegen die durch  $M$  gehaltene Ebene der Schieberfläche bestimmt werden.

Denkt man den einen Kurbelpunkt  $B$  festgehalten, so ist die Kulisse unten bei  $D$  festgelegt, und ihr oberes Ende  $C$  wird durch die Kurbel  $BA$  bewegt.  $E$  erhält diese Bewegung im Verhältnis  $\frac{DE}{DC}$  verkleinert, konnte daher auch unmittelbar von einem auf der Kurbel  $BA$  liegenden Punkte  $F$  betrieben werden, der so liegt, daß  $\frac{BF}{BA} = \frac{DE}{DC}$  ist. Die durch  $M$  gehaltene Ebene wird jetzt durch die Kurbel  $BM$  bewegt. Die gesuchte Bewegung von  $F$  gegen  $M$  erfolgt also nach kinematischer Lehre durch eine Kurbel  $MF$ . Man hat also lediglich einen Punkt  $F$  auf der Verbindungslinie  $AB$  in gleichem Verhältnisse zu verschieben, in welchem der Stein  $E$  in der Kulisse  $DC$  verschoben wird, um eine Kurbel  $MF$  zu erhalten, die den Schieber kurbelmäßig bewegt.

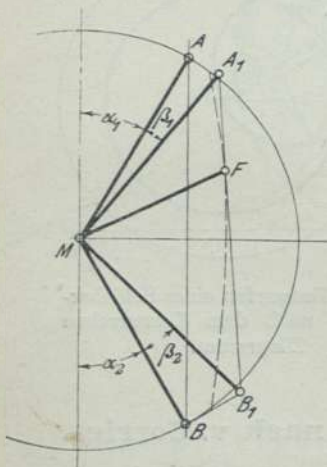


Fig. 103. Schieberbewegung.

Die schräge Lage der Exzenterstangen um die Winkel  $\beta_1$  und  $\beta_2$  gegen die Wagerechte erfordert indes eine Berichtigung der Voreilungswinkel. Bei offenen Stangen, wie in Fig. 102 gezeichnet, gelangen die Kurbeln  $MA$  und  $MB$  um die Winkel  $\beta_1$  und  $\beta_2$  früher in ihre Endstellungen, als den Voreilungswinkeln  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  entsprechen würde; diese müßten also um  $\beta_1$  und  $\beta_2$  vergrößert gedacht werden,

<sup>1)</sup> Zeuner, Die Schiebersteuerungen.

<sup>2)</sup> Das Verfahren ist gegen E. T. I, 03, S. 312 wesentlich vereinfacht.



so daß  $F$  auf die Verbindungslinie  $A_1 B_1$ , Fig. 103, zu liegen kommt. Bei gekreuzten Stangen sind die Voreilungswinkel nach Fig. 104 um die Winkel  $\beta_1 \beta_2$  zu verringern.

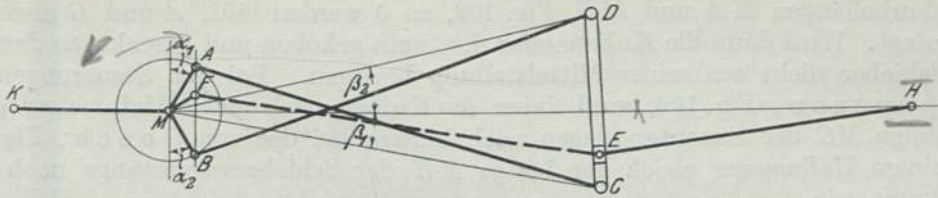


Fig. 104. Kulissensteuerung, gekreuzte Stangen.

Da ferner die Bolzen  $D$  und  $C$ , Fig. 102 u. 104, der Kulisse in der Regel annähernd wagerecht geführt werden, so erzeugt die schräge Bewegung der Exzenterstangen bei  $D$  und  $C$  Bewegungen, die um  $\frac{1}{\cos \beta}$  größer ausfallen. Die Punkte  $A_1 B_1$ , Fig. 103 u. 105 liegen also auf Senkrechten in  $A$  und  $B$  auf  $MA$  und  $MB$ .

Wird die Kulisse bei der Verstellung des Steines gehoben und gesenkt, so sind die Winkel  $\beta_1 \beta_2$  veränderlich. Bei offenen Stangen, Fig. 103, nimmt  $\beta_1$  in demselben Maße ab, in dem  $F$  nach  $A_1$  rückt;  $F$  bewegt sich also auf der graden Linie  $B_1 A_1$ , die sich gleichzeitig in gleicher Richtung um  $M$  dreht, beschreibt also eine nach  $M$  hohle Linie. Bei gekreuzten Stangen, Fig. 104, liegen  $\beta_1$  und  $\beta_2$  nach der anderen Seite von  $MA$  und  $MB$ ; die Drehung von  $A_1 B_1$  ist also entgegengesetzt, und  $F$  beschreibt daher eine nach  $M$  hin gewölbte Linie. Beide Linien sind nach ihrer Entstehung annähernd exzentrische Spiralen, können aber ihrer geringen Krümmung wegen als Kreise oder Parabeln angesehen werden. Sie werden um so flacher, je weniger die Kulisse verstellt wird und fallen mit der Geraden  $A_1 B_1$  zusammen, wenn die Kulisse, wie bei Gooch, überhaupt nicht verstellt wird.

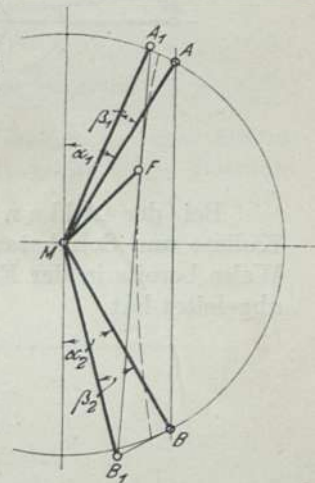


Fig. 105. Schieberbewegung.

Nebenher ergibt sich aus den Fig. 102 u. 104 noch, daß für den Vorwärtsgang — wenn die Zylinder wie gewöhnlich vor den Treibrädern liegen — bei offenen Stangen die Kulisse gesenkt oder der Stein gehoben, bei gekreuzten die Kulisse gehoben und der Stein gesenkt werden muß; für Rückwärtsgang umgekehrt. Dies hat Einfluß auf die Verbindung mit der Steuerungsstellvorrichtung auf dem Führerstand, der für Vorwärtsgang nach vorn, für Rückwärtsgang nach hinten liegen soll. Die Steuerungen von Stephenson und Gooch, Fig. 106 u. 107, erhalten daher in der Regel offene, die von Allan gekreuzte Stangen.

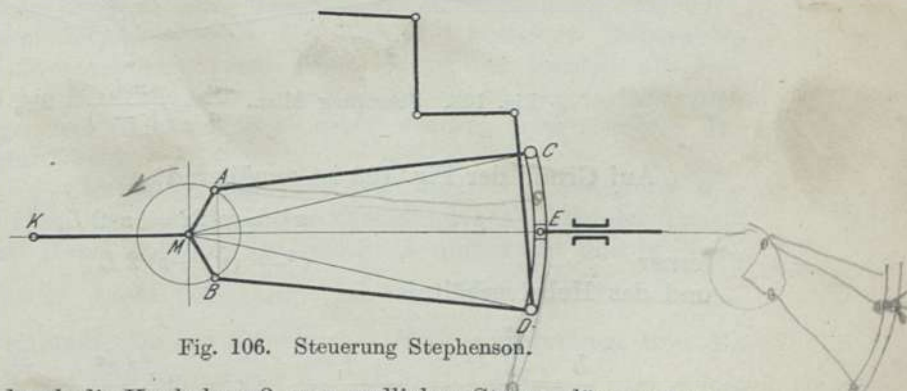


Fig. 106. Steuerung Stephenson.

Die Schieberbewegung durch die Kurbel muß, von endlichen Stangenlängen usw. abgesehen, bei allen Kulissenstellungen gleichmäßig zur Mittelstellung des Schiebers

auf seiner Fläche erfolgen, um vor und hinter dem Kolben gleiche Dampfverteilung zu erhalten. Heben und Senken der Kulisse oder des Steins dürfen also die Mittelstellung nicht verschieben, diese Mittelstellung erhält man, indem man die Steuerungskurbellängen  $MA$  und  $MB$ , Fig. 102, zu 0 werden läßt,  $A$  und  $B$  also nach  $M$  verlegt. Wird dann die Kulisse oder der Stein gehoben und gesenkt, so darf sich der Schieber nicht aus seiner Mittelstellung bewegen. Bei den Steuerungen von *Stephenson*, Fig. 106, muß daher die Kulisse nach einem Halbmesser gleich der Länge  $MC$  der Exzenterstangen nach hinten, bei der von *Gooch*, Fig. 107, mit einem Halbmesser gleich der Länge  $EH$  der Schieberschubstange nach vorn gekrümmt sein.

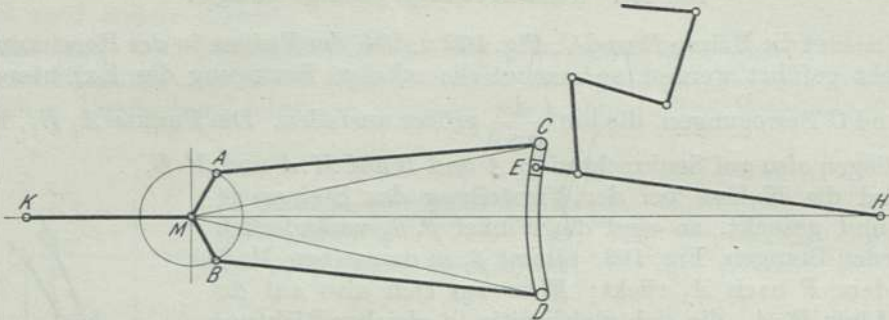
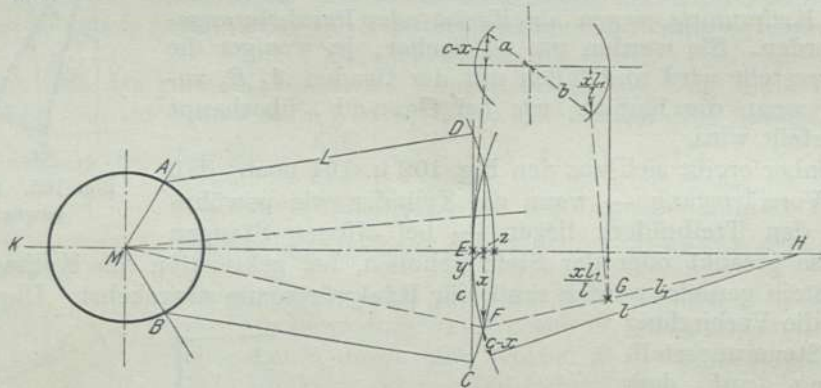


Fig. 107. Steuerung Gooch.

Bei der *Allan*-Steuerung, Fig. 108, erfolgt das Heben und Senken der Kulisse und Schubstange nach einem Gesetz, das der Verfasser in der einfachsten Weise bereits in der Eisenbahntechnik der Gegenwart, Bd., Abschn. u. Teil I, S. 274 abgeleitet hat.

Fig. 108. Steuerung Allan.  $\frac{b}{a} = \frac{x \cdot l_1}{l(c-x)} = 2^{1/3} \cdot 3^{2/5} = 7,5 = 1,4$ .

Auf Grund der Fig. 108 ist annähernd

$$x^2 = y \cdot 2l = z \cdot 2L,$$

ferner

$$c^2 = (y + z) 2L$$

und das Hebelverhältnis

$$\frac{b}{a} = \frac{\frac{x}{l} \cdot l_1}{c-x} = \frac{l_1}{l \left( \frac{c}{x} - 1 \right)}; \quad c^2 + 2L \left( \frac{x^2}{2l} + \frac{x^2}{2L} \right) = x^2 L \left( \frac{1}{l} + \frac{1}{L} \right);$$



also

$$x = \frac{c}{\sqrt{1 + \frac{L}{l}}}$$

und daher

$$\frac{c}{x} = \sqrt{1 + \frac{L}{l}} \quad \text{und} \quad \frac{b}{a} = \frac{l_1}{l \left( \sqrt{1 + \frac{L}{l}} - 1 \right)} = \frac{l_1}{l} \cdot \frac{\sqrt{1 + \frac{L}{l}} + 1}{\frac{L}{l}} = \frac{l_1}{L} \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{L}{l}} \right).$$

Bei der Stephenson-Steuerung ist  $b = 0$  und bei der Gooch-Steuerung  $a = 0$ .

Liegt die Mittellinie der Steuerung um einen Winkel  $\gamma$  geneigt zur Kolbenrichtung, Fig. 109, was bei außenliegenden Steuerungen älterer Art und bei innenliegenden Zylindern meistens der Fall ist, so werden die Exzenter mit den Voreilungswinkeln  $(\alpha_1 - \gamma)$

und  $(\alpha_2 + \gamma)$  auf die Achse gesetzt; so daß die Kulisse wieder in ihre Mittelstellungen gelangt, wenn die Triebkurbel in ihren Endlagen steht. Die Betrachtung bleibt dann dieselbe wie vorher.

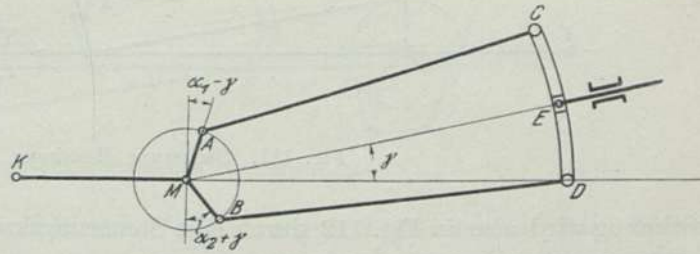


Fig. 109. Schrägliegende Steuerung.

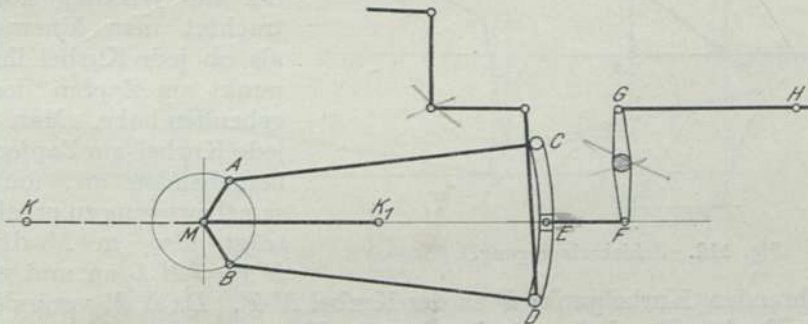


Fig. 110. Amerikanische Steuerung.

Wird die Bewegung des Steines nach amerikanischer Anordnung, Fig. 110, mittels eines doppelarmigen Zwischenhebels  $FG$  auf den Schieber übertragen oder hat der Schieber (Kolbenschieber) innere Einströmung, so werden alle Bewegungen umgekehrt und damit für die andere Kolbenseite richtig. Die Triebkurbel muß also in die entgegengesetzte Richtung  $MK_1$  gelegt werden, dann stimmen die vorstehenden Betrachtungen wieder.

Bei der Heusinger-Steuerung, Fig. 111, setzt sich die Bewegung des Schiebers bei  $H$  zusammen aus der Bewegung des Kreuzkopfes  $K'$ , also der Triebkurbel  $MK$ , die durch den Hebel  $DH$  mit Drehpunkt  $F$  umgekehrt und im Verhältnis  $\frac{FH}{FD}$  verkleinert wird. Diese Bewegung wird also durch eine Steuerungskurbel  $MN$ , Fig. 112, dargestellt, die der Triebkurbel  $MK$  entgegenliegt und die Länge  $MN = MK \cdot \frac{FH}{FD}$  hat. Der zweite Teil der Bewegung geht von der rechtwinklig zur Triebkurbel, Fig. 111, sitzenden Steuerungskurbel  $MA$  aus, wird durch

die Kulisse in dem veränderlichen Verhältnisse  $\frac{CE}{CB}$  verkleinert und durch den Hebel  $DH$  mit Drehpunkt  $D$  im Verhältnisse  $\frac{DH}{DF}$  etwas vergrößert. Diese Be-

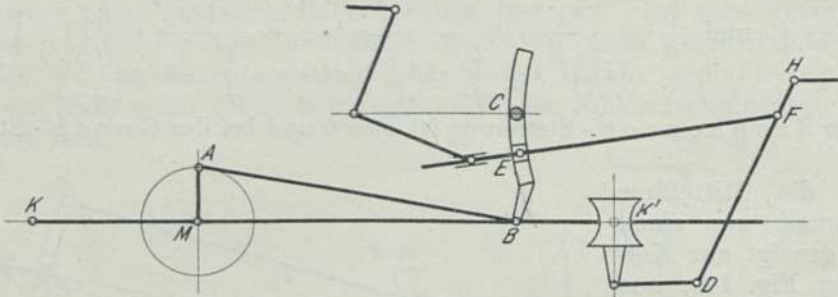


Fig. 111. Steuerung Heusinger.

rechnung wird also in Fig. 112 durch eine Steuerungskurbel  $ML = MA \cdot \frac{CE}{CB} \cdot \frac{DH}{DF}$ , Fig. 111, rechtwinklig zur Triebkurbel hergestellt.

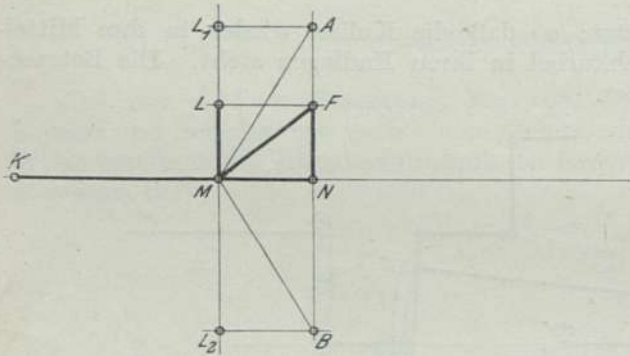


Fig. 112. Schieberbewegung.

mit den führenden Kurbelpunkt  $F$  an der Kurbel  $MF$ . Da  $NF$  veränderlich ist, so liegen die Punkte  $F$  auf einer Senkrechten in  $N$ .

Die Mittelstellung der Kulisse, Fig. 111, erhält man, wenn die Triebkurbel  $MK$  auf einem Ende, die Steuerungskurbel  $MA$  oben oder unten steht. Damit der Schieber sich dann beim Verlegen des Steines nicht bewege, muß die Kulisse nach dem Halbmesser  $FE$  gekrümmt sein. Damit die Kulisse trotz der endlichen Länge der Schubstange  $AB$  nach beiden Seiten gleiche Ausschläge mache, verlegt man den Zapfen  $B$  etwas aus der Kulissenmitte nach  $M$  hin, erhält dabei aber eine etwas größere Kulissenbewegung. Bei voreilender Steuerungskurbel, Fig. 111, muß der Stein für Vorwärtsgang unten in der Kulisse stehen; bei nacheilender, Fig. 113, oben. Ersteres ist zweckmäßig, wenn die Kulissenzapfen  $C$  für Vorwärtsgang möglichst wenig Druck erhalten sollen. Im übrigen entscheidet die Art der Aufhängung des Steines und deren Verbindung mit der Stellvorrichtung.

Für innere Einströmung muß wieder die Triebkurbel, Fig. 113, in die entgegengesetzte Lage gebracht werden, womit auch  $H$  unter  $F$  zu liegen kommt. In Fig. 113 wird dann der Schieberweg von der Kulisse im Verhältnisse  $\frac{DH}{DF}$  etwas verkleinert, sonst bleiben die Angaben für die Kurbellängen richtig.

Bewegungen, die durch zwei oder mehrere Kurbeln in der Art erzeugt werden, daß jede unabhängig von der anderen zur Wirkung kommt, betrachtet man kinematisch so, als ob jede Kurbel ihren Drehpunkt am Zapfen der vorhergehenden habe. Man trägt also jede Kurbel am Zapfen der vorhergehenden an, um die Gesamtbewegung zu erhalten. Man trägt also in  $N$  die Kurbel  $NF = ML$  an und erhält da-





müssen also solche Verhältnisse haben, daß sie eine Gradführung für  $A$  bilden. Die Mittelstellung des Schiebers erhält man, wenn die Triebkurbelzapfen  $K$  nach  $M$  verlegt und die Gradführung senkrecht gestellt wird ( $\frac{1}{n} = 0$ ). Dann darf die senkrechte

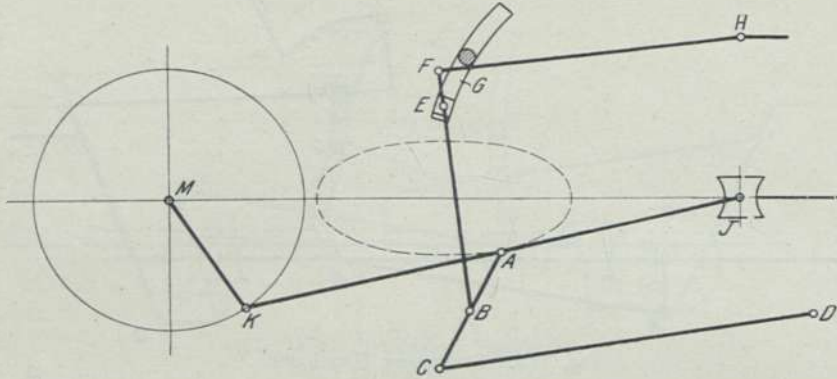


Fig. 115. Steuerung Joy.

Bewegung von  $A$  um den feststehenden Kreuzkopf  $J$  keine Bewegung des Schiebers bewirken. Nach dieser Bedingung ist die Krümmung der Führung  $G$  zu bemessen, was am einfachsten durch Aufzeichnen in ausreichender Größe geschieht.

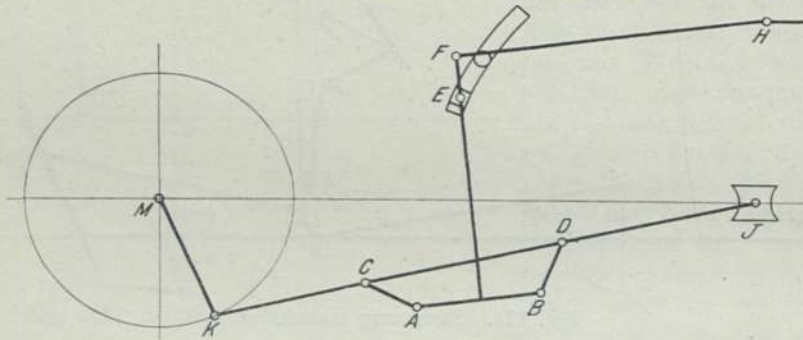


Fig. 116. Steuerung Klose.

Bei der Abart von Klose, Fig. 116, ist der Haupthebel unten  $\perp$  förmig gestaltet und mit den Punkten  $A, B$  an den Punkten  $C, D$  der Schubstange aufgehängt. Für  $K$  nach  $M$  verlegt gedacht, muß hier die Gelenkverbindung  $CABD$  eine wagerechte Gradführung für  $E$  bilden. Die Bewegungsverhältnisse  $MN, ML$ , Fig. 112, werden am einfachsten durch Aufzeichnen ermittelt.

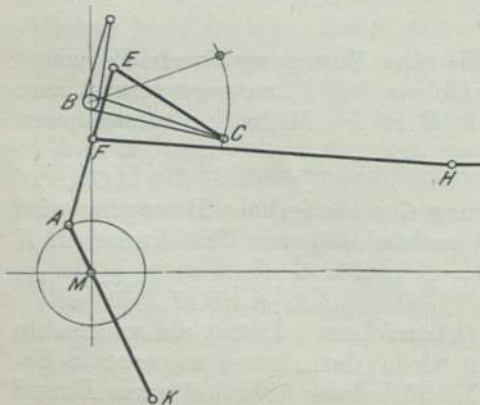


Fig. 117. Steuerung Koppel.

Die Steuerung von Koppel, Fig. 117, leitet beide Bewegungen von einer Gegenkurbel  $MA$  ab und hat, wie die von Klug an Stelle der Gleitführung einen Hebel  $BC$  auf der Steuerwelle und einen Lenker  $CE$ . In Fig. 117 wird



$$MN = MA \cdot \frac{EF}{EA}, \quad ML = MA \cdot \frac{AF}{AE} \cdot \frac{1}{n},$$

wenn  $\frac{1}{n}$  wieder die veränderliche Steigung des Hebels  $BC$  bezeichnet. Der Hebel  $AE$  wird so lang gewählt, daß die Unregelmäßigkeiten aus seiner endlichen Länge gering ausfallen. Senkrechte Bewegung von  $A$  darf bei wagerecht stehendem Hebel  $BC$  den Schieber nicht bewegen. Die Längen  $AE$ ,  $FE$ ,  $FH$ ,  $EC$  sind also so zu bemessen, daß bei festgehaltenem  $H$  und  $\frac{1}{n} = 0$  eine senkrechte Geradföhrung für  $A$  entsteht.

Ellipsensteuerungen lassen sich aus jeder Geradföhrung entwickeln. Sie können stets in der vorstehend angegebenen Weise behandelt werden.

### Darstellung der Schieberbewegung.

Die Bewegung, die der Schieber durch die Ersatzkurbeln  $MF$ , Fig. 103, 105 u. 112, erhält, wird am zweckmäßigsten durch den **Z e u n e r**schen Schieberkreis, Fig. 118, dargestellt, dessen Durchmesser  $MF$  ist. Dieser Kreis würde, wenn er sich mit

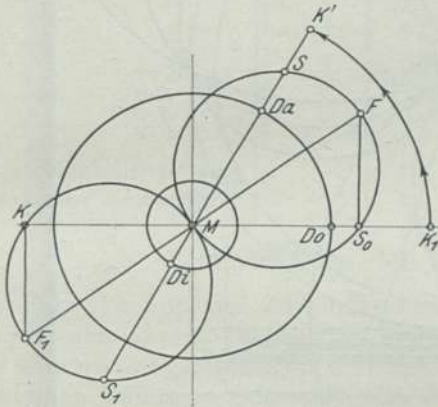


Fig. 118. Schieberkreise.

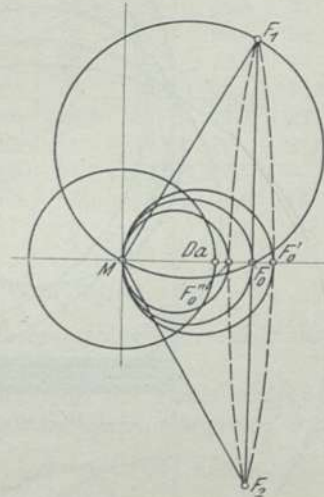


Fig. 119. Veränderliche Voröffnung.

der Triebkurbel  $MK$  drehte, mit seinem Schnittpunkte  $S_0$  auf der Kolbenrichtung  $KK_1$  den jeweiligen Schieberweg aus der Mitte  $MS$  abschneiden. Bei in  $MK$  festgehaltener Triebkurbel erhält man daher die Schieberwege  $MS$  durch die Schnittpunkte  $S$ , die eine aus der entgegengesetzten Lage  $MK_1$  in entgegengesetzter Richtung gedrehte Kurbel  $MK'$  auf den Schieberkreisen  $MF$  und  $MF_1$  abschneidet. Zieht man von den Schieberwegen  $MS$  die Deckungen des Schiebers durch Kreise um  $M$  ab, so verbleiben die jeweiligen Schieberöffnungen  $SD_a$  außen und  $S_1D_i$  innen. Für die Endstellung der Triebkurbeln gibt  $D_0S_0$  die Voröffnung (lineare Voreilung) des Schiebers an.  $S_0$  liegt im Endpunkt einer Senkrechten von  $F$  auf  $MK_1$ . Die Durchmesser der einzelnen Schieberkreise liegen auf der Linie  $F_1F_0F_2$ , Fig. 119, die für verstellbare Kulissen (Stephenson, Allan) bei offenen Stangen nach Fig. 103 nach  $M$  hin hohl, bei gekreuzten nach Fig. 105 nach  $M$  hin gewölbt, bei unverstellbaren Kulissen (Gooch) und bei den Steuerungen von Heusinger, Joy usw. mit unveränderlichem  $MN$ , Fig. 112, aber eine senkrechte Gerade  $F_1F_2$  zur Kolbenrichtung ist. Die Schieberwege und Voröffnungen

für die mittleren Füllungsgrade fallen daher bei offenen Stangen größer, bei gekreuzten kleiner, als bei unverstellbaren Kulissen aus. Für die Mittelstellung der Steuerung ist die Voröffnung um  $F_0 F_0'$  größer oder um  $F_0 F_0''$  kleiner als für die Endstellungen  $F_1$  und  $F_2$ .

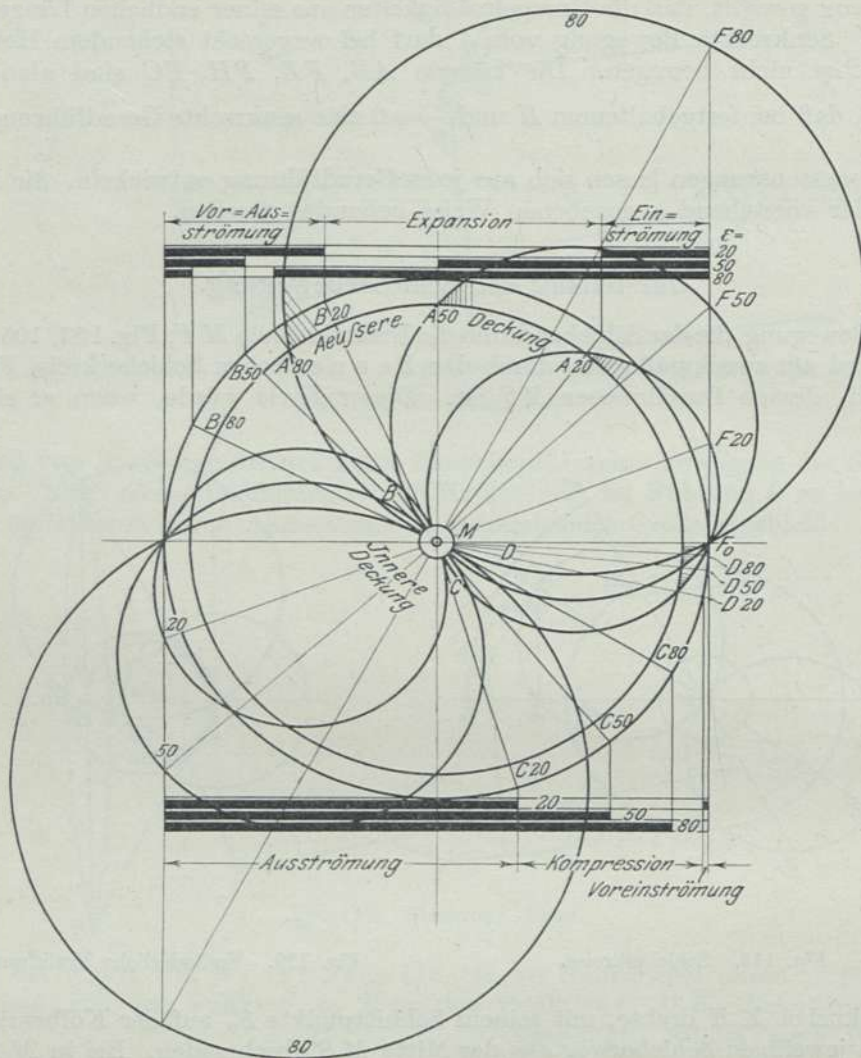


Fig. 120. Schieber-Schaulinien für die Füllungsverhältnisse. 20, 50 und 80%.

Da jeder Schieberkreis durch seinen Durchmesser  $M F$  völlig bestimmt ist, so sind mit den Deckungen alle Verhältnisse der Steuerung für den betreffenden Füllungsgrad geometrisch festgelegt. Fig. 120 veranschaulicht die Dampfverteilung für 20, 50, 80% Füllung für gleichförmige Voröffnung unter den Annahmen, daß die äußere Deckung 90%, die innere 6% des kleinsten halben Schieberhubes, die Voröffnung also 10% dieser Einheit betrage. Mit der Festsetzung des Verhältnisses der Voröffnung oder Deckung zum kleinsten Schieberhube ist die ganze Steuerung festgelegt. Veränderlichkeiten, wie raschere oder langsamere Öffnung und Abschluß gibt es nicht. Zusammenstellung 14 enthält die wissenswerten Angaben für sämtliche Füllungsgrade und verschiedene innere Deckungen, wie sie bei verschiedenen Lokomotiven vorkommen. Veränderliche Voröffnung ändert



an diesen Verhältnissen sehr wenig, wenn die Voröffnung für die kleinen Füllungsgrade passend gewählt wurde.

Zahlentafel 14.

Wirkung der Steuerung bei verschiedenen Füllungsgraden.

Einheit: Kleinster Schieberweg . . . . . = 100  
 Annahmen: Voröffnung . . . . . 5  
 Äußere Deckung . . . . . 45  
 Innere Deckung . . . . . 3, 0, —5 und — 10

| 1<br>Gegenstand                  | 2<br>Innen-<br>Deckung | 3<br>Füllungsgrade |     |      |      |      |      |      |      |
|----------------------------------|------------------------|--------------------|-----|------|------|------|------|------|------|
|                                  |                        | 4                  | 5   | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |      |
|                                  |                        | 80                 | 70  | 60   | 50   | 40   | 30   | 20   | 10%  |
| 1. Halber Schieberweg . . . . .  | —                      | 106                | 87  | 75   | 67   | 61   | 56   | 53   | 51   |
| 2. Größte Einströmungsöffnung .  | —                      | 61                 | 42  | 30   | 22   | 16   | 11   | 8    | 6    |
| 3. Größte Ausströmungsöffnung    | 3                      | 101                | 82  | 70   | 62   | 56   | 51   | 48   | 46   |
| 4. Expansion . . . . .           | —                      | 15                 | 22  | 28,5 | 35   | 41   | 46,5 | 50,5 | 51%  |
| 5. Vorausströmung . . . . .      | 3                      | 5                  | 8   | 11,5 | 15   | 19   | 23,5 | 29,5 | 39 „ |
|                                  | 0                      | 6                  | 9   | 12,5 | 16,5 | 21   | 25,5 | 32   | 41,5 |
|                                  | — 5                    | 7                  | 11  | 14,5 | 19   | 24   | 29,5 | 36   | 46,5 |
| 6. Kompression . . . . .         | — 10                   | 8                  | 13  | 17   | 22   | 27,5 | 33,5 | —    | —    |
|                                  | 3                      | 6,5                | 10  | 14   | 18   | 22,5 | 28   | 34,5 | 44,5 |
|                                  | 0                      | 6                  | 9   | 12,5 | 16,5 | 21   | 25,5 | 32   | 41,5 |
| 7. Voröffnungswinkel, Bogenlänge | — 5                    | 5                  | 7,5 | 10,5 | 14   | 17,5 | 22   | 27,5 | 37   |
|                                  | — 10                   | 4                  | 6   | 8,5  | 11,5 | 14,5 | 18,5 | —    | —    |
| 8. Entsprechender Kolbenweg .    | —                      | 2,5                | 3,5 | 4    | 5    | 6    | 7,5  | 10   | 15   |
|                                  | —                      | 0                  | 0   | 0    | 0    | 0    | 0,5  | 1    | 2    |

Eigenschaften der Kulissensteuerungen.

Die Fig. 120 und die Zusammenstellung 14 lassen folgende, allen Kulissensteuerungen gemeinsame Eigenschaften erkennen:

Die Einströmungsöffnungen und Einströmungsflächen der Schieberkreise fallen für die kleinen Füllungsgrade sehr klein aus, wodurch in Verbindung mit dem langsamen Abschließen ein um so größerer Spannungsabfall bewirkt wird, je größer die Geschwindigkeit und je kleiner der Füllungsgrad ist. Dieser Nachteil wird durch die Kanalschieber, Fig. 121, verringert, bei denen die Gesamtlänge der Einströmungskanten um etwa 80% verlängert, oder die Öffnungswerte in gleichem Maße vermehrt werden. Da der Kanal indes in dem Maße wieder verdeckt wird, wie

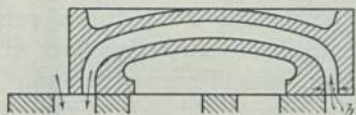


Fig. 121. Kanalschieber.

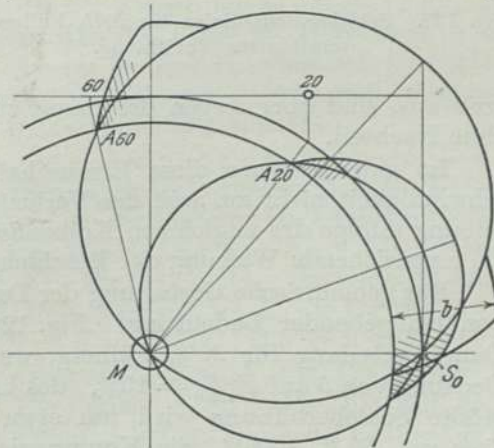


Fig. 122. Schaulinien für Kanalschieber.

die Schieberöffnung seine Breite  $b$ , Fig. 121, überschreitet, so wirkt er nur bis zu diesem Öffnungswerte, also bei  $b = \frac{4}{10}$  der äußeren Deckung nur bis etwas über



40% Füllung in vollem Maße, bei größeren Füllungen nur bei Beginn und Ende der Einströmung, wie Fig. 122 für 20 und 60% Füllung erkennen läßt<sup>1)</sup>.

Die Dehnung beginnt bei großer Geschwindigkeit mit erheblichem Spannungsabfall; ihr Beginn ist dann nicht mehr erkennbar; sie endet bei kleinen Füllungsgraden schon bald nach dem halben Kolbenhube, so daß ein Teil der Dampfkraft durch die vorzeitige Ausströmung verloren geht, um so mehr, je geringer die Geschwindigkeit ist. Andererseits hat die Vorausströmung das Gute, daß der Überdruck in der Nähe des toten Punktes ausbläst, so daß der Rückgang des Kolbens nur den geringen Gegendruck des Herausschiebens der Zylinderfüllung hindert. Die Ausströmung wird von den Schiebern auch bei den kleinen Füllungsgraden noch ziemlich weit geöffnet, um so länger und weiter, je kleiner die innere Deckung ist. Der Gegendruck hängt daher hauptsächlich von der Kolbengeschwindigkeit ab.

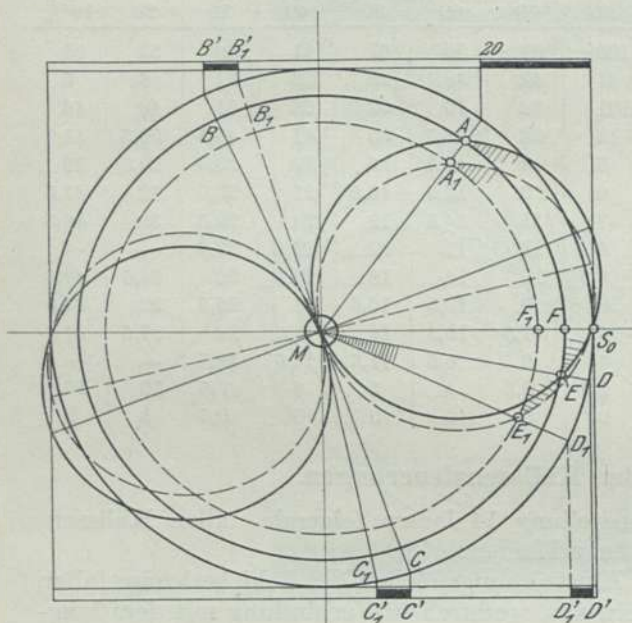


Fig. 123. Schieber-Schauulinien für 20% Füllung und verschiedene Voröffnung.

Die Kompression ist sehr veränderlich und beginnt bei den kleinen Füllungsgraden schon bald nach dem halben Kolbenhube; sie beginnt außerdem mit um so größerer Spannung, je größer die Geschwindigkeit ist. Da kleine Füllungsgrade und große Geschwindigkeit zusammenfallen, so wird die Endspannung der Kompression dann sehr hoch. Diese große Veränderlichkeit der Kompression gestattet keine kleinen schädlichen Räume und ist ein erheblicher Nachteil für die Dampfausnutzung, hat aber für den Gang des Triebwerks das Gute, daß bei großer Geschwindigkeit der Druckwechsel auf die Zapfen günstig gestaltet werden kann.

Voreinströmung und Voröffnungswinkel fallen bei passend gewählter Voröffnung nur bei den kleinen Füllungsgraden reichlich

groß aus, sind aber wegen der damit zusammenhängenden großen Geschwindigkeit ohne Nachteil.

Im ganzen lassen diese Eigenschaften kleine Füllungsgrade bei geringer Geschwindigkeit nicht zu, weil der Verlust durch die Vorausströmung und die Eigenreibung infolge des ungleichen Kolbendruckes und der zu frühen Einströmung ohne die ausgleichende Wirkung der Beschleunigungskräfte zu groß werden würden.

Für geometrische Gestaltung der Dampfverteilung ist die Größe der Voröffnung von maßgebender Bedeutung. Fig. 123 zeigt (punktiert) die Veränderungen der Dampfverteilung für 20% Füllung, wenn die Voröffnung  $F S_0$  durch verringerte Deckung von 5 auf  $F_1 S_0 = 10\%$  des kleinsten Schieberhubes vergrößert wird. Die größte Schieberöffnung wird um etwa 3% größer, die Vorausströmung beginnt aber um  $B' B_1' = 6\%$ , die Kompression ebenfalls um  $C' C_1' = 6\%$  und die Voreinströmung um  $D_1' D'$  früher; der Voreinströmungswinkel wird um  $D M D_1$  größer.

<sup>1)</sup> Siehe die kalorimetrische Untersuchung des Trickschen Kanalschiebers vom Verfasser in Glasers Annalen 1895, Heft 1.



Dem Vorteil der etwas weiteren Einströmung stehen also Verschlechterungen aller übrigen Verhältnisse gegenüber. Namentlich die Voröffnungsfläche  $E_1 F_1 S_0$ , die mit der Voröffnung und dem Voröffnungswinkel zunimmt, ist etwa viermal so groß als  $E F S_0$  geworden und würde sehr schweren Gang ergeben. Kleine Füllungsgrade unter 20% sind hiernach nur dann vorteilhaft, wenn die Voröffnung nicht zu groß ist. Zu klein darf sie aber auch nicht sein, da sonst die Einströmung zu wenig geöffnet wird.

Da die rechtzeitige Einströmung des Dampfes wesentlich von der Größe der Voröffnungsfläche abhängt, diese aber etwa mit dem Quadrat der Voröffnung wechselt, so ist die richtige Bemessung der Voröffnung sehr wichtig. Im allgemeinen kann der in der Zusammenstellung 14 angenommene Wert von 5% des kleinsten Schieberweges für Kanalschieber als zweckmäßig gelten. Bei veränderlicher Voröffnung soll er bei 20% stattfinden, ohne Rücksicht darauf, daß man dann bei der *Stephenson*-Steuerung mit offenen Stangen für die größeren Füllungen überhaupt keine Voröffnung erhält. Bei Vollschiebern nimmt man mit Rücksicht auf die bezeichnete Veränderlichkeit nur  $5 \cdot \sqrt{1,8} = 6,5\%$  der Einheit.

**Unregelmäßigkeiten.** Die bei den vorstehenden Betrachtungen vorläufig unberücksichtigt gebliebenen Unregelmäßigkeiten der Schieberbewegung bei den Kulissensteuerungen sind verschiedener Art.

Die senkrechte Bewegung der Treibachse in ihren Führungen, das Federspiel, hat bei durchschnittlich wagrecht liegenden Exzenterstangen, also bei den Steuerungen von *Stephenson*, Fig. 106 u. 110, und *Heusinger*, Fig. 111 bis 113, keinen merklichen Einfluß. Bei schräg liegenden Stangen, *Gooch*, Fig. 107, *Allan*, Fig. 108, und *Heusinger* mit schräg liegender Schubstange *AB*, Fig. 111 — werden die Schieber um so mehr aus ihrer Mittelstellung verschoben, je höher oder tiefer der Stein steht, also je größer der Füllungsgrad ist. Bei schräg liegenden Steuerungen, Fig. 109, ist die Verschiebung noch stärker, und zwar um so größer, je tiefer oder höher der Stein über der Achsmittelpunkt steht, also bei nach oben geneigter Lage, bei offenen Stangen für Rückwärts-, bei gekreuzten (*Allan*) für Vorwärtsgang am stärksten. Bei der *Joy*-Steuerung und wagrecht liegenden Zylindern, Fig. 115, 116, werden wieder die größeren Füllungsgrade, die Kurbel *ML* in Fig. 112, diese aber stark beeinflußt. Schräge Zylinderlage wirkt wie schräg liegende Steuerung. Bei der Steuerung, *Koppell*, Fig. 117, wird diese Verschiebung dadurch vermieden, daß die Lage der Hebelwelle *B* mit den Achslagern verbunden sind, die Welle also am Federspiel teilnimmt. Bei schräg liegenden Steuerungen aller Art sind die Unregelmäßigkeiten so groß, daß bei kleinen Füllungsgraden eine ganz unregelmäßige Dampfverteilung eintritt.

Die endliche Länge der Hauptschubstangen macht sich in der Weise geltend, daß alle Abschlüsse und Öffnungen im mittleren Teile des Kolbenlaufes an der vorderen Kolbenseite bei längeren, an der hinteren bei kürzeren Kolbenwegen eintreten. Bei den Steuerungen von *Heusinger*, *Joy* usw. besteht diese Abweichung bezüglich der Kurbel *MN* in Fig. 112 nicht. Die endliche Länge der Exzenterstangen hat meistens wenig Einfluß, läßt sich auch, wie für die *Heusinger*-Steuerung angegeben, auch bei *Stephenson*, *Gooch* und *Allan* dadurch beschränken, daß die Exzenterstangenbolzen nach Fig. 124 hinter die Mitte des Aufhängepunktes gelegt werden. Die Punkte  $A_1 B_1$  in Fig. 103, 105 liegen dann auf den Kreisen von *A* und *B* und bewirken in schrägen Lagen der Kulisse bei der Aufhängung nach Fig. 125 eine Vergrößerung des Schieberweges im Verhältnis der gradlinigen Bewegung des Kulissensteins gegen eine Drehung  $\gamma$  um den Aufhängepunkt. Gleichzeitig tritt ein entsprechendes Gleiten des Steines in der Kulisse um den Weg  $z$  ein. Damit beide nicht zu groß werden und für Vor- und Rück-



wärtsgang gleichmäßig ausfallen, hängt man die Kulisse am besten in der Mitte, oder nach amerikanischem Muster in der gewöhnlichen Stellung des Steines für 20% Füllung vorwärts auf. Die Vergrößerung der Bewegung bewirkt dann in Fig. 118 eine Streckung der Schieberkreise in der Richtung ihrer Durchmesser, die der Regelmäßigkeit der Dampfverteilung nicht schadet und für die großen Füllungen größere Öffnungen bewirkt. Bei Aufhängung an einem Ende treten diese Abweichungen an dem andern Ende am stärksten auf. Greifen die Exzenterstangen nach Fig. 126 neben dem Schlitz an, so wird die Kulissenmitte in den schrägen Lagen um die Größe  $y$  nach der Treibachse hin verschoben, die Richtung der Exzenterstangen, Winkel  $\beta_1 \beta_2$ , Fig. 102 bis 105, veränderlich und damit unregelmäßige Dampfverteilung bewirkt.

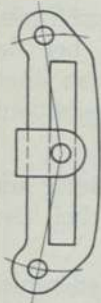


Fig. 124.

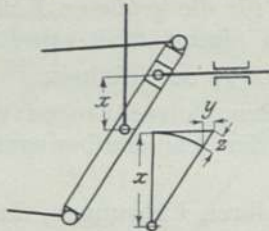


Fig. 125.

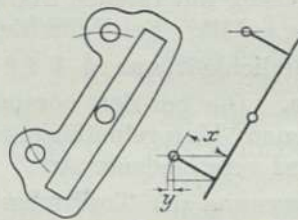


Fig. 126.

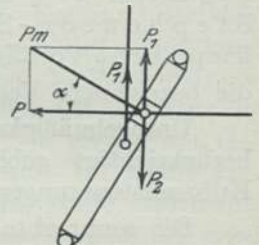


Fig. 127.

Der Bewegungswiderstand  $P$  des Schiebers, Fig. 127, erzeugt an Kulisse und Stein senkrechte Teilkräfte  $P_1 = P_2 = P \cdot \operatorname{tg} \alpha$ , die sich auf die Gehänge und Führungen und auf die Steuerwelle bis zur Stellvorrichtung übertragen. Diese Kräfte wechseln ihre Richtung gleichzeitig mit der Bewegungsrichtung des Schiebers, wodurch ein entsprechendes Stoßen in der Aufhängung bewirkt wird. Nähere Untersuchung lehrt indes, daß die Teilkräfte  $P_1 P_2$  beider Steuerungen sich derart zusammensetzen, daß die Kraft an der Stellvorrichtung stets in der Fahrriichtung wirkt. Ein Stoßen an dieser Stelle tritt nur dann ein, wenn die Widerstände an beiden Schiebern so verschieden sind, daß der Ausgleich nicht stattfindet (Verbundlokomotiven mit zwei Zylindern). Nur bei der *Joy*-Steuerung und ihren Abarten tritt das Stoßen auch sonst ein.

Damit die Abweichungen und Teilkräfte nicht zu groß ausfallen, soll der Abstand der Angriffsbolzen der Exzenterstangen bei bester Aufhängung nach Fig. 124 mindestens gleich der vierfachen Länge der Steuerungskurbel (Exzentrizität), besser, besonders bei mangelhafter Aufhängung nach Fig. 126, gleich dem 5 bis 6 fachen dieser Einheit sein. Bei der *Heusinger*-Steuerung, Fig. 111, 113, soll der Hebelarm  $CB$  etwa dreimal so lang wie die Kurbel  $MA$  sein. Die Aufhängung der Schieberschubstange  $EF$  wähle man so, daß die Steinbewegung möglichst gering ausfällt. Bei Lokomotiven, die vorwiegend vorwärts laufen, sind diese Verhältnisse für diese Fahrriichtung möglichst günstig zu gestalten. Bei der *Joy*-Steuerung wähle man die größte Neigung der Führung  $\frac{1}{n}$  nicht größer als  $\frac{1}{2}$ .

**Kulissenauflängung.** Hierzu möchte ich noch bemerken: Infolge der endlichen Kurbelstangenlänge sind die zu gleichen Kurbelwinkeln gehörenden Kolbenwege beim Hin- und Rückgang verschieden, z. B. für  $\varphi = \frac{\pi}{2}$  um  $\pm (l - \sqrt{l^2 - r^2})$  und das Verhältnis dieser Abweichung vom halben Kolbenwege

$$\frac{h}{2} = r \text{ ist daher } \pm \frac{l}{r} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2}) = \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2}}{\lambda}.$$



Für  $\sqrt{1-\lambda^2}$  kann sehr annähernd  $1 - \frac{\lambda^2}{2}$  gesetzt werden, also das obige Verhältnis  $= \pm \frac{\lambda}{2}$ . Die Kolbenwege und daher auch die Füllungen sind vorn zu groß, so daß daselbst die Dampfabschlüsse später eintreten, also die Schieber bei der Vorwärtsbewegung sich mehr der Mitte nähern müßten.

Allgemein ist der Unterschied der Kolbenwege in seiner Abhängigkeit von dem Kurbelwinkel  $\frac{\pi}{2} + \varphi$  nach der Fig. 128

$$\begin{aligned} x &= x' - x'' = r(1 + \sin \varphi) + l - l \cos \psi \\ &\quad - [r(1 + \sin \varphi) - l + l \cos \psi] \\ &= 2l(1 - \cos \psi), \end{aligned}$$

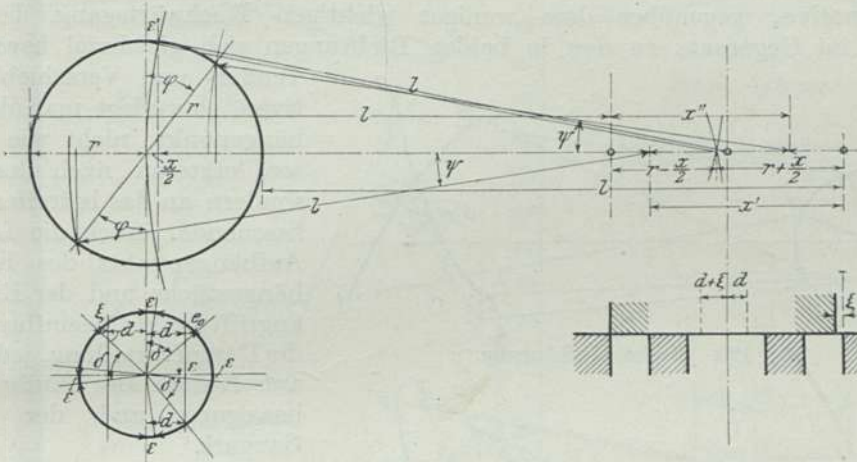


Fig. 128.

indem der eine Kolbenweg vorn,  $x'$  um  $l(1 - \cos \psi)$  zu groß und der andere  $x''$  um ebenso viel zu klein ist. Für die Mitte des Kolbenwegs ist

$$\varphi = \varepsilon = \frac{\psi}{2} \quad \text{und} \quad \sin \varepsilon = \frac{\frac{x}{2}}{r} = \frac{\frac{r}{2}}{l} = \frac{x}{2r} = \frac{r}{2l} = \frac{\lambda}{2}$$

$$\text{und daher} \quad x = 2l(1 - \cos 2\varepsilon) = 4l \sin^2 \varepsilon = 4l \cdot \left(\frac{r}{2}\right)^2 \frac{1}{l^2} = \frac{r^2}{l} = \lambda r,$$

wie es sich auch unmittelbar aus der Figur ergibt, da  $\sin \varepsilon = \frac{x}{2r}$  ist. Für die Schieberwege bei halber Füllung ist

$$\xi = \xi' - \xi'' = r \cos(\delta - \varepsilon) - r \cos(\delta + \varepsilon) = 2r \sin \delta \cdot \sin \varepsilon = 2(d + e_0) \frac{\lambda}{2} = (d + e_0) \lambda,$$

z. B. für  $r = 300$  mm,  $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ ,  $d = 20$  und  $e_0 = 5$  mm ist  $x = \lambda \cdot r = \frac{1}{5} \cdot 300$

$$= 60 \text{ mm und } \xi = \lambda(d + e_0) = \frac{1}{5} \cdot (20 + 5) = 5 \text{ mm.}$$

Dieses theoretische Ergebnis ändert sich durch die Unregelmäßigkeit der Schieberbewegung infolge der bei der Berechnung nicht beachteten endlichen Länge der Exzenterstangen und durch eine entsprechende Regulierung der Steuerung. Eine Ausgleichung wird durch die Verlegung des Kulissenauflängepunk-

tes nach hinten erreicht, wodurch die Kulisse in den entscheidenden Punkten, vermöge der Änderung ihrer Höhenlage, gleichzeitig mehr nach vorn gerückt wird. Fig. 129.

Durch die Verlegung der Exzenterkulissenbolzen hinter die Mittellinie bleiben zwar die senkrechten Lagen der Kulisse, also auch die Vorstellungen, ebenfalls unverändert, aber alle schrägen Lagen erleiden eine Verschiebung nach hinten, wodurch die Ungleichheiten in der Dampfverteilung noch verstärkt werden. Das Umgekehrte würde durch eine Anordnung der Exzenterbolzen vor der Mittellinie eintreten. Fig. 130.

Die Aufhängung der Kulisse ist also ein geeignetes Mittel, die Ungleichheiten der Dampfverteilung zu verringern, indem der Aufhängepunkt aus der Mittellinie, namentlich hinter diese verlegt wird. Soll aber der Vorwärtsgang einer Zuglokomotive, gegenüber dem weniger wichtigen Rückwärtsgang, bevorzugt werden, im Gegensatz zu den in beiden Richtungen sich gleichviel bewegenden

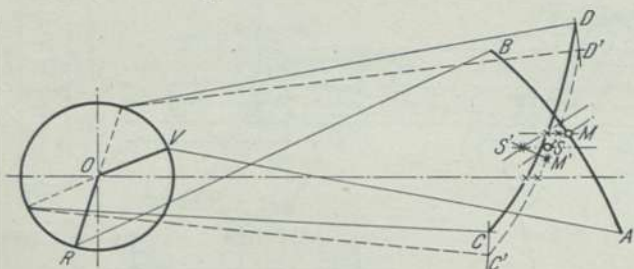


Fig. 129. Kulissenaufhängung.

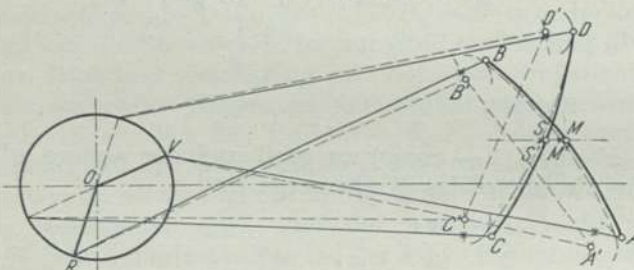


Fig. 130. Offene Kulisse.

Tender- und Verschieblokomotiven, so verlegt man den Aufhängepunkt, nicht wie bei diesen letzteren nach der Mitte, sondern an das betreffende Kulissenende. Auch die Lage des Aufhängepunkts des Kulissenhängestücks und der Exzenterangriffspunkte beeinflussen hier die Dampfverteilung, jedoch nur auf Kosten der Kulissensteinbewegung und der ruhigen Gangart.

**Steinbewegung.** Die relative Bewegung des Kulissensteins gegen die Kulisse wird überhaupt am kleinsten und daher der Gang des Triebwerks am ruhigsten, wenn alle Bolzen in der Mittellinie der Kulisse liegen. Demnach ist in dieser Be-

ziehung die allerdings mehrteilige Taschenkulisse am vorteilhaftesten und ebenso die gewöhnliche einteilige, geschlossene Kulisse mit in der Mittellinie gelagerten Angriffspunkten der Exzenterstangen; sie verringert aber den Schieberhub in erheblichem Maße, erfordert also große Exzenterstangen. Ist z. B. die Exzentrizität  $r = 64$  mm, die halbe Kulissenlänge  $c = 196$  und der größte Schieberhub  $r' = 42$  mm, so beträgt der Schieberhubverlust 34%.

Die offene Kulisse (mit Exzenterbolzen hinter der Mittellinie) gestattet zwar die Vermeidung dieses Übelstandes, jedoch ohne bessere Dampfverteilung und bei einer unruhigeren Steinbewegung. Die Fig. 131 u. 132 zeigen dieselbe, wobei zu bemerken ist, daß die absolute Bewegung des Kulissensteins sich annähernd in einfachen Kreisbogen vollzieht. Bei dieser schädlichen Bewegung der Kulisse wird ihre Neigung einen erheblichen Einfluß haben, die aber im allgemeinen mit dem Schieberausschlag  $r$  wächst und umgekehrt mit der Kulissenlänge  $c$  kleiner wird. Dies erkennt man schon an der Neigung der Asymptoten der Schieberhyperbel, Fig. 96,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{r \sin \delta}{c \operatorname{tg} \delta} = \frac{r}{c} \cos \delta.$$



Nach der Fig. 93 ist diese Neigung allgemein

$$= \frac{r \cdot 2 \cos \delta \cdot \sin \varphi}{2c} = \frac{r}{c} \cos \delta \cdot \sin \varphi$$

und zwar am größten für  $\varphi = \frac{\pi}{2}$ , oder  $\sin \varphi = 1$ , und zwar wie oben  $= \frac{r}{c} \cdot \cos \delta$ .

**Steuerungsmodell.** Vor der Ausführung empfiehlt es sich, ein einstellbares Modell der Steuerung herzustellen, die ganze Dampfverteilung, alle Füllungsgrade auf beiden Kolbenseiten daran abzulesen und sie dann durch kleine Veränderungen so lange zu verbessern, bis gute Verhältnisse erreicht sind.

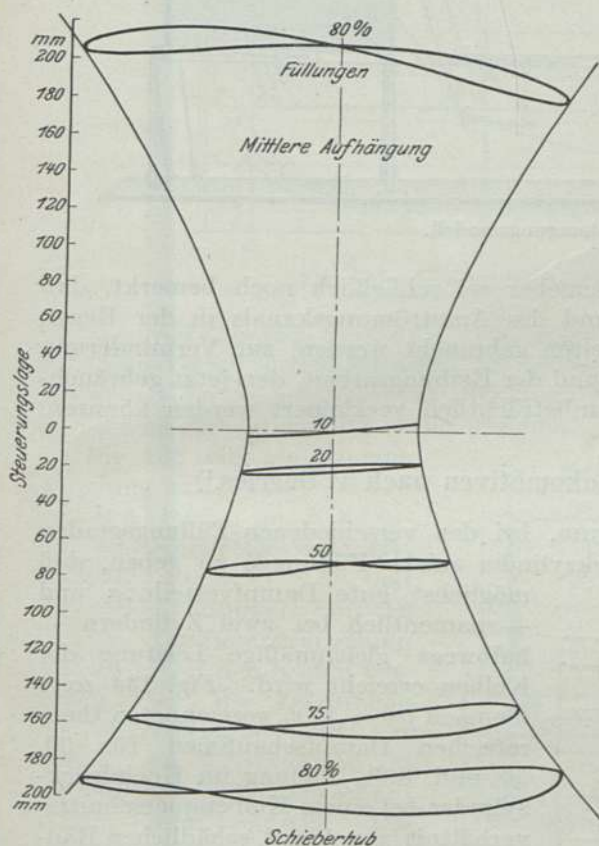


Fig. 131. Steinbewegung.

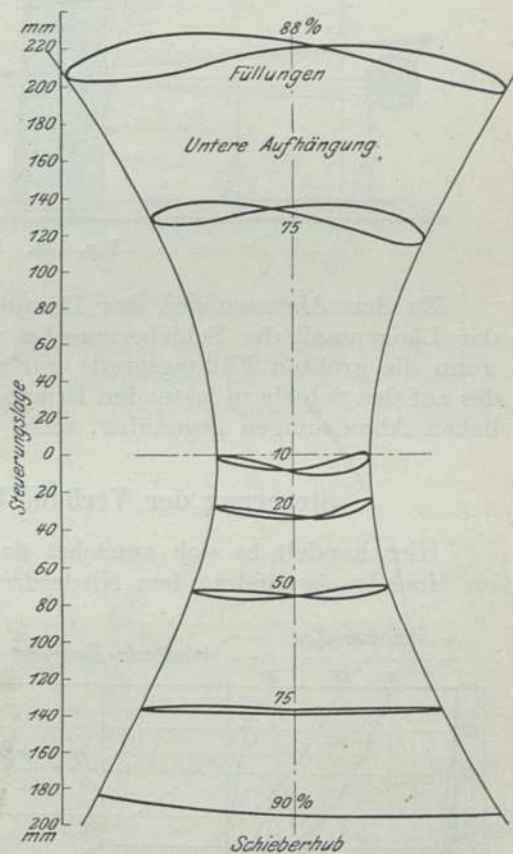


Fig. 132. Steinbewegung.

Nur die Steuerungen von Heusinger, Fig. 111, und ihre Abarten sind so übersichtlich, daß man ihre Abweichungen schon bei dem Entwurf übersehen kann. Setzt man die Schieberbewegung durch einen Winkelhebel in senkrechte Richtung um, so kann man sie durch einen Schreibstift auf ein Papierblatt aufzeichnen lassen, das mit dem Kolben oder besser in verkleinertem Maße bewegt wird.<sup>1)</sup>

Fig. 133 zeigt die Skizze einer solchen Vorrichtung. Alle Teile und insbesondere die Exzenterstangen sind in genügender Stärke herzustellen, damit sie nicht federn, und müssen sich leicht und sicher verstellen lassen. Nur mit Hilfe eines solchen Modells kann die zweckmäßigste Lage der Steuerungs-welle, sowie die der Angriffspunkte der Exzenterstangen und der Aufhängepunkte

<sup>1)</sup> Vgl. Pfitzner, Untersuchung der Heusinger-Steuerung. Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 481. Leitzmann u. v. Borries, Lokomotivbau.

der Kulisse, ermittelt werden. Die Justierung der Schieber erfolgt, auch an der Lokomotive selbst, am besten bei dem am meisten zur Anwendung kommenden Füllungsgrade nach gleichen Voröffnungen, unter Berücksichtigung der Ausdehnung durch die Dampfwärme während des Ganges und unter Nachprüfung der Füllungsgrade und größten Einströmungsöffnungen vor und hinter dem Kolben.

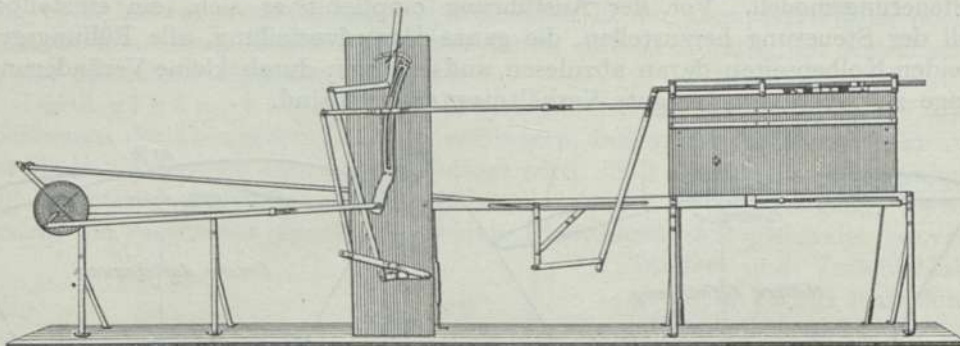


Fig. 133. Steuerungsmodell.

Zu den Abmessungen der Dampfschieber sei schließlich noch bemerkt, daß das Längenmaß der Schiebermuschel und des Ausströmungskanals in der Regel, wenn die größten Füllungsgrade nur selten gebraucht werden, zur Verminderung des auf den Schiebern lastenden Drucks und der Reibungsarbeit, den jetzt gebräuchlichen Abmessungen gegenüber, nicht unbedeutend verkleinert werden könnten.

#### Steuerung der Verbund-Lokomotiven nach v. Borries.<sup>1)</sup>

Hier handelt es sich zunächst darum, bei den verschiedenen Füllungsgraden im Hochdruckzylinder, dem Niederdruckzylinder solche Füllungen zu geben, daß möglichst gute Dampfverteilung und — namentlich bei zwei Zylindern — halbwegs gleichmäßige Leistung der Kolben erreicht wird. Fig. 134 zeigt die nach  $p v = p_1 v_1$  gezeichneten theoretischen Dampfschaulinien für 30, 50 und 80% Füllung im Hochdruckzylinder bei einem Kolbenquerschnittsverhältnis von 1:2,2, schädlichen Räumen von 12 und 7% und unveränderlicher Füllung von 70% im Niederdruckzylinder. Man ersieht, daß die Spannung im Verbinder sehr ungleich ausfällt, daß daher Arbeitsleistung und Temperaturgefälle bei großen Füllungen im H-Zylinder kleiner,

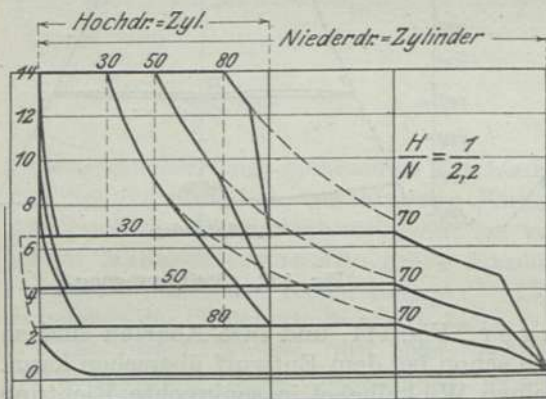


Fig. 134. 70%-Füllung im Niederdruckzylinder.

im N-Zylinder größer ausfallen; bei kleinen Füllungen umgekehrt. Spannungsabfall und Kompression in beiden Zylindern sind dagegen günstig.

Fig. 135 zeigt eine Steuerung mit gleichen Füllungen in beiden Zylindern, bei einem Querschnittsverhältnis von 1:3 und schädlichen Räumen von 20 und 7%. Die Verbinderspannung bleibt hier bei allen Füllungen fast die gleiche,

<sup>1)</sup> Beschreibung E. T. I. 1903, S. 354—367.



Wärmegefälle und Arbeitsleistungen sind gleichmäßig verteilt. Der Spannungsabfall ist aber für große Füllungen sehr bedeutend und die Kompression im  $H$ -Zylinder bei kleinen Füllungen nur durch sehr große schädliche Räume von 20 bis 22% zu beherrschen. Die Dampfverteilung läßt sich nur für einen bestimmten

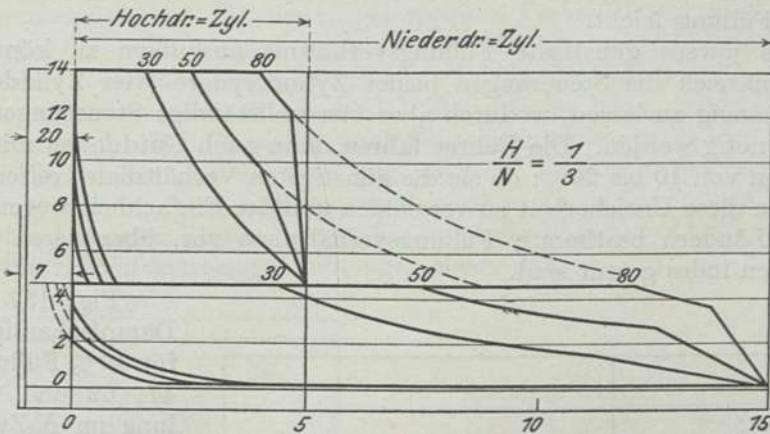


Fig. 135. Gleiche Füllungen in beiden Zylindern.

Füllungsgrad günstig gestalten. Kleinere sind durch zu starke Kompression (schweren Gang) ausgeschlossen, bei größeren machen sich der große schädliche Raum und der Spannungsabfall ungünstig geltend. Diese Steuerungsart ist daher für veränderliche Leistung wenig geeignet.

Fig. 136 zeigt endlich eine Steuerung mit vergrößerter Füllung im  $N$ -Zylinder, bei einem Querschnittsverhältnis von 1:2,5 und schädlichen Räumen von 12 und 7%. Die Dampfverteilung liegt zwischen den beiden vorhergehenden, die Leistungen und Wärmegefälle sind gut verteilt, die Kompression im  $H$ -Zylinder bei mäßigem schädlichem Raum günstig. Die ganze Dampfverteilung ist für veränderliche Leistung am besten geeignet. Die Vorausströmungen und Kompressionen sind in allen drei Figuren für innere Deckungen von  $-10\%$  im  $H$ - und 0 im  $N$ -Zylinder angegeben.

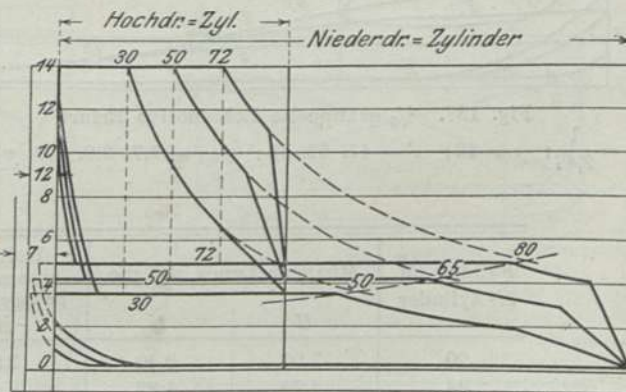


Fig. 136. Vergrößerte Füllung im Niederdruckzylinder.

$$\frac{H}{N} = \frac{1}{2,5} \quad \frac{\varepsilon}{\varepsilon'} = \frac{30}{50}, \frac{50}{65}, \frac{72}{80}$$

In Wirklichkeit fallen die Spannungen infolge des Druckabfalles bei der Einströmung verhältnismäßig niedriger aus, also um so mehr, je größer die Geschwindigkeit ist. Die Gegendrucke wachsen andererseits mit der Geschwindigkeit. Man ersieht indes, daß die Wahl passender Füllungsgrade für die Niederdruckzylinder von großer Bedeutung ist. Auch die Geschwindigkeit kommt dabei in Betracht: Bei großer Geschwindigkeit arbeiten die  $N$ -Zylinder besser, wenn man ihnen etwas mehr Füllung gibt, weil dadurch größere Kanalöffnungen und geringere Widerstände erreicht werden, besonders wenn die Kanäle eng sind, was häufig der Fall war.



Welchen Einfluß der Kanalquerschnitt auf die günstigsten Füllungsgrade hat, zeigen die Beobachtungen von *Pelletier* bei der französischen Ostbahn<sup>1)</sup>: Bei einem Kanalquerschnitt von 0,07 der Kolbenfläche liefen die ersten Vierzylinder bei 70% und mehr *N*-Füllung schwer. Neuere mit Kolbenschiebern und einem Kanalquerschnitt von 0,13 ergaben eine Brennstoffersparnis von 10% und liefen noch bei 50% *N*-Füllung leicht.

Um das jeweils günstigste Füllungsverhältnis ausnutzen zu können, pflegt man in Frankreich die Steuerungen beider Zylinderpaare (vier Zylinder) voneinander unabhängig zu lassen, wodurch aber vier vollständige Steuerungen und zwei Handhaben nötig werden. Die Führer fahren dann nach Gutdünken mit Füllungsunterschieden von 10 bis 20%; ob sie die günstigsten Verhältnisse treffen, erscheint fraglich. Um diese Unsicherheit zu vermeiden und der Einfachheit wegen zieht man in anderen Ländern bestimmte Füllungsverhältnisse vor, über deren Bemessung die Meinungen indes geteilt sind.

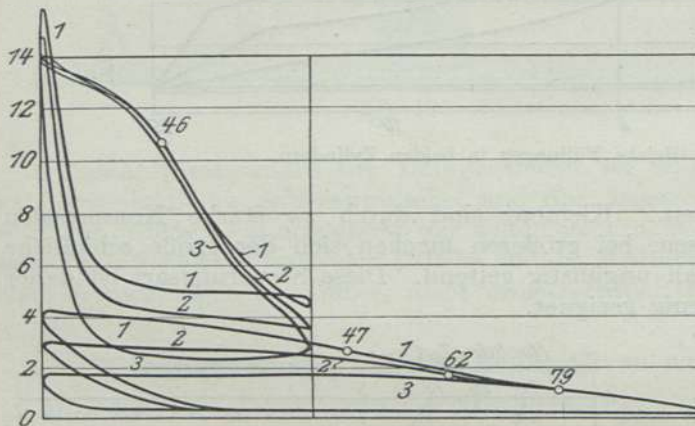


Fig. 137.  $\frac{3}{5}$  gekuppelte Lokomotive Erfurt.

$$\frac{H}{N} = \frac{1}{2,47}; \quad \varepsilon = 46; \quad \varepsilon' = 47, 62, 79; \quad p_{m1} = 7,7, 8,0, 8,3; \quad v = 50.$$

Fig. 137 zeigt die Dampfschaulinien 1, 2, 3 für 46% Füllung im *H*-, 47, 62 und 79% Füllung im *N*-Zylinder und 50 km Geschwindigkeit. Die Spannungsverluste und Kompressionen sind schon bei dieser geringen Geschwindigkeit recht hoch. *Kuhn*<sup>2)</sup> erhielt an einer  $\frac{4}{4}$  gekuppelten Lokomotive bei seiner Steuerung für gleichmäßige Füllung bei 71% im *N*-Zylinder folgende mittlere Dampfdrucke und Arbeitsanteile.

| Füllung im <i>H</i> -Zylinder | Mittlerer Druck auf die |          | Kolben zusammen bezogen auf <i>H</i> | Arbeitsanteil % |          |
|-------------------------------|-------------------------|----------|--------------------------------------|-----------------|----------|
|                               | <i>H</i>                | <i>N</i> |                                      | <i>H</i>        | <i>N</i> |
| 20                            | 3,05                    | 0,40     | 3,80                                 | 79              | 21       |
| 44                            | 4,25                    | 1,33     | 6,90                                 | 61,5            | 38,5     |
| 68                            | 6,93                    | 3,61     | 13,02                                | 45,4            | 54,6     |
| 80                            | 5,09                    | 3,62     | 12,50                                | 40,7            | 59,3     |

Die Steuerung gestattet kleine Füllungen im *H*-Zylinder, gibt aber für diese und für volle Füllung sehr ungleichmäßige Arbeitsverteilung (vgl. Fig. 135).

Der Dampfverbrauch entspricht der indizierten Leistung nicht genau, sondern nimmt mit abnehmender Verbinderspannung etwas zu, weil die Kompression im *H*-Zylinder geringer und das Wärmegefälle größer werden. Die vorteilhafteste Füllung im *N*-Zylinder hat daher kleinere Werte als die indizierten Leistungen ergeben. Versuche, die *v. Borries* in Hannover bei den  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Schnellzuglokomotiven mit den Füllungsverhältnissen 40 zu 50, 55, 60 im regelmäßigen Dienste anstellte, ergaben den geringsten Kohlenverbrauch für 40: 55.

<sup>1)</sup> *Mém. Soc. Ing. Civ.* 1902, S. 376.

<sup>2)</sup> *Z. Ver. deutsch. Ing.* 1902, S. 1108.



Da bei voller Leistung stets ungefähr die gleichen Geschwindigkeiten und Füllungsgrade im *H*-Zylinder zusammentreffen, so sind auch die vorteilhaftesten Verhältnisse der Füllungsgrade wenig veränderlich. Es hat also kein Bedenken, sie zugunsten der Einfachheit festzulegen. Daß dabei eine recht zweckmäßige Dampfverteilung erreicht werden kann, zeigen übereinstimmend mit Fig. 136 die Dampfchaulinien, Fig. 138, der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Verbundlokomotiven der Preuß. Staatsbahnen<sup>1)</sup> für ein Füllungsverhältnis 40:50. Das Querschnittsverhältnis der Kolben ist 1:2, der schädliche Raum 12 und 7%. Arbeit und Wärmegefälle sind gut verteilt, die Kompression geht nur bei 30% Füllung etwas hoch, weshalb nicht unter 40% gefahren wird. Bei Personen- und Schnellzuglokomotiven legt man je nach der beabsichtigten Geschwindigkeit ein größeres Füllungsverhältnis von 40:55 oder 40:60 zugrunde. Das Kolbenquerschnittsverhältnis hat in den Grenzen 1:2 bis 1:2,5 hierauf keinen Einfluß; je größer es ist, desto geringer wird die Verbinderspannung, die Dampfverteilung bleibt aber gleich gut.

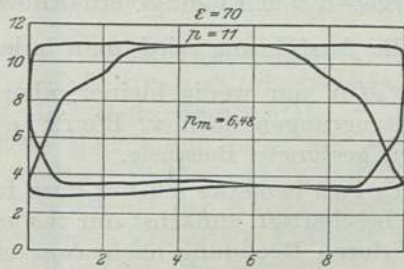


Fig. 138a.

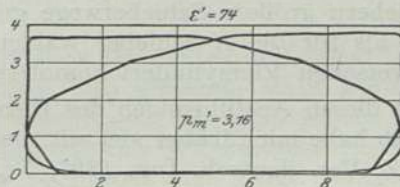


Fig. 138b.

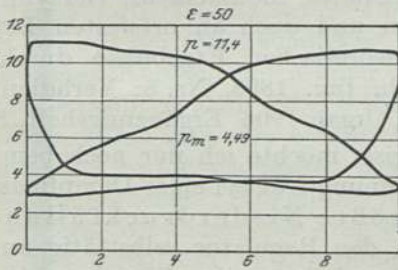


Fig. 138c.

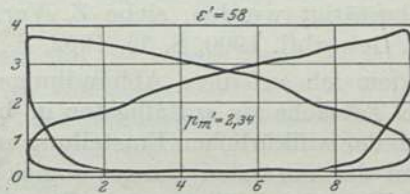


Fig. 138d.

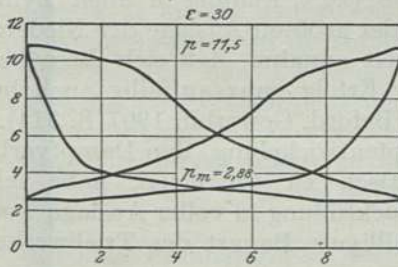


Fig. 138e.

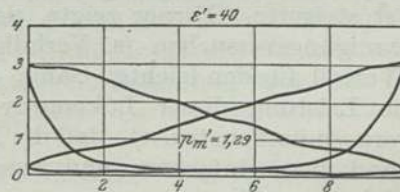


Fig. 138f.

Fig. 138a bis f.  $\frac{2}{3}$  gekuppelte Lokomotive der Preuß. Staatsbahn.  $H : N = 1 : 2$ .

Diese Füllungsverhältnisse lassen sich bei ungeteilter Steuerwelle für Vorwärtsgang dadurch erreichen, daß man die Hängestangen der Kulissen für *H*- und *N*-Zylinder verschieden lang macht, die Kulissen und Steine also in verschiedene Höhe bringt. Die zusammengehörigen Füllungsgrade ergeben sich dann nach

<sup>1)</sup> Organ 1873, S. 146.



Fig. 111 aus gleichem senkrechtem Abstände der Punkte  $F$ . Man erhält auf diese Weise Füllungsverhältnisse von z. B.  $\frac{40}{50}, \frac{60}{66}, \frac{78}{81}$ . Will man gleiche Endfüllungen, so setzt man die Hebel auf der Steuerwelle in einen solchen Winkel<sup>1)</sup>, daß die Kulissensteine in den Endlagen gleich hoch hängen. Rückwärts sind die Füllungsverhältnisse umgekehrt, die Steuerungen daher nur mit voller Füllung zu gebrauchen. Für Tendermaschinen lassen sich gleiche Verhältnisse vor und rückwärts durch die Vorrichtung von *Kuhn*<sup>2)</sup> erzielen.

Bei den Vierzylinderlokomotiven sind für die Hochdruckzylinder keine großen Füllungen nötig, weil das Anfahren vorwiegend mit den Niederdruckkolben erfolgt. Man kann daher bei der *Heusinger*-Steuerung, Fig. 111, größere Füllungen in den  $N$ -Zylindern erreichen, indem man das Teilungsverhältnis  $\frac{HF}{FD}$  kleiner wählt, so daß in Fig. 112  $MN$  entsprechend kleiner wird.<sup>3)</sup> Bei einem Verhältnis  $MN$  für Niederdruck zu Hochdruck von z. B. 0,7 ergeben sich Füllungsverhältnisse von etwa  $\frac{30}{50}, \frac{50}{58}, \frac{68}{80}$  vor- und rückwärts. Für die Ausführung wird man indes den  $N$ -Schiebern größere Schieberwege geben, also  $MN$  nur wenig kleiner, aber  $ML$  größer als für die  $H$ -Schieber wählen. Die Steuerungen nach *v. Borries* der hannoverschen Vierzylinderlokomotiven<sup>4)</sup> geben geeignete Beispiele.

Zu diesen Ausführungen des Herrn *v. Borries* bemerke ich nur kurz folgendes: Ich habe mich früher viel mit dieser Frage beschäftigt, zunächst nur theoretisch (siehe *Z. Ver. deutsch. Ing.* 1897, Nr. 48) und durch Rechnung nachzuweisen versucht, daß die zweckmäßigste Niederdruckfüllung wahrscheinlich größer sei, als man bisher annahm, bis ich später Gelegenheit hatte, die Sache an vierzylindrigen Lokomotiven mit zwei getrennten Steuerungen und auch an ortsfesten Betriebsdampfmaschinen nachzuprüfen, wobei die theoretischen Ergebnisse durch Versuche bestätigt wurden, siehe *Z. Ver. deutsch. Ing.* 1898, Nr. 8; *Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl.* 1900, S. 35, 1902, S. 340 und *Organ* 1906, *Ergänzungsheft*, S. 335.

Indem ich auf diese Abhandlungen verweise, möchte ich nur noch bemerken, daß die Tatsache am auffälligsten in die Erscheinung trat bei einer Dampfmaschine, die nach der willkürlichen Einstellung auf die größte Niederdruckfüllung sich während des normalen Ganges sogleich durch den Regulator selbsttätig auf eine kleinere Hochdruckfüllung einstellte und bei einer Lokomotive, die sich auf  $\frac{1}{50}$  Steigung bei gleichen Füllungen des Zahns Nr. 8 (20% Füllung in allen Zylindern) noch eben ganz langsam fortbewegte, aber bei der größten Auslage der Niederdrucksteuerung eine so beschleunigte Geschwindigkeit annahm, daß sich diese bis über 45 km/st steigerte. Ferner zeigte sich dieser Erfolg ganz auffällig auch bei den Beschleunigungsversuchen (s. *Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl.* 1907 S. 314). Um diesen Vorteil für den leichten Gang, die Dampfentwicklung, den Dampfverbrauch und die Leistung dieser Lokomotiven praktisch zu verwerten, habe ich das Triebwerk so umkonstruiert, daß die Niederdruckfüllung in voller Auslage konstant bleibt und diese einfachere und wesentlich billigere Bauart des Triebwerks auch mit Erfolg ausgeführt.

Ich kann nur empfehlen, diese Einrichtung, auch einmal bei Schiffsmaschinen, auszuprobieren.

<sup>1)</sup> *Organ* 1883, S. 146.

<sup>2)</sup> *E. T. I.* 1903, S. 367. *Organ* 1902, S. 178.

<sup>3)</sup> *Organ* 1897, S. 123.

<sup>4)</sup> *E. T. I.* 1903, S. 362, 391. *Z. Ver. deutsch. Ing.* 1902, S. 991; 1903, S. 117; 1904, S. 949. *Organ* 1900, S. 234; 1904, S. 165.



## Ausführung der Steuerungen.

Für alle weiteren Abmessungen der Steuerung maßgebend ist der Querschnitt der Dampfkanäle, der bei Lokomotiven für mäßige Geschwindigkeiten zu etwa 0,07 des Kolbenquerschnittes angenommen zu werden pflegt. Bei einem Verhältnis der Breite  $b$  zur Länge  $l$  der Kanäle  $= 1:10$  erhält man dann  $b = 0,075$ ,  $l = 0,75$  des Kolbendurchmessers  $d$ . Kleinere Verhältniszahlen findet man an Verschiebe- und Kleinbahnlokomotiven. Bei Lokomotiven für große Geschwindigkeiten findet man die Kanäle vielfach — namentlich an Niederdruckzylindern — zu eng ausgeführt, so daß erhebliche Widerstandsverluste entstehen; damit diese nicht zu groß ausfallen, sollte der Querschnitt bei vier Umdrehungen in der Sekunde und 0,6 m Kolbenhub, also bei einer Kolbengeschwindigkeit von rd. 5 m, nicht unter 0,1 des Kolbenquerschnittes betragen. Daraus ergibt sich allgemein:

$$\frac{\text{Kanalquerschnitt}}{\text{Kolbenquerschnitt}} = \frac{\text{Kolbengeschwindigkeit m}}{50}$$

Als Kolbengeschwindigkeit soll hier die gelten, bei der die Lokomotive noch mit voller Leistung zu arbeiten hat, die also nicht der mittleren, sondern der Grundgeschwindigkeit entspricht<sup>1)</sup>.

Der Heißdampf findet wegen seines geringeren Gewichtes und seiner Trockenheit weniger Widerstand in den Dampfkanälen. In gleichem Maße könnte man den Querschnitt der Kanäle verringern, tut aber besser, die gute Eigenschaft des Heißdampfes wenigstens teilweise zur Verringerung der Widerstände auszunutzen.

Ist hiernach die Kanalbreite  $b$  bestimmt, so nimmt man zweckmäßig an: den kleinsten Schieberweg  $s = 1,6 b$ , für die Heusinger-Steuerung bis  $1,8 b$ , die Voröffnung  $= 0,05 s$ , die äußere Deckung  $= 0,45 s$ , die innere bei 7% schädlichem Raum je nach der Geschwindigkeit zu  $0,03 s - 0$ . Bei größeren Geschwindigkeiten und weiteren Kanälen fallen auch die schädlichen Räume größer aus, so daß diese inneren Deckungen auch dann beibehalten werden können. Bei abweichenden Verhältnissen wähle man den schädlichen Raum und die innere Deckung so, daß die Kompression bei dem kleinsten beabsichtigten Füllungsgrade etwas unter der Eintrittsspannung bleibt. Dies gilt namentlich bei den Hochdruckzylindern der Verbundlokomotiven, bei denen für vergrößerte Füllungen nach Fig. 136 ein schädlicher Raum von 12% und  $-0,1 s$  innere Deckung, im  $N$ -Zylinder  $0,03 s - 0$  zweckmäßig sind. Bei gleichen Füllungen nach Fig. 135 werden um so größere schädliche Räume nötig, je kleiner die beabsichtigte kleinste Füllung ist.

Die Kompression wird für Naßdampf ermittelt, indem man die Länge des Kompressionsweges für den kleinsten beabsichtigten Füllungsgrad aus Zusammenstellung 14 mit der Anfangsspannung vervielfältigt und durch den schädlichen Raum teilt. Bei Heißdampf fällt sie etwas höher aus. Schädlicher Raum und innere Deckung sind dann nötigenfalls soweit zu ändern, daß diese Spannung unter der Eintrittsspannung bleibt, und zwar um so mehr, je geringer die beabsichtigte Geschwindigkeit ist<sup>2)</sup>.

Als kleine Füllungsgrade pflegt man anzunehmen: Bei Zwillinglokomotiven für Schnellzüge 10%, für Güterzüge 20%, für Heißdampf 20 und 30%. Bei Verbundlokomotiven mit zwei Zylindern 40, mit vier Zylindern 30%. Die Anfangsspannung im Verbinder kann nach dem Mariotteschen Gesetze aus der räumlichen Ausdehnung der wirklich übergegangenen Dampfmenge bestimmt werden, aber unter Berücksichtigung der bei Zwei- und Vierzylinderlokomotiven verschiedenen Kolbenstellungen.

<sup>1)</sup> Siehe Z. Ver. deutsch. Ing. 1893, S. 43; Glasers Annalen 1898, S. 12; 1899, S. 8.

<sup>2)</sup> Siehe Glasers Annalen 1895, S. 3.



## B. Besondere Steuerungsbauarten.

### a) Doppelschiebersteuerungen.

In früheren Jahren waren in Deutschland vielfach Doppelschiebersteuerungen in Gebrauch, bei denen die veränderliche Einströmung durch einen besonders bewegten Expansionsschieber abgeschlossen, die übrige Dampfverteilung durch den von der Kulisse bewegten gewöhnlichen Verteilungsschieber bewirkt wurde. Die Kulisse blieb in ihren Endlagen, so daß die sonstige Dampfverteilung für alle Füllungsgrade dieselbe war. Diese Steuerungen hatten also vor den einfachen Schiebern die Vorzüge großer Ein- und Ausströmungsöffnungen, langer Expansion, kurzer und gleichmäßiger Kompression, kleiner Voröffnung und der Möglichkeit kleiner schädlicher Räume. Sie gaben daher bei kleinen Füllungsgraden und großer Geschwindigkeit eine wesentlich bessere Dampfausnutzung. Man hat sie noch zur Zeit der niedrigen Dampfspannungen zugunsten der Einfachheit aufgegeben. Bei den heutigen hohen Spannungen würde man sie vermutlich beibehalten haben. Zur Zeit wird sie in Amerika in der Ausführung von *H a b e r k o r n*<sup>1)</sup>, wie es scheint mit gutem Erfolge versucht. Beide Schieber sind Kolbenschieber und werden von einer *G o o c h* schen Doppelkulisse bewegt.

Man hat bei Dampfmaschinen schon frühzeitig versucht, die Nachteile der gemeinsamen Dampfein- und -ausströmung und der schleichenden Schieberbewegung durch andere Anordnungen zu beseitigen und den Zweck auch durch allerdings vierteiligeren Bauarten erreicht. Bei Lokomotiven ist man indessen auf diesem Gebiete über den Versuchsstand nicht hinausgekommen; es sind auch im wesentlichen nur zwei Bauarten ausprobiert worden, die im folgenden zu besprechen sind.

### b) Die Corliß-„Drehschieber“-Steuerung.

Sie ist von *D u r a n t - L e n c a u c h e z* auf der Orléans-Bahn versuchsweise auf die Lokomotive übertragen worden und besteht aus vier getrennten, zwangsläufig gesteuerten Rundschiebern, die durch eine gewöhnliche *G o o c h*- oder *S t e p h e n s o n*-Steuerung und einen Kulissenstein mit zwei Bolzen, die aber infolge dessen bei Rückwärtsgang nur bei voller Füllung brauchbar ist, bewegt

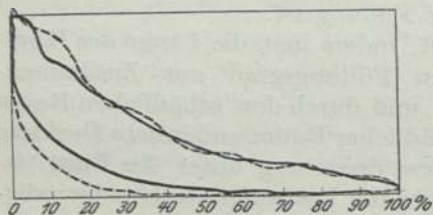


Fig. 139. Lokomotivsteuerung von Durant-Lencauchez.

werden. Der Dampfverlust durch die schädlichen Räume, die bis auf 4% verringert werden, und die innere Abkühlung und Kondensation werden beschränkt, da die Temperatur des zu- bzw. abströmenden Dampfes nicht wechselt. Ferner werden die Einströmungsöffnungen und die Expansion vergrößert. Die unten liegenden Ausströmungsschieber befördern außerdem noch die Entwässerung der Zylinder. Fig. 139 gibt einen Vergleich zwischen dem Indikatordiagramm dieser Steuerung (-----) gegen die gewöhnliche Steuerung.

Bei diesen Steuerungen sind also Ein- und Ausströmung getrennt und werden von Kulissensteinen in verschiedener Stellung oder von verschiedenen Punkten desselben Steines derart bewegt, daß die Ausströmung größeren Füllungsverhältnissen entspricht, also mit geringerer Vorausströmung und Kompression arbeitet.

<sup>1)</sup> Railr. Gaz. 1904, S. 393.



### c) Die Ventilsteuerung.

Während bei den großen Dampfmaschinen besonders zwei Bauarten, die Sulzer'sche Ausklink- und die Colmann'sche Ventilsteuerung zur Einführung gelangt sind, hat man sich gescheut, Ventile mit gesteuerter Zwangsschlußbewegung wegen des schnelleren Ganges der Lokomotiven auch auf diese zu übertragen.

Diese Steuerungen mit Auslösung (Bonafond<sup>1)</sup>) sind mehrfach versucht worden, haben sich aber der großen Umdrehungszahlen wegen nicht bewährt.

Es konnte auch vorausgesehen werden, daß ein bedeutender Gewinn durch die Schnelligkeit der Einlaßöffnungen gegenüber den Schiebern nicht zu erreichen sein wird, und daß die hierbei zu plötzliche Ventilbewegung durch Hubkurven nur stoßweise erfolgen kann, was eine längere Dauer der Dichtungs- und Arbeitsflächen nicht verspricht. Dennoch ist ein Versuch, und zwar mit dem zwangsläufigen Öffnungs- und Kraftschluß der Bauart Lentz angestellt worden. Die beiden Ein- und die beiden Auslaßventile sind außen an der Seite übersichtlich und leicht zugänglich angeordnet und werden durch eine einzige Schubstange mit entsprechenden Hubkurven bewegt. Die Bewegungsübertragung auf die Ventile erfolgt durch gehärtete Rollen der Ventilstifte. Neben der etwas schnelleren Öffnung und Schließung der Ventile, wie sie sich aus den bekannten Ventilerhebungs- und Falldiagrammen solcher Steuerungen ergibt, wird eine für alle Füllungen gleichmäßige und erheblich größere Durchgangsöffnung, als bei den Schiebersteuerungen erreicht, wodurch die Dampfgeschwindigkeit wesentlich verringert wird. Ferner ergeben auch die Indikatordiagramme eine etwas geringere Druckverminderung während der Einströmung. Nach den von mir, allerdings nur in beschränktem Maßstabe, angestellten Indikatorbeschleunigungs- und Leistungsversuchen konnte aber nur ein geringer Vorteil gegenüber Lokomotiven anderer Bauart festgestellt werden. Ein endgültiges Urteil über solche Steuerungen mit kraftschlüssigem Mechanismus kann erst durch sehr sorgfältige Versuche, andauernde Beobachtungen und Werkstattserfahrungen gewonnen werden.

## 2. Das Kurbelgetriebe.

Die im Dampfe aufgespeicherte Energie äußert sich durch den auf die Kolbenfläche ausgeübten Druck und den Weg bei der Verschiebung des Kolbens unter Überwindung des entgegengesetzt wirkenden Widerstands, so daß z. B. die Hubarbeit  $= \frac{\pi \cdot (100 d)^2}{4} \cdot p \cdot h$  kgm geleistet wird. Zur Übertragung dieser Arbeit auf die Treibräder muß zunächst die hin und her gehende geradlinige Bewegung des Kolbens in eine ununterbrochene kreisförmige umgewandelt werden, was durch das Kurbelgetriebe bewirkt wird. Hierbei ist es außerdem noch nötig, dem vorderen Ende der Kurbelstange eine Führung zu geben. Drehkolbenkraftmaschinen haben bisher für Lokomotiven noch keine brauchbare Bauart erlangt, und Dampfturbinen können wegen zu geringer Geschwindigkeit und der unmöglichen Umsteuerung nicht verwendet werden.

<sup>1)</sup> Organ 1890, S. 143.

### A. Phoronomie des Kurbeltriebes.

Bezeichnet  $v$  die Zuggeschwindigkeit in km/st, so ist die Geschwindigkeit der als gleichförmig betrachteten Bewegung im Kurbelkreise

$$V' = \frac{v \cdot 1000 \cdot \pi \cdot 2r}{60 \cdot 60 \cdot \pi D} = r \cdot \omega,$$

wenn  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Treibachse bezeichnet  $= n \cdot 2\pi$ , unter  $n$  die Zahl der Umdrehungen in der Sekunde verstanden

$$= \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D};$$

demnach ist

$$V' = r \cdot n \cdot 2\pi = \frac{v \cdot 1000 \cdot r}{60 \cdot 60 \cdot R}, \text{ wie oben.}$$

**Kolbengeschwindigkeit. Bewegung der Kurbelstange.** Wäre nun

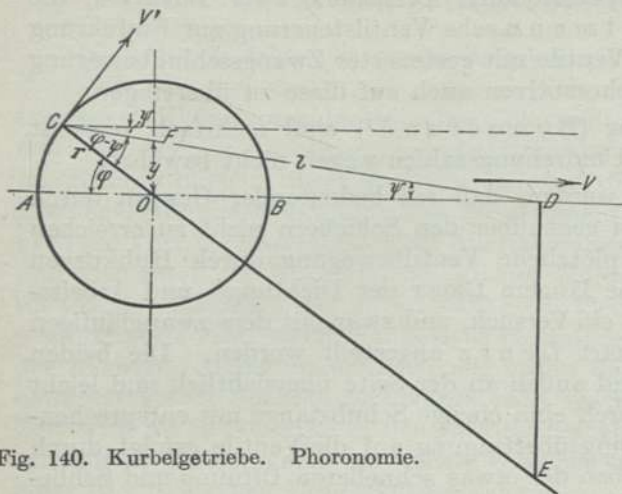


Fig. 140. Kurbelgetriebe. Phoronomie.

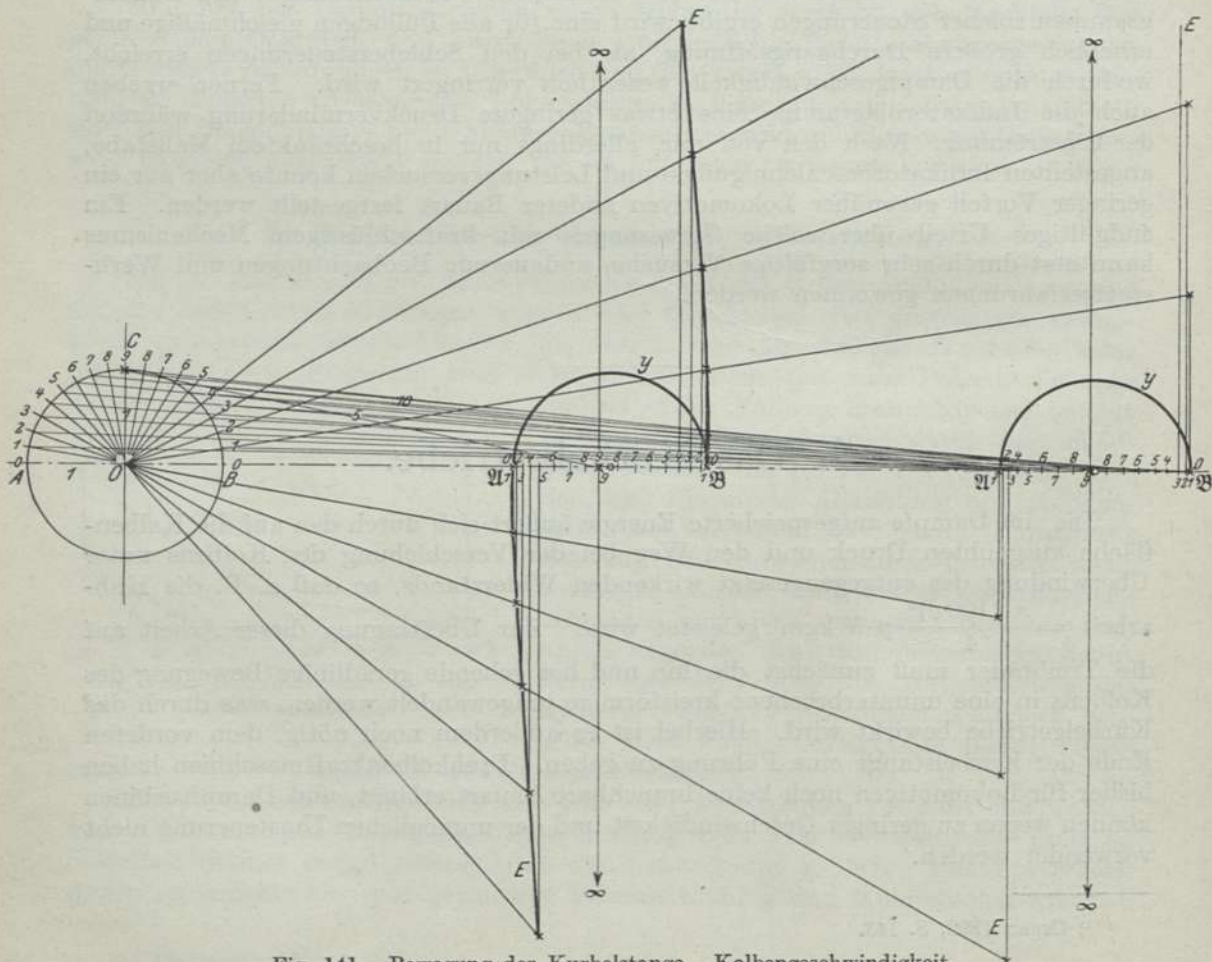


Fig. 141. Bewegung der Kurbelstange. Kolbengeschwindigkeit.



das übertragende Zwischenglied zwischen den beiden Bewegungen, die Kurbelstange, wie das bei der Kurbelschleife tatsächlich anzunehmen ist, unendlich lang, so wäre die Kolbengeschwindigkeit

$$V = V' \sin \varphi, \text{ Fig. 140;}$$

hat sie aber, wie stets bei der Lokomotive, eine endliche Länge  $l$ , so bewegt sich ihr vorderes Ende, der Kreuzkopf  $D$ , in einer Geraden und ihr hinteres Ende  $C$ , der Kurbelzapfen, in einem Kreise; also liegt der augenblickliche Drehpunkt der ganzen Stange im Durchschnittspunkt  $E$  der Senkrechten  $DE$  mit dem verlängerten Halbmesser  $CO$ , und die beiden Endgeschwindigkeiten verhalten sich wie  $\frac{V}{V'} = \frac{DE}{CE} = \frac{y}{r}$ . Die Größe  $y$  ist daher ein Maßstab für die Kolbengeschwindigkeit  $V$ . In der Fig. 141 ist z. B. für zwei Verhältnisse der Kurbel- zur Kurbelstangenlänge  $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{10}$  und  $\frac{1}{2}$  der geometrische Ort des Drehpunktes  $E$  und der Wert von  $y$  bildlich dargestellt. Der erstere setzt sich aus zwei beiderseits ins Unendliche sich erstreckenden Kurven  $\mathfrak{A}E$  und  $\mathfrak{B}E$  zusammen; der letztere ist eine Linie, die vom Kreis um so mehr abweicht, je größer der Wert von  $\lambda$  ist. Die Normale  $DE$  ist  $(l \cos \varphi - r \cos \psi) \operatorname{tg} \varphi$ , liegt also zwischen  $\pm \infty$ , während  $y = (l \cos \varphi - r \cos \psi) \operatorname{tg} \psi$  zwischen 0 und einem größten Werte liegt, der etwas größer ist, als  $r$  und der größten Kolbengeschwindigkeit entspricht.

## B. Dynamik des Kurbelgetriebes.

**Kräfte im Triebwerk.** Bei der Umwandlung der Bewegung treten in der Arbeitsleistung  $L = P \cdot v$  kgm einige Änderungen der beiden Faktoren dieses Produkts ein. Zunächst geht die Kolbenkraft  $P$  unter der Einwirkung des äußeren Kreuzkopfdrucks  $P_1$  in die Kurbelstange über, wobei die Zerlegung der Kraft  $P$  als Resultante in die beiden Komponenten  $P_1$  und  $P_2$  nach dem Kräfteparallelogramm erfolgt, so daß

$$P_1 = P \operatorname{tg} \psi \quad \text{und} \quad P_2 = \frac{P}{\cos \psi}.$$

**Drehkraft.** Im Kurbelzapfen zerlegt sich die in der Kurbelstange übertragene Kraft  $P_2$  wieder nach der Kurbelrichtung und senkrecht hierzu, entgegengesetzt und entsprechend den äußeren Widerstandskräften in diesen Richtungen. Diese Kräfte sind daher

$$P_3 = P_2 \cos(\varphi - \psi) = \frac{P \cos(\varphi - \psi)}{\cos \psi}$$

und die am Umfange des Kurbelkreises in seiner Tangente wirkende tangentielle bewegende Kraft, zunächst ohne Berücksichtigung der bis dahin auftretenden Widerstände, ist daher

$$T = P_2 \sin(\varphi - \psi) = \frac{P \sin(\varphi - \psi)}{\cos \psi}.$$

Ferner ist bei konstanter mittlerer Leistung  $L = PV = TV'$ , also die Tangentialkraft

$$T = \frac{PV}{V'} = \frac{P \cdot y}{r};$$

denn im Dreieck  $OCF$  ist

$$\frac{y}{r} = \frac{\sin(\varphi - \psi)}{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \psi\right)} = \frac{\sin(\varphi - \psi)}{\cos \psi};$$

für  $\varphi = \frac{\pi}{2}$  ist  $T = P$  und wird  $\varphi > \frac{\pi}{2} = \pi - \varphi'$ , also  $\varphi - \psi = \pi - (\varphi' + \psi)$ , so wird

$$T = \frac{P \cdot \sin(\varphi' + \psi)}{\cos \psi}$$

Diese im Kurbelkreis wirkende Drehkraft  $T$  ist als die eigentliche an der Treibachse wirkende bewegende Kraft sehr veränderlich. Für  $\varphi$  und  $\psi = 0$ , d. h. in den toten Punkten  $A$  und  $B$  ist sie und daher auch ihr Drehmoment  $Tr = 0$ . Ihr größter Wert tritt ein, wenn  $\frac{PV}{V'}$  oder  $PV$  am größten wird.  $P$  ist aber nach dem Indikatordiagramm sehr verschieden, und  $V$  erreicht seinen größten Wert gleichzeitig mit der Strecke  $y$ , dicht vor dem Punkte  $C$ , den wir noch zu bestimmen suchen werden. Für  $\varphi = \frac{\pi}{2}$ , wenn also die Kurbel senkrecht steht, ist  $T = P$ , weil beide Geschwindigkeiten  $V'$  und  $V$  bei der unendlichen Entfernung des Drehpols  $E$  gleich sind.

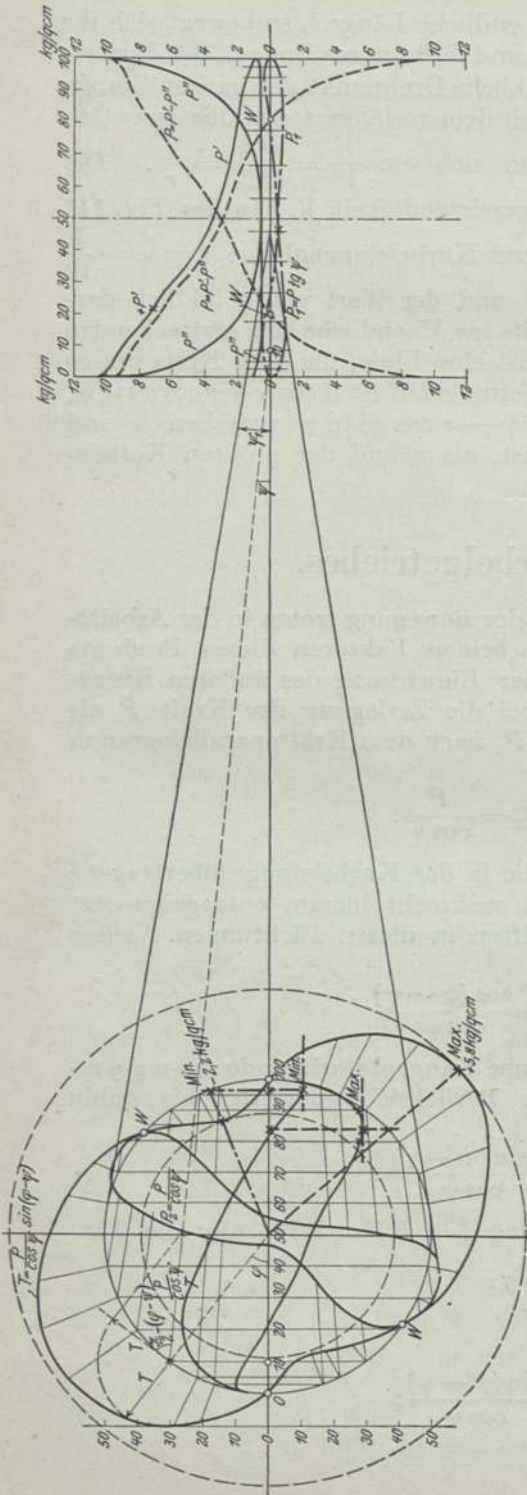
Zur bildlichen Darstellung der bewegenden Tangentialkraft  $T$  können zweierlei Diagramme hergestellt werden, mit Polar- oder rechtwinkligen Koordinaten. Fig. 142 zeigt beide Schaulinien.

Hiernach liegt die im Kurbelkreise wirkende Drehkraft  $T$  zwischen den Grenzen  $-2,2$  und  $5,8$  kg/qcm.

Die Kolbenkraft  $P$  selbst setzt sich aus der positiven Dampfkraft  $+P'$  an der treibenden Seite und der Gegenkraft  $-P''$  auf der entgegengesetzten Kolbenseite zusammen, die also zur Erlangung der effektiven Kolbenkraft

$$P = P' - P''$$

aus dem Indikatordiagramm zu entnehmen und voneinander abzuziehen sind, wie dies in der Fig. 142 geschehen ist. Es empfiehlt sich, hier unter  $P$  nur die auf die Flächeneinheit (1 qcm) des Kolbens wirkende spezifische Dampfkraft zu verstehen und nach obigen Formeln, oder bildlich, ins Tangentialkraftdiagramm



Indikatordiagramm.

Tangentialkraftdiagramm.

Fig. 142. Kräfte am Triebwerk.  $\frac{2}{3}$  gekuppelte Normal-Personenzug-Lokomotive.

$p = 12$  Atm.;  $\varepsilon = 24\%$ ;  $v = 90$  km/st.;  $\lambda = \frac{1}{6,5}$ .



gramm zu übertragen. Dasselbe bezieht sich in der Fig. 142 auf eine  $\frac{2}{3}$ gekuppelte Normal-Personenzug-Lokomotive mit 12 Atm. Kesselüberdruck, 24% Füllung und 90 km Geschwindigkeit; das Verhältnis  $\lambda = \frac{r}{l}$  ist  $= \frac{280}{1825} = 0,1534 = \frac{1}{6,5}$ . Die Werte für die Kraft  $P_2 = \frac{P}{\cos \psi}$  in der Kurbelstange und die Tangentialkraft  $T = P_2 \sin(\varphi - \psi) = \frac{P}{\cos \psi} \cdot \sin(\varphi - \psi)$  sind vom Kurbelkreis aus in ihren Richtungen, die erstere in der Mittellinie der Kurbelstange, die andere radial, positiv nach außen und negativ nach innen aufgetragen, woraus sich die bildliche Darstellung beider Kräfte in ihrem Zusammenhange ergibt. In den Kraftwechsellpunkten  $W$  ist die Kraft  $P = 0$  und in den toten Punkten der  $\sin(\varphi - \psi)$ , also auch  $T = 0$ .

Eine ausführliche Bearbeitung der Kraftübertragung bei Lokomotiven hat Jahn in der Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 1046 gegeben, wo besonders der Einfluß der Zahl und Anordnung der Zylinder, sowie der Spielräume in den Achs- und Stangenlagern auf die Kraftwirkungen und Abnutzungen festgestellt worden ist.

1046

### Trägheitskräfte.

Zu den von der Dampfkraft herrührenden äußeren Kräften treten noch die Massen- oder Trägheitskräfte des Triebwerks hinzu. Eine mit der Geschwindigkeit  $v$  sich gradlinig bewegte Masse  $m$  besitzt die lebendige Kraft  $\frac{m \cdot v^2}{2}$  und eine rotierende Masse die lebendige Kraft  $\int \frac{dm \cdot (r\omega)^2}{2} = \frac{\omega^2}{2} \int dm \cdot r^2 = \frac{Q\omega^2}{2}$ , wenn mit  $Q$  das Trägheitsmoment der Masse für die Drehachse bezeichnet wird. Zu den gradlinig bewegten Massen des Lokomotivtriebwerks gehören die Kolben, Kolbenstangen und Kreuzköpfe, zu den kreisförmig bewegten die Achswellen, Räder, Kurbeln, Kurbelzapfen

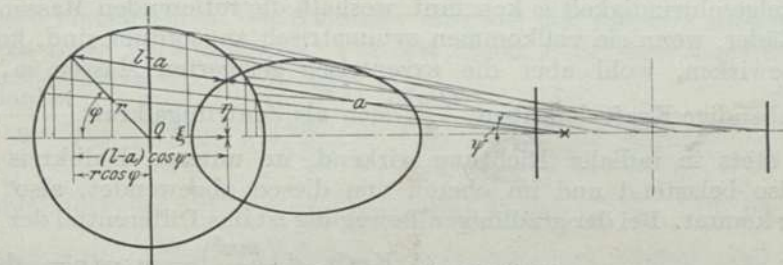


Fig. 143. Bewegung der Kurbelstange.

und Kuppelstangen. Die Kurbelstangen gehören teilweise zu jeder der beiden Bewegungen, indem ihr vorderes Ende am Kreuzkopf gradlinig, das hintere Ende am Kurbelzapfen aber kreisförmig und daher die zwischenliegenden Punkte eine ellipsenartige Bewegung ausführen. Sind von  $O$  ausgehend, Fig. 143,  $\xi$  und  $\eta$  die rechtwinkligen Koordinaten eines beliebigen Punktes der Kurbelstange in der Entfernung  $a$  vom Kreuzkopf, so ist

$$\xi = (l - a) \cos \psi - r \cos \varphi \quad \text{und} \quad \eta = a \sin \psi,$$

also

$$\xi = (l - a) \sqrt{1 - \frac{\eta^2}{a^2}} - r \sqrt{1 - \sin^2 \varphi}$$

und da

$$r \sin \varphi = l \sin \psi \quad \text{oder} \quad \sin \varphi = \frac{l}{r} \cdot \frac{\eta}{a},$$

so ist

$$\xi = (l - a) \sqrt{1 - \left(\frac{\eta}{a}\right)^2} - r \sqrt{1 - \left(\frac{l\eta}{ra}\right)^2}$$

die Gleichung dieser Kurven.

Diese Komplikation erschwert die Berechnung der Trägheitskräfte, und man nimmt daher seine Zuflucht zu einer Vereinfachung, indem die Masse der Stange nach ihren beiden Enden zerlegt gedacht und die rein gradlinig und kreisförmige Bewegung dieser Massenteile getrennt in Rechnung gestellt wird. Eigentlich setzt sich nach der obigen Berechnung die lebendige Kraft der Stange aus den beiden Teilen  $\frac{Mv^2}{2}$  und  $\frac{Q\omega^2}{2}$  zusammen, wenn  $v$  die Geschwindigkeit der grade fortschreitenden Bewegung und  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Drehung bezeichnet.

Bezeichnet  $m$  die Masse des Kolbens und der Stange,

$m_1$  des Kreuzkopfs,

$m_2$  der Kurbelstange und

$m_3$  die auf den Kurbelkreis bezogene, exzentrisch kreisende Masse der Kurbel und des Kurbelzapfens, und ist ferner

$m_2'$  der vordere und

$m_2''$  der hintere Teil der durch Abwägung einer vorhandenen Stange, oder durch Rechnung bestimmten Gewichte, so sind

die gradlinig bewegten Massen  $= m + m_1 + m_2'$  und die kreisförmig bewegten  $= m_2'' + m_3$ .

Die Massenwirkung tritt nur in die Erscheinung, wenn sich die Geschwindigkeit ändert. Bei zunehmender Geschwindigkeit übt die Masse gegen ihre Bewegung einen Widerstand aus und bei abnehmender eine Kraft im positiven Sinne. Diese Trägheitskräfte steigern sich mit dem Grade der stetigen Geschwindigkeitsänderungen und können bei plötzlichen Unterbrechungen bis zu ihrer vollen berechneten Höhe mit zerstörenden Wirkungen anwachsen.

**Massenbeschleunigung.** Im Beharrungszustande der bewegten Lokomotive ist die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  konstant, weshalb die rotierenden Massen der Achswelle und Räder, wenn sie vollkommen symmetrisch angeordnet sind, keine Kraftänderung bewirken, wohl aber die exzentrisch gelagerten Massen  $m_2''$  und  $m_3$ , indem die lebendige Kraft derselben  $\frac{Q\omega^2}{2}$  sich als Zentrifugalkraft  $\frac{m(Q\omega)^2}{Q} = mQ\omega^2$  äußert, die stets in radialer Richtung wirkend, im unteren Halbkreis gegen die Schienen, also belastend und im oberen von diesen abgewendet, also entlastend zur Wirkung kommt. Bei der gradlinigen Bewegung ist das Differential der lebendigen

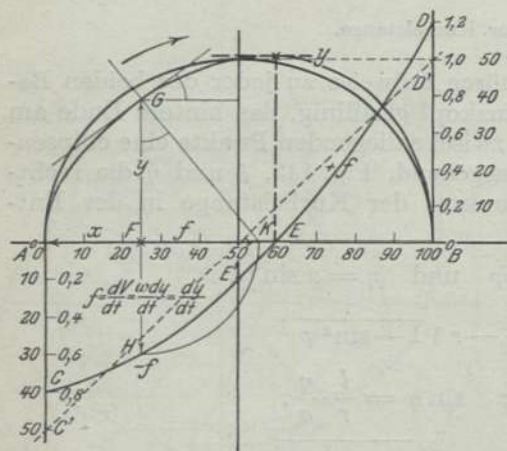


Fig. 144. Massenbeschleunigung.  $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ .  
Kolbengeschwindigkeit. Beschleunigungskurve.

Kraft  $d\left(\frac{mv^2}{2}\right) = m \cdot v dv =$  der elementaren Änderung der mechanischen Arbeit  $= P ds$ , also die Trägheitskraft  $P = \frac{mvdv}{vdt} = \frac{mdv}{dt} =$  Masse  $\times$  Beschleunigung. Man wird also in diesem Falle die Massenbeschleunigung  $f = \frac{dv}{dt}$  in Rechnung zu stellen haben. Die Kolbengeschwindigkeit  $V$  war  $= \frac{V' \cdot y}{r} = \frac{r\omega \cdot y}{r} = y\omega$ . Da aber die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  bei der gleichförmig fortschreitenden Bewegung der Lokomotive im Beharrungszustande konstant ist, so wird der Wert von  $\frac{dy}{dt}$  ein Maßstab für die Massenbeschleunigung.



Betrachtet man die Werte von  $V$  oder  $y$  als  $f(t)$ , so ist durch bloßen Augenschein zu erkennen, daß der Differentialquotient  $\frac{dy}{dt}$  als Tangente dieser Kurven zwei größte Werte erlangt für  $y=0$  und selbst  $=0$  wird für  $y=\max$ , Fig. 144. Ferner ist auch aus der Gestalt der Kurve für  $y=f(x)$  sofort zu erkennen, daß der Wert für  $f=\frac{dy}{dt}$  im inneren toten Punkte bei  $B$  am größten ist. Diese beiden wichtigen größten Werte können, wie ich schon in der „Eisenbahntechnik der Gegenwart“, Band, Absch. u. Teil 1, S. 325, nachgewiesen habe, ganz einfach durch folgende geometrische Betrachtung gefunden werden. Das Differential  $dy$  nähert sich in den toten Punkten  $A$  und  $B$ , Fig. 145, den Werten

$$\frac{rd\varphi}{l}(l \mp r) = rd\varphi(1 \mp \lambda);$$

also ist

$$f = \omega \frac{dy}{dt} = \omega \cdot r \cdot \frac{d\varphi}{dt} (1 \mp \lambda) = r\omega^2 (1 \mp \lambda),$$

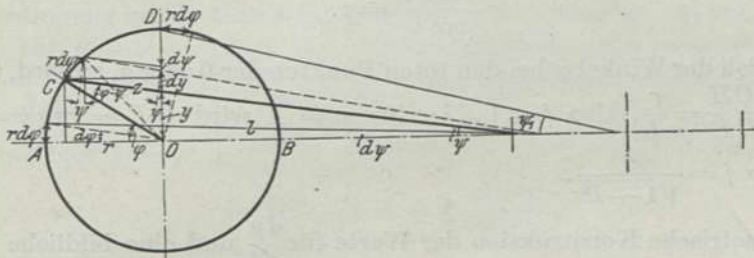


Fig. 145. Massenbeschleunigung.

worin das obere Vorzeichen in der Klammer sich auf den äußeren und das untere auf den inneren toten Punkt bezieht. Für den Punkt  $D$  des Kurbelgetriebes senkrecht über der Achse ist  $dy = r d\varphi \cdot \operatorname{tg} \psi$ ,

$$\text{also } f = \omega \frac{dy}{dt} = \omega \cdot r \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{r}{\sqrt{l^2 - r^2}} = r\omega^2 \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \lambda^2}}.$$

**Beschleunigungskurve.** Für einen beliebigen Punkt  $C$ , Fig. 146, ist

$$y = r \sin \varphi - r \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \psi = r \cos \varphi (\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} \psi) = \frac{r \sin (\varphi - \psi)}{\cos \psi}$$

und da  $r \sin \varphi = l \sin \psi$

$$y = r \left( \sin \varphi - \frac{\cos \varphi \cdot \lambda \cdot \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right),$$

als Funktion des Kurbelwinkels  $\varphi$ . Aus derselben Figur kann auch der Differentialquotient  $\frac{dy}{dt}$  unmittelbar abgeleitet werden; denn es ist

$$dy = rd\varphi \cdot \frac{\cos (\varphi - \psi)}{\cos \psi} - \frac{zd\psi}{\cos \psi}$$

$$r \sin \varphi = l \sin \psi,$$

also

$$r \cos \varphi \cdot d\varphi = l \cos \psi \cdot d\psi$$

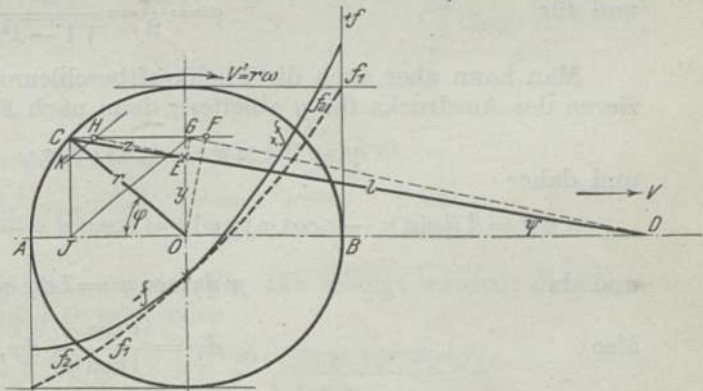


Fig. 146. Massenbeschleunigung. Für  $m$  und  $\omega = 1$ .

$$f = f_1 - f_2 = \frac{r \cdot \cos (\varphi - \psi)}{\cos \psi} - \frac{r^2}{l} \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \psi} = CF - CH.$$

und 
$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{r \cos \varphi}{l \cos \psi},$$

daher 
$$dy = r d\varphi \cdot \frac{\cos(\varphi - \psi)}{\cos \psi} - \frac{z \cdot r \cos \varphi d\varphi}{l \cos^2 \psi};$$

daher die Massenbeschleunigung für die Einheit der Masse und der Winkelgeschwindigkeit nach Fig. 146

$$\begin{aligned} f &= \frac{dy}{dt} = \frac{rd\varphi}{dt} \left( \frac{\cos(\varphi - \psi)}{\cos \psi} - \frac{z \cdot \cos \varphi}{l \cos^2 \psi} \right) \\ &= CF - \frac{z^2}{l \cos \psi} = CF - \frac{z \cdot CG}{l} = CF - CH = FH, \end{aligned}$$

da 
$$\frac{r \cos(\varphi - \psi)}{\cos \psi} = CF$$

und 
$$\frac{r \cos \varphi}{\cos \psi} = z.$$

Nähert sich der Winkel  $\varphi$  bei den toten Punkten der 0 oder  $\pi$ , so wird,  $CF = r = 1$  gesetzt, und  $\frac{CH}{CF} = \frac{r}{l}$ , also  $f = 1 \mp \lambda$ ; für  $\varphi = \frac{\pi}{2}$  wird  $CF = r \operatorname{tg} \psi = \operatorname{tg} \psi$  und  $CH = 0$ , also  $f = \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \lambda^2}}$ .

Die geometrische Konstruktion der Werte für  $\frac{dy}{dt}$  und eine bildliche Darstellung derselben in einer Kurve ist daher ganz einfach folgende: Man zieht  $CF$  wagerecht,  $OF$  und  $EG \perp CD$  und  $EH \parallel DG$ ; dann ist  $FH = \frac{dy}{dt}$ . Fällt die Richtung von  $CD$  zu flach aus, so kann der Punkt  $H$  auch schärfer erlangt werden durch  $CJ$  senkrecht,  $EK$  wagerecht und  $KH \parallel JG$ .

Durch Rechnung findet man die Werte von  $f$  aus der Formel

$$\frac{\cos(\varphi - \psi)}{\cos \psi} \mp \frac{\lambda \cos^2 \varphi}{\cos^3 \psi}.$$

Auch aus dieser Formel ergeben sich die Grenzwerte für  $\varphi$  und  $\psi = 0$ ,  $f = 1 \mp \lambda$  und für 
$$\varphi = \frac{\pi}{2} = \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \lambda^2}}.$$

Man kann aber auch die Fliehkraftbeschleunigung unmittelbar durch Differenzieren des Ausdrucks für  $y$  ableiten; denn nach Fig. 146 ist

$$y = (l \cos \psi - r \cos \varphi) \operatorname{tg} \psi$$

und daher

$$dy = d(l \sin \psi - r \cos \varphi \operatorname{tg} \psi) = l \cos \psi d\psi - \frac{r \cos \varphi}{\cos^2 \psi} \cdot d\psi + r \operatorname{tg} \psi \cdot \sin \varphi d\varphi$$

und da

$$r d\varphi \cos \varphi = l d\psi \cos \psi,$$

also

$$d\psi = \frac{r \cos \varphi}{l \cos \psi} \cdot d\varphi,$$

$$dy = r d\varphi \left( \cos \varphi - \frac{r \cos^2 \varphi}{l \cos^3 \psi} + \frac{\sin \psi \sin \varphi}{\cos \psi} \right) = \frac{rd\varphi}{\cos \psi} \left[ \cos(\varphi - \psi) - \frac{\lambda \cdot \cos^2 \varphi}{\cos^2 \psi} \right]$$

wie oben.



Hieraus ergibt sich für das Maximum von  $y$  und den Nullwert seiner Ableitung

$$f = \frac{dy}{dt} = 0, \text{ daß } \cos(\varphi - \psi) = \frac{\lambda \cdot \cos^2 \varphi}{\cos^2 \psi}$$

werden muß.

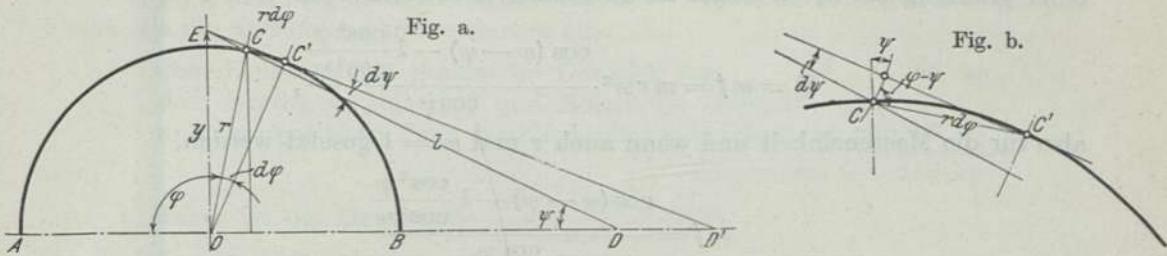


Fig. 147. Massenbeschleunigung.  $V = \omega y = \text{Max.}$

$$f = \frac{dV}{dt} = \frac{\omega dy}{dt} = 0.$$

Diese Bedingung erhält man auch unmittelbar aus den Fig. 147 a u. b, wenn man erwägt, daß für  $y = OE = \text{max}$  die beiden unendlich nahe benachbarten Mittellinien der Kurbelstange  $CD$  und  $C'D'$  sich im Punkt  $E$  schneiden müssen, woraus sich ergibt, daß

$$rd\varphi \cdot \cos(\varphi - \psi) = \left( \frac{l \cos \psi - r \cos \varphi}{\cos \psi} - l \right) d\psi = - \frac{r \cos \varphi}{\cos \psi} d\psi,$$

und daher

$$\cos(\varphi - \psi) = - \lambda \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \psi},$$

so daß also  $\varphi - \psi > \frac{\pi}{2}$  sein muß.

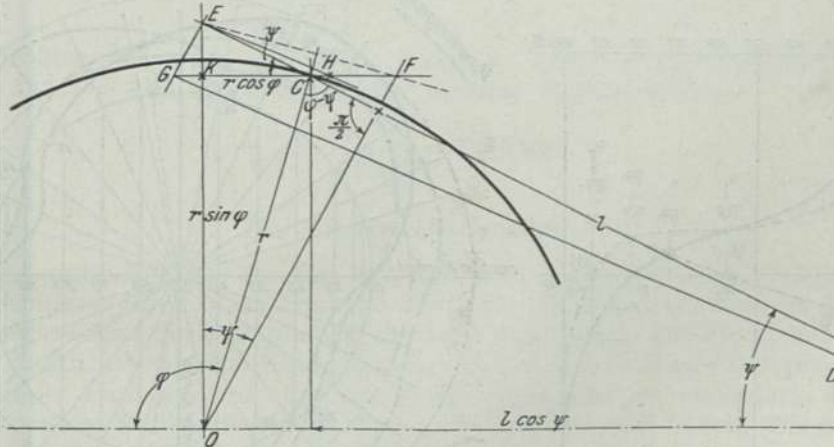


Fig. 148. Massenbeschleunigung.  $CF = \frac{r \cos(\varphi - \psi)}{\cos \psi}$

$$\text{und für } HF = 0, = \frac{CG}{l} \cdot CE = CE \cdot \frac{CE}{l \cos \psi} = \frac{r \cos \varphi}{\cos \psi} \cdot \frac{r \cos \varphi}{l \cos^2 \psi} = \frac{r^2 \cos^2 \varphi}{l \cos^3 \psi}.$$

Ferner kann diese Bedingung auch aus der Fig. 148 erlangt werden; denn für  $f = 0$  wird  $CH = CF$ , also  $EF \parallel GD$  sein, oder

$$\frac{CE}{CD} = \frac{CF}{CG} = \frac{r \cos \varphi}{l \cos \psi} = \frac{KF - KC}{CG} = \frac{r \sin \varphi \cdot \text{tg } \psi + r \cdot \cos \varphi}{\frac{r \cdot \cos \varphi}{\cos^2 \psi}},$$

also

$$\frac{\lambda \cdot \cos^2 \varphi}{\cos^2 \psi} = \cos(\varphi - \psi).$$

Nach diesen Untersuchungen kann die Beschleunigungskurve für einen bestimmten Wert von  $\lambda = \frac{r}{l}$  aufgezeichnet werden. In der Fig. 144 ist dies für  $\lambda = \frac{1}{5}$  geschehen. Der allgemeine analytische Ausdruck für die beschleunigende Kraft einer gradlinig bewegten Masse im Lokomotivtriebwerk  $m$  ist also

$$\mathfrak{B} = mf = mr\omega^2 \cdot \frac{\cos(\varphi - \psi) - \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \psi}}{\cos \psi},$$

also für die Masseneinheit und wenn auch  $r$  und  $\omega = 1$  gesetzt werden,

$$= f = \frac{\cos(\varphi - \psi) - \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \psi}}{\cos \psi}$$

und dieser Wert ist in der Fig. 144 für  $\lambda = \frac{1}{5}$  aufgetragen, zunächst vom hinteren toten Punkt ausgehend als verzögernde Kraft negativ nach unten und dann vor dem Nullpunkt  $E$  als beschleunigende Kraft positiv nach oben. Die Endwerte und zugleich die größten sind

$$1 \mp \lambda = 1 \mp \frac{1}{5} = 0,8 \text{ und } 1,2.$$

Für den Kolbenrückgang entsteht eine zur Linie  $AB$  symmetrische Kurve. In der Fig. 144 ist auch, wie schon bemerkt, der Wert von  $y$  selbst als  $f(x)$  dargestellt. Die Tangente dieser Kurve in einem ihrer beliebigen Punkte ist

$$\frac{dy}{dx} = \frac{dy}{V dt} = \frac{dy}{V' y dt} = \frac{dy}{r\omega \cdot y dt} = \frac{dy}{\omega y dt},$$

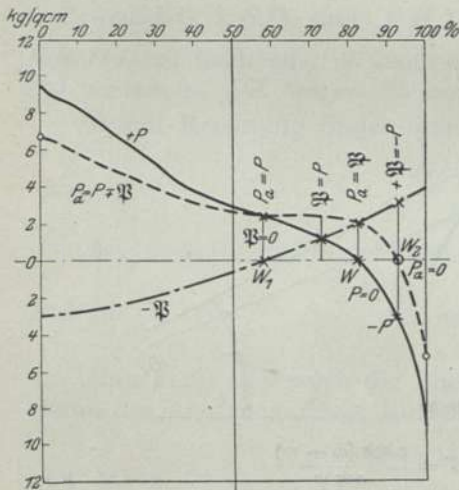


Fig. 149. Beschleunigungskurve.

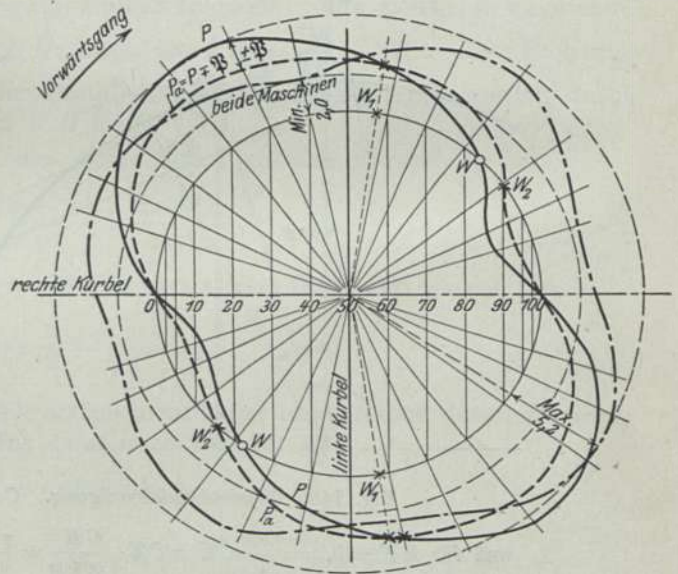


Fig. 150. Tangentialkraftdiagramm. Doppeltes Triebwerk. Zwilling-Lokomotive.

für  $\omega = 1$  und da ferner  $f = \frac{dV}{dt} = \frac{\omega dy}{dt} = \frac{dy}{dt}$ , so ist  $\frac{dy}{dx} = \frac{f}{y}$ . Trägt man also von einem Punkt  $F$  aus auf  $AB$  den Wert  $f = FH = FK$  auf und zieht den Radius vector  $KG$ , so ist dies eine Normale der Kurve.

Diese Trägheitskräfte treten nun zu den Dampfkraften hinzu und sind, je nach-



dem sie verzögernd oder treibend wirken, abzuziehen oder dazu zu rechnen, um die endgültigen wirksamen Kolben- und Kurbeldrehkräfte zu erhalten. Hiernach sind also die Kolbenkräfte  $P$  durch das vereinigte Indikator- und Beschleunigungsdiagramm  $P \mp \mathfrak{B}$ , Fig. 149, zu ergänzen und hiernach das Tangentialkraftdiagramm in der Fig. 150. In dem vorliegenden Beispiel bestehen die hin und her gehenden Massen aus

dem Kolben nebst Stange im Gewicht von . . . . . 82 kg,  
 dem Kreuzkopf mit Keil und Bolzen im Gewicht von . 60 „  
 und dem vorderen Ende der Kurbelstange im Gewicht von 38 „  
 zusammen  $G = 180$  kg;

daher ist die Masse  $m = \frac{G}{g} = \frac{180}{9,81} = 18,35$ ,

der Kurbelhalbmesser  $r$  ist  $= 0,28$  m,

die Kurbelstangenlänge  $l = 1,825$  m,

also das Verhältnis  $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{0,28}{1,825} = 0,1534 = \frac{1}{6,5}$ ,

die Zuggeschwindigkeit war  $v = 90$  km/st,

also die Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = n \cdot 2\pi = \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D} \cdot 2\pi = \frac{25}{5,435} \cdot 2\pi = 4,6 \cdot 2\pi = 28,9;$$

also  $m r \omega^2 = 18,35 \cdot 0,28 \cdot 28,9^2 = 4291$  kg

und für die Flächeneinheit des Kolbens, wie auch die Dampfkkräfte berechnet sind,

$$= \frac{4291 \text{ kg}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4291}{\frac{\pi \cdot 40^2}{4}} = \frac{4291}{1256,6} = 3,4 \text{ kg/qcm}$$

und die größten Werte an den toten Punkten  $3,4 (1 - 0,1534) = 2,88$  kg und  $3,4 (1 + 0,1534) = 3,92$  kg, sowie für die mittlere Kolbenstellung

$$\frac{3,4 \cdot 0,1534}{\sqrt{1 + 0,1534^2}} = 0,53 \text{ kg.}$$

### Die Kraftwechsellpunkte.

Man erkennt schon aus der Fig. 142, daß die Dampfkraft beim Kolbenhingang aus dem Positiven durch 0 zur Negative übergeht. Es entsteht daher im Punkt  $W$  ein Richtungswechsel der Dampfkraft, sie wirkt von diesem Punkte ab verzögernd, indem der Rückdruck vor dem Kolben größer wird als die treibende Dampfspannung, die Lage dieses Punktes wird aber durch die Trägheitskräfte verändert, die ebenfalls, und zwar im Punkte  $W_1$ , Fig. 149, einen Druckwechsel haben. Bis zu diesem Punkte werden die gradlinig bewegten Triebwerksmassen durch die treibende Dampfkraft beschleunigt, und hinter ihm erlangen sie einen Überschuß an lebendiger Kraft. Durch Vereinigung der Dampf- und Trägheitskräfte verschiebt sich also der Kraftwechsellpunkt nach  $W_2$ . Die Lage dieser Punkte und die Neigung, unter der sich die Druckkurven schneiden, gewähren ein Urteil über die Ruhe des Ganges, was im folgenden Abschnitt näher zu untersuchen sein wird.

### Doppeltes Triebwerk.

Die bisherigen Untersuchungen beschränkten sich auf die eine Seite der Lokomotive, die aber als wechselläufige Zwillingmaschine stets mindestens zwei einfache Maschinen besitzt, deren Triebwerke um  $90^\circ$  gegeneinander versetzt

sind, da das Ingangsetzen im toten Punkte, wo das bewegende Kraftmoment = 0 ist, sonst nicht möglich sein würde. Bei der zweizylindrigen Verbundlokomotive mit nur einfacher Dampfströmung ist deshalb eine besondere Anfahrvorrichtung nötig, um für den Anzug eine zweite Dampfzuführung nach dem Niederdruckzylinder zu erlangen. Es sind daher die vorangegangenen Untersuchungen zu ergänzen. Die endgültige Drehkraft beider Maschinen setzt sich aus den einzelnen Werten der 2, 3 oder 4 Maschinen zusammen, die in einem Diagramm zu vereinigen sind.

**Tangentialkraftdiagramm.** Bei den Zwillinglokomotiven sind die beiderseitigen Tangentialkräfte der Größe nach gleich und nur der Zeit nach um die Phase von  $90^\circ$  der Kurbelwinkel verschieden. Man kann daher zur Ergänzung dasselbe Diagramm benutzen und den Anteil des zweiten Triebwerks hinzusetzen, wie dies in der Fig. 150 geschehen ist. Die gestrichelte Linie stellt das Drehmoment auf der rechten und die strichpunktierte das vereinigte beider Maschinen dar. Die im Kurbelkreise wirkende Drehkraft  $T$  liegt daher jetzt zwischen den Grenzen 2,0 und 5,2 kg/qcm.

**Verbundlokomotiven.** Bei Verbundlokomotiven sind die Trägheitskräfte infolge verschiedener Abmessungen und Gewichte beider Maschinen wesentlich verschieden; es müssen daher die Berechnungen und die Diagramme zunächst einzeln für sich ausgeführt und dann in gleicher Weise vereinigt werden.

### Die Kraftübertragung (nach v. Borries).

Die Kraftübertragung von den Dampfkolben nach den Treibachsen erfolgt in der Regel durch das einfache Kurbelgetriebe, Fig. 142.

**Annähernde Berechnung der Kolbenbeschleunigung.** Bezeichnet:

$K$  die Kolbenkraft,

$S$  den Druck oder Zug in der Schubstange  $= \frac{K}{\cos \psi}$ ,

so ist die am Kurbelumfange wirkende Umfangs- oder Drehkraft

$$T = K \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi} = \frac{K \cdot y}{r}$$

$T$  erreicht ihren größten Wert bei gleichem  $K$  für  $\varphi + \psi = 90$  und  $270^\circ$

$$= K \sqrt{1 + \left(\frac{r}{l}\right)^2}$$

Für  $\varphi = 90$  und  $270^\circ$  ist  $T = K$ .

Der Kreuzkopfdruck ist  $Y = K \operatorname{tg} \psi$ ; er erreicht seinen größten Wert für  $\varphi = 90$  und  $270^\circ$ .

Der Kolbenweg vom vorderen toten Punkte abgemessen ist

$$x = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \psi);$$

er wird am einfachsten zeichnerisch ermittelt.

Der Kolben eilt der Kurbel um den Weg  $z$  vor. Für  $\varphi = 90$  und  $270^\circ$  steht er um  $z = l - \sqrt{l^2 - r^2}$  hinter seiner Mittelstellung.

Die Kolbengeschwindigkeit

$$V \text{ ist } = \frac{r\omega \sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi} = \omega y;$$

sie wechselt in demselben Verhältnis wie  $T$  zu  $K$  und erreicht ebenso ihre größten Werte

$$r\omega \sqrt{1 + \left(\frac{r}{l}\right)^2}$$

für  $\varphi + \psi = 90$  und  $270^\circ$ .



## Die Kolbenbeschleunigung

$$f = \frac{dV}{dt} = r\omega \cdot \frac{d\left(\sin\varphi + \frac{r}{l} \frac{\cos\varphi \cdot \sin\varphi}{\cos\psi}\right)}{dt}$$

ergibt sich, wenn man im zweiten Glied der Klammer  $\cos\psi = 1$  setzt, annähernd

$$f = r\omega^2 \left( \cos\varphi + \frac{r}{l} \cos 2\varphi \right).$$

Diese Annäherung ist zulässig, da  $\cos\psi$  für  $\frac{r}{l} = \frac{1}{6}$  mindestens 0,986 beträgt; für die Endstellungen ist die Formel genau, da dann  $\cos\psi = 1$  ist; für die vordere Endstellung  $\varphi = 0$  ergibt sich  $f = r\omega^2 \left(1 + \frac{r}{l}\right)$ , für die hintere  $f = r\omega^2 \left(1 - \frac{r}{l}\right)$ .

Wäre  $l = \infty$ , so ergäbe sich  $f = r\omega^2 \cos\varphi$  oder  $= \omega^2 (r - x)$ , ließe sich also als grade Linie darstellen, die für  $x = r$  in der Mitte des Kolbenweges die Wagerechte schneidet und in den Endstellungen  $x = 0$  und  $x = 2r$  ihre größten Werte erreicht. In Wirklichkeit ist die Beschleunigungslinie nach Fig. 144 gekrümmt und schneidet die Wagerechte in der Kolbenstellung der größten Geschwindigkeit, also für  $\varphi + \psi = 90^\circ$  um  $r \sin\psi$  oder annähernd  $r \cdot \frac{r}{l} = \frac{r^2}{l}$  vor der Mittelstellung. In dieser ist die Beschleunigung für  $\varphi = 90^\circ$ ,  $r\omega^2 \lambda = \frac{r^2\omega^2}{l} = y$ . Der Punkt  $E'$  (Fig. 144) liegt daher ebenso tief unter 0, wie  $C$  und  $D$  über den Endpunkten  $C'$  und  $D'$  der Geraden. Sie schneidet ferner diese Gerade bei  $\cos(2\varphi) = 0$ , also bei  $\varphi = 45^\circ$  und  $135^\circ$  oder 14 und 86% des Kolbenweges.

Die Beschleunigungskräfte, die an den wagerecht laufenden Triebwerksteilen vom Gewichte  $G$  wirken, sind  $K = f \cdot \frac{G}{g}$  und für die Endstellungen, wenn man statt  $\omega$  die Umdrehungszahl  $n$  einführt, also  $\omega = 2\pi \cdot n$  setzt, sehr nahe

$$\mathfrak{P} = 4 \cdot n^2 \cdot r G \left(1 \pm \frac{r}{l}\right) \dots \dots \dots (7)$$

Sie verhalten sich also wie  $f$  und lassen sich ebenso darstellen. Sie wirken für den vorderen Teil des Kolbenweges nach vorne, für den hinteren nach hinten, also bei jedem Hube zuerst dem Dampfdruck entgegen, nachher mit ihm. Die Beschleunigungskraft gleicht also die Ungleichheit des Dampfdruckes  $K$  zum Teil aus, und zwar, da kleine Füllungsgrade und große Umdrehungszahlen stets zusammenfallen, um so mehr, je ungleichmäßiger der Dampfdruck ist.

Unter  $G$  ist hier das ganze Gewicht der Schubstange mitzuzählen, da es sich um die Triebkraft am Kurbelzapfen handelt und die ganze Stange an den Beschleunigungskräften mitwirkt. Der als drehend bewegt zu betrachtende Teil der Stange unterliegt allerdings den durch die endliche Stangenlänge bewirkten Änderungen nicht. Die betreffenden Betrachtungen und Formeln sind daher nicht ganz richtig, die Abweichungen aber gering, da der betreffende Stangenteil durchschnittlich selten über  $\frac{1}{4}$  des Gewichtes aller Triebwerksteile beträgt.

Die vorangegangenen Untersuchungen können nach v. Borries auch noch in einer anderen Weise vorgenommen und in einigen Beispielen dargestellt werden.

In Fig. 151 stellen die Linien 1, 2 den Dampfdruck auf die Vorderseite, 3, 4, den auf die Rückseite des Kolbens für Zwillingswirkung bei 20% Füllung und vier Umdrehungen dar. Aus diesen ist durch Abziehen der Gegendrucke 4 von 1 die Linie 5 der auf den Kolben wirkenden Triebkraft für seinen Hub von vorne nach hinten, ebenso durch Abziehen von 2 von 3 die Linie 6 der Triebkraft für den Hub von hinten nach vorne ermittelt.  $A B B 7$  ist die Linie der auf die Kolbenfläche verteilten



Beschleunigungskräfte, die aber in umgekehrter Richtung aufgetragen sind, so daß sie im ersten Teil jedes Hubes den Triebkräften entgegen, im zweiten mit ihnen wirken. Die Abstände der Linie 5 über  $A D B$  und der Linie 6 unter  $A D B$  stellen daher die den Kurbelzapfen treibenden Triebkräfte für beide Kolbenhube dar. Man sieht, daß der Ausgleich durch die Beschleunigungskräfte sehr erheblich ist, aber infolge der endlichen Schubstangenlänge für beide Richtungen verschieden ausfällt. Das Gewicht  $G$  der Triebwerksteile ist zu  $0,2 \text{ kg}$  auf  $1 \text{ qcm}$  Kolbenfläche,  $n = 4$ ,  $r = 0,3 \text{ m}$ ,  $\frac{r}{l} = \frac{1}{6}$  angenommen, woraus sich die Beschleunigungskräfte im Mittel zu  $3,8$ , vorne zu  $4,4$ , hinten zu  $3,2 \text{ kg/qcm}$  ergeben. Bei  $6,5$  Umdrehungen würden sie vorne beinahe die Eintrittsspannung erreichen. Der Druckwechsel am Kurbelzapfen findet an den Punkten  $E$  statt; hinter ihnen erhält der Kurbelzapfen Gegen-  
druck.

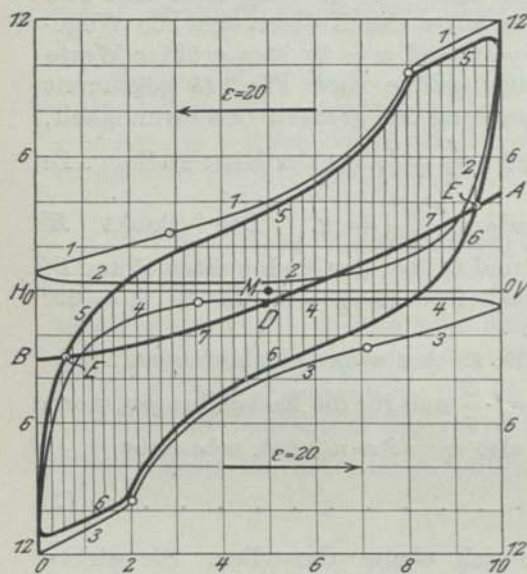


Fig. 151. Triebkräfte für Zwillingswirkung.  
 $\varepsilon = 20\%$ ,  $n = 4$  Umdr./sek.

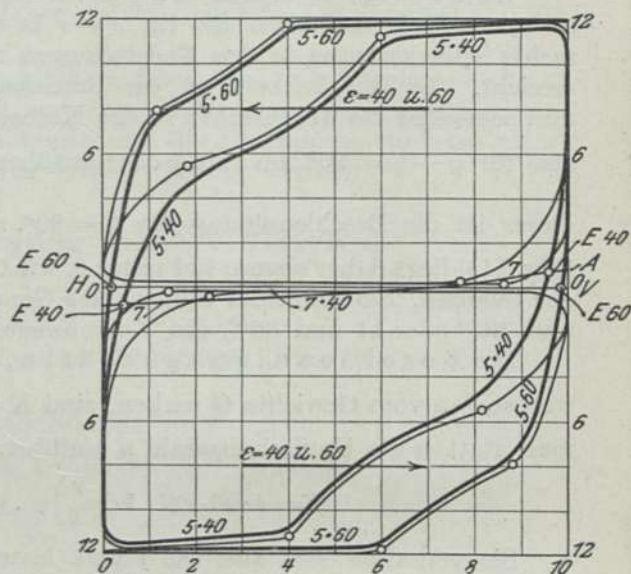


Fig. 152. Triebkräfte für Zwillingswirkung.  
 $\varepsilon = 40\%$  und  $60\%$ ,  $n = 2$  und  $1$ .

Fig. 152 stellt die Dampfschaulinien und Triebkräfte für  $40\%$  Füllung und  $2$  Umdrehungen sowie für  $60\%$  Füllung und  $1$  Umdrehung unter sonst gleichen Annahmen und Beziehungen dar. Man erkennt, daß die ausgleichende Wirkung der Beschleunigungskräfte für  $n = 2$ , Linie 7 nur noch gering ist. Bei  $n = 1$  verschwindet sie fast ganz und ist daher nicht mehr mit gezeichnet. Die ausgleichende Wirkung der Beschleunigungskräfte ist notwendig, um mit kleinen Füllungsgraden vorteilhaft, ohne zu große Eigenreibung fahren zu können.

Fig. 153 enthält dieselbe Darstellung für die  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Schnellzug-Lokomotive der Preußischen Staatsbahn mit zwei Zylindern.<sup>1)</sup> Auf der oberen Seite ist die Dampfschaulinie des Hochdruckzylinders bei  $40\%$  Füllung in dem gleichen Maßstabe wie bei Fig. 151 bis 152 auf der unteren die des Niederdruckzylinders bei  $50\%$  Füllung in einem im Verhältnis der Kolbenquerschnitte  $1:2,2$  größeren Maßstabe aufgetragen, damit beide gleichwertig erscheinen. Aus ihnen sind die Linien der Triebkräfte  $5 H$ ,  $6 H$  für den Hochdruckzylinder und  $5 N$ ,  $6 N$  für den Niederdruckzylinder ermittelt. Die Linie  $7 H - A B$  der Beschleunigungskräfte der Hochdruckseite hat bei gleichem Gewichte der Triebwerksteile,  $0,2 \text{ kg/qcm}$

<sup>1)</sup> E. T. I. 1903, S. 5.



der Kolbenfläche,  $n = 4$  und  $\frac{r}{l} = \frac{1}{6}$ <sup>1)</sup> den gleichen Verlauf wie in Fig. 151, wirkt hier aber stärker ausgleichend, weil die Triebkräfte, Linien 5, 6 schon selber weniger ungleich sind. Für die Niederdruckseite ergibt sich bei einem Gewichte von 0,11 kg/qcm der Kolbenfläche in demselben Maßstabe wie die Dampfspannungen aufgetragen die Linie  $7N - A_1 B_1$ . Die Beschleunigungskräfte wirken hier wieder stärker ausgleichend, als an der Hochdruckseite, so daß die größte Triebkraft erst bei dem halben Kolbenhube eintritt.

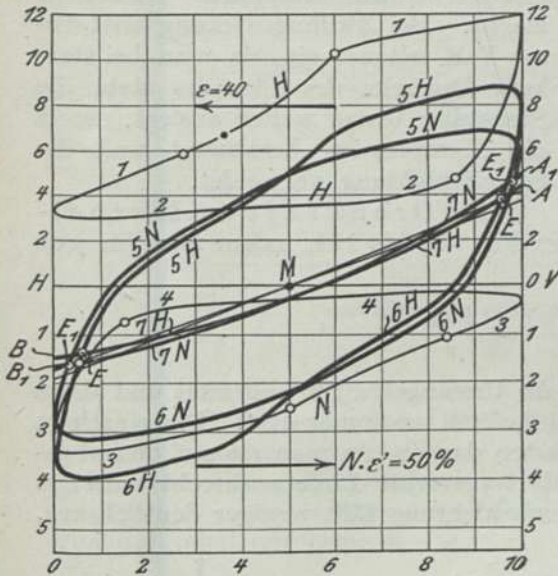


Fig. 153. Triebkräfte für Verbund-Lokomotiven mit zwei Zylindern.

$\varepsilon = 40\%$ ,  $\varepsilon' = 50\%$ ,  $n = 4$ .

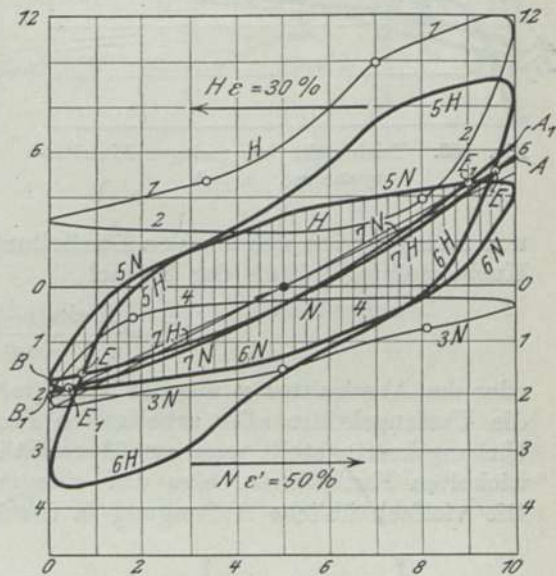


Fig. 154. Triebkräfte für Verbund-Lokomotiven mit vier Zylindern.

$\varepsilon = 30\%$ ,  $\varepsilon' = 50\%$ ,  $n = 4$ .

Fig. 154 zeigt die gleiche Darstellung für die  $\frac{2}{5}$  gekuppelte Verbundlokomotive mit vier Zylindern nach hannoverscher Bauart mit v. Borries-Steuerung<sup>2)</sup> bei 30% Füllung im Hochdruck-, 50 im Niederdruckzylinder. Die Gewichte der Triebwerksteile betragen hier 0,26 und 0,115 kg/qcm, die Linien der Beschleunigungskräfte  $7H - AB$  und  $7N - A_1 B_1$  liegen daher stärker geneigt wie in Fig. 151 bis 153, und diese Kräfte wirken stärker ausgleichend. Besonders auffallend zeigt sich dies am Niederdruckzylinder, an dem die größten Triebkräfte erst hinter der Hubmitte erreicht werden. An beiden Hubenden übersteigt die Beschleunigungskraft die Dampfspannung, so daß der Druckwechsel am Kurbelzapfen erst eben hinter den toten Punkten eintritt. Der Einfluß dieser Verhältnisse auf die Eigenreibung und die Stöße im Triebwerke wird weiter unten erörtert. Die in Fig. 151 bis 154 benutzten Dampfchaulinien entsprechen den von den betreffenden Lokomotiven abgenommenen Indikatorlinien, sind aber von den durch die Indikatoren herrührenden Unregelmäßigkeiten befreit.

Eigentümliche Verhältnisse entstehen, wenn mit einer Eintrittsspannung gefahren wird, die erheblich kleiner ist als die Kompressionsspannung. Fig. 155 zeigt dies für den Niederdruckzylinder einer Verbundlokomotive in gleichem Maßstabe wie an Fig. 154. Für  $\varepsilon' = 50\%$ ,  $n = 4$  und eine Verbinderspannung von etwa

<sup>1)</sup> In Wirklichkeit ist  $\frac{r}{l}$  kleiner.

<sup>2)</sup> E. T. I. 1903, S. 392.



1,5 kg/qcm. Die Kompression geht bei der großen Geschwindigkeit auf etwa 3 kg/qcm und die Drucklinien 1, 2 und 3, 4 bilden daher an den Hubenden starke Schleifen. Die Kolbenkraftlinien 5 und 6 werden von der Linie 7 der Beschleunigungskräfte an jeder Hubseite dreimal geschnitten, es entsteht also bei jeder halben Umdrehung dreimaliger Druckwechsel am Kurbelzapfen, was sich durch entsprechendes Klappern bemerkbar macht. Bei Zwillingswirkung tritt dieser Fall seltener ein, da man bei starkem Drosseln des Dampfes stets die Steuerung etwas weiter auslegt, damit die Kompression herabsetzt und die Schleifenbildung vermeidet.

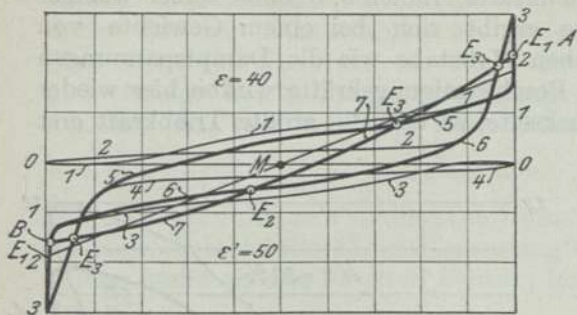


Fig. 155. Triebkräfte bei geringer Eintrittsspannung,  $n=4$ .

Die Drehkraft am Kurbelumfang ergibt sich aus den Darstellungen Fig. 151 bis 154, indem man für jede Kurbelstellung mittels der Formel

$$P = \frac{K \sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi} = \frac{P \cdot y}{r}$$

oder des Abschnittes  $y$  aus der Triebkraft die Umfangskraft  $T$  bestimmt und dann die Umfangskräfte aller arbeitenden Dampfkolben zusammensetzt. Die einzelnen Umfangskräfte stellt man am übersichtlichsten dar, indem man sie auf den abgewinkelten Kurbelkreis, also auf eine grade wagerechte Linie senkrecht aufträgt. Die vielfach übliche Auftragung in der Kurbelrichtung fällt weniger deutlich aus.

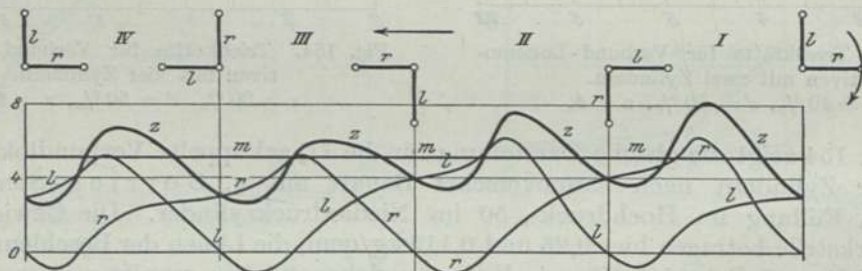


Fig. 156. Drehkräfte an der Triebachse nach Fig. 151. Zwillingswirkung.

$$\varepsilon = 20, \quad u = 4, \quad \frac{r}{e} = \frac{1}{6}, \quad n = 4.$$

Fig. 156 zeigt diese Darstellung für die aus Fig. 151 entnommenen Triebkräfte, also für Zwillingswirkung,  $\varepsilon = 20\%$ ,  $n = 4$ ,  $\frac{r}{l} = \frac{1}{6}$  und zwar Linie  $r$  für die beiden Hübe des rechtsseitigen Kolbens, rechts am vorderen toten Punkte beginnend, links an denselben endigend, wie die darüber gezeichneten Kurbelstellungen angeben. Linie  $r$  zeigt im I. und II. Viertelkreis einen anderen Verlauf als im III. und IV. Diese Verschiedenheit wird durch die endliche Länge der Schubstange bewirkt, im besonderen durch die Verschiedenheit der Kolbenstellungen und die Krümmung der Linie 7 der Beschleunigungskräfte in Fig. 151. Die Linie  $l$  für die nachfolgende linksseitige Kurbel erhält man, indem man Linie  $r$  um eine Vierteldrehung nach links verschiebt. Die Summe beider ergibt die Linie  $z$  für die Dreh- oder Zugkräfte am Kurbelumfang, wie in Fig. 151 gemessen in Kilogramm auf 1 qcm Kolbenfläche. Die Linie  $z$  zeigt sehr ungleichmäßige Zugkraft; ihr größter



Wert erreicht im I. Viertelkreis das 1,60 fache der mittleren Zugkraft, Linie  $m$ ; der geringste beträgt kurz vorher im IV. Viertel nur deren Hälfte. Im I. und II. Viertel ist die Zugkraft größer als im III. und IV. Die Abweichungen würden noch größer ausfallen, wenn nicht wie in Fig. 151 die Beschleunigungskräfte ausgleichend wirkten. Mit weiter verkleinerter Füllung werden die Ungleichmäßigkeiten größer.

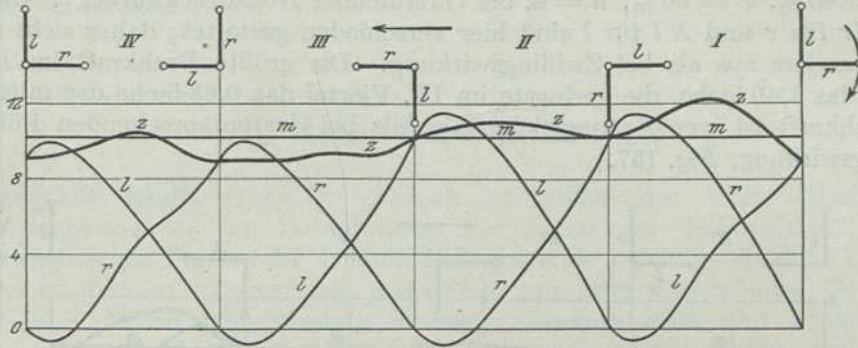


Fig. 157. Drehkräfte an der Triebachse nach Fig. 152. Zwillingswirkung.

$$\varepsilon = 40, \quad n = 2, \quad \frac{r}{e} = \frac{1}{6}.$$

Fig. 157 zeigt dieselbe Darstellung nach Fig. 152 für  $\varepsilon = 40\%$  und  $n = 2$ . Die Verschiedenheiten der Linien  $r$  und  $l$  in den einzelnen Vierteln ist ähnlich wie in Fig. 156. Die größte Zugkraft fällt in das I., die kleinste in das III. Viertel. Die Zugkraft ist aber im ganzen viel gleichmäßiger, sie ist nur das 1,20 und 0,88 fache von der mittleren Linie  $m$ .

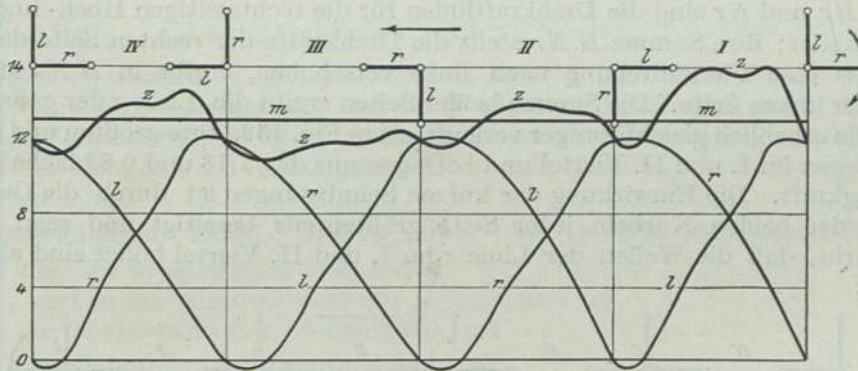


Fig. 158. Drehkräfte an der Triebachse nach Fig. 152. Zwillingswirkung.  $\varepsilon = 60, \quad n = 1$ .

Fig. 158 veranschaulicht die Drehkräfte nach Fig. 152 für  $\varepsilon = 60\%$  und  $n = 1$ . Die Linien  $r$  und  $l$  haben ihre größten Höhen im I. und II. Viertel vor, im III. und IV. hinter den mittleren Kurbelstellungen. Diese Verschiedenheit, eine Folge der kurzen Schubstange, bewirkt die starken Ungleichmäßigkeiten der Linie  $z$ , deren größte Werte im I. Viertel das 1,23 fache, ihr kleinster im III. Viertel das 0,85 fache der mittleren Drehkraft, Linie  $m$ , beträgt.

Im ganzen zeigt sich, daß kurze Schubstangen bei allen Füllungsgraden die Ungleichmäßigkeit der Zugkraft am Triebadumfang erheblich steigern und daß bei 40% Füllung die größte Gleichförmigkeit der Zugkraft erreicht wird, weil sich hierbei die Drehkräfte rechts und links am besten ausgleichen. Für die Ausnutzung

der Reibung der Treibräder auf den Schienen ist dies wichtig. Die großen Ungleichheiten bei den kleinen Füllungen sind hierfür in der Regel ohne Bedeutung, weil die Zugkraft dabei überhaupt klein ist. Ein Vergleich der Linien  $z$  in Fig. 156 bis 158 läßt erkennen, daß der größte Wert in Fig. 156 niedriger als der kleinste in Fig. 157 ist.

Fig. 159 zeigt die Drehkräfte nach Fig. 153 für Verbundwirkung in zwei Zylindern  $\varepsilon = 40\%$ ,  $\varepsilon' = 50\%$ ,  $n = 4$ , bei vorlaufender Hochdruckkurbel  $r$ . Die Einzelkurven  $Hr$  für  $r$  und  $Nl$  für  $l$  sind hier verschieden gestaltet; daher sieht auch die Linie  $z$  anders aus als bei Zwillingwirkung. Die größte Drehkraft im I. Viertel beträgt das 1,40 fache, die geringste im IV. Viertel das 0,68 fache der mittleren  $m$ . Die Drehkraft ist weniger ungleichmäßig, als bei der entsprechenden Füllung für Zwillingwirkung, Fig. 157.

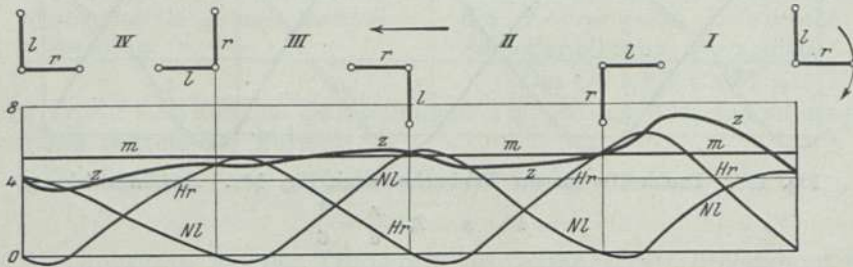


Fig. 159. Drehkräfte an der Triebachse nach Fig. 153. Verbundwirkung in zwei Zylindern.  
 $n = 4$ ,  $\varepsilon = 40$ ,  $\varepsilon' = 50$ .

Die Drehkräfte für Vierzylinder-Verbund-Lokomotiven nach Fig. 154 veranschaulicht Fig. 160 und zwar für  $\varepsilon = 30\%$ ,  $\varepsilon' = 50\%$ ,  $n = 4$ , also Verhältnisse, die den in Fig. 154 zugrunde gelegten entsprechen. Die rechte Seite läuft voran.  $Hr$  und  $Nr$  sind die Drehkraftlinien für die rechtsseitigen Hoch- und Niederdruckzylinder; ihre Summe  $HNr$  stellt die Drehkräfte der rechten Seite dar. Diese Linie, um eine Vierteldrehung nach links verschoben, ergibt in  $HNl$  die Drehkräfte der linken Seite. Die Summe beider Seiten ergibt die Linie  $z$  der ganzen Drehkräfte, die erheblich gleichförmiger verläuft als in Fig. 159. Ihre größten und kleinsten Werte liegen im I. und II. Viertel und betragen nur das 1,18 und 0,83 fache der mittleren Zugkraft. Die Einwirkung der kurzen Schubstangen ist durch die Gegenüberstellung der beiden Kurbeln jeder Seite größtenteils beseitigt und zeigt sich nur noch darin, daß die Wellen der Linie  $z$  im I. und II. Viertel höher sind als im III. und IV.

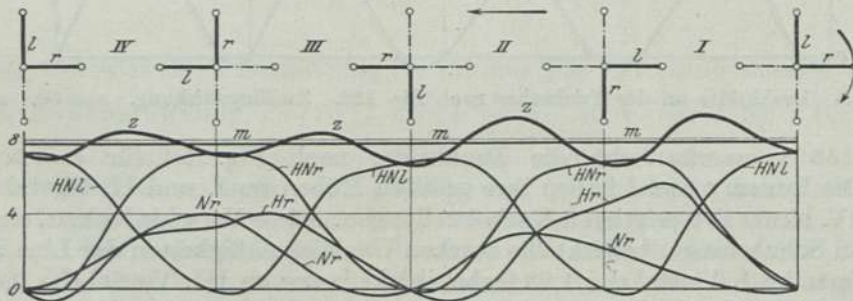


Fig. 160. Drehkräfte an der Triebachse nach Fig. 154. Verbundwirkung in vier Zylindern.  
 $\varepsilon = 30$ ,  $\varepsilon' = 50$ ,  $n = 4$ .

Ein Vergleich der Einzelkurven  $rl$  in Fig. 156 mit  $H$  und  $N$  in Fig. 159 und 160 läßt erkennen, daß die größten Drehkräfte bei den Verbundlokomotiven auf gün-



stigere Kurbelstellungen fallen als bei Zwillingswirkung, daß also die Kolbenkräfte bei der Verbundwirkung weniger Reibung an den Kurbelzapfen und Achsschenkeln erzeugen als bei Zwillingswirkung.

Zwillingswirkung in vier Zylindern würde die großen Ungleichmäßigkeiten bei zwei Zylindern, Fig. 156, nur insofern verbessern, als die Wellen in allen vier Vierteln gleich verlaufen würden. Die Größe der Ungleichförmigkeiten würde aber fast dieselbe bleiben.

### 3. Die Treibachsen.

**Bewegende Kraft.** Die Treibachsen bilden das letzte Glied in der Kraftübertragung von den Dampfkolben zur Masse der Lokomotive. Die an einem exzentrischen Punkte der Treibräder angreifende bewegende Kraft sucht die Räder zu drehen, was auf zweierlei Weise um zwei verschiedene Drehpunkte erfolgen kann. Wird die gleitende Reibung zwischen Rad und Schiene überwunden, so dreht sich das Rad um seine Achse, die stehen bleibt, während die Räder auf den Schienen gleiten. Ist aber die bewegende Kraft in diesem Berührungspunkt kleiner als die Reibung und größer als der in der Achsmittle wirkende Zugwiderstand, so drehen sich die Räder um ihren Stützpunkt auf der Schienenoberfläche und schreiten auf den Schienen rollend mit der Lokomotive vorwärts. Es sind daher der bewegenden Drehkraft  $T$  Grenzen gesetzt. Bezeichnet  $A$  das auf die Drehkraft  $T$  kommende Reibungsgewicht,  $\mu$  den Koeffizient der gleitenden Reibung zwischen Rad und Schiene, so muß also die am Umfang der Treibräder wirkend gedachte indizierte Zugkraft ohne Berücksichtigung der inneren Widerstände:

$$1. Z_i = \frac{T \cdot h}{D} < \mu A \text{ sein, andernfalls wird der Überschuß auf das Schleudern der}$$

Treibachsen verwendet. Geht also die Lokomotive bei dieser Drehkraft  $T$  nicht an, so erfolgt die Ingangsetzung bei einer größeren Kraft erst recht nicht, weil durch das Schleudern der Räder die Laufflächen derselben und der Schienen sich schnell so glätten, daß der Reibungskoeffizient  $\mu$  und somit auch die Kraftgrenze  $\mu A$  noch weiter sinkt.

**Beschleunigende Kraft.** Bezeichnet  $G_1$  das Gewicht der Lokomotive in t,

$G$  das des Wagenzuges, sind ferner

$w_1$  und  $w$  die Eigenwiderstände in kg/t und ist

$n$  der Widerstand der Steigung in kg/t,

so muß zur Einleitung der Vorwärtsbewegung

2.  $Z_i$  auch  $> G_1(w_1 + n) + G(w + n)$  sein, und der Überschuß wird nun zur Beschleunigung der ganzen Zugmasse verwendet.

**Zugbeschleunigung.** Ist der Gesamtwiderstand des Zuges  $G_1(w_1 + n) + G(w + n) = W$ , so ist die beschleunigende Kraft

$$P = Z_i - W = Mf = \frac{(G_1 + G) 1000}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

und die dabei erlangte Beschleunigung

$$f = \frac{dv}{dt} = \frac{P}{M} = \frac{Pg}{(G_1 + G) 1000}$$

Mit zunehmender Geschwindigkeit wird die indizierte Zugkraft  $Z_i$  kleiner und der Zugwiderstand  $W$  größer, bis beide einander gleich werden, also die überschüssige,



das ist die beschleunigende Kraft  $P = Z_i - W$  verschwindet; die weitere Beschleunigung wird  $= 0$ , also die Geschwindigkeit  $v$  konstant; der Eisenbahnzug hat denn also den Beharrungszustand erreicht. Ist das zu befördernde Zuggewicht  $G$  groß, wie bei Güterzügen oder auf starken Steigungen, und reicht das Reibungsgewicht einer Achse nicht aus, so vergrößert man es durch Vermehrung der Treibachsen bis zu sechs und mehr, die miteinander durch Kuppelstangen verbunden werden, damit sie sich nicht getrennt, sondern nur gemeinschaftlich unter der Wirkung des gesamten Reibungswiderstands drehen können, wodurch also die obere Grenze der Zugkraft gesteigert wird. Wir werden später sehen, daß hierdurch allerdings auch der innere Eigenwiderstand der Lokomotive ziemlich beträchtlich vermehrt wird, so daß bei kleinen Schnellzügen, die selten anhalten, die eine Zeitlang verlassenen ungekuppelten Lokomotiven wieder zur Einführung gelangt sind, wie die Express-Passenger-Loc. in England (single drivers). Gleichzeitig mit der Vermehrung der Achsen ist man selbstredend in der Lage, auch dem Kessel ein größeres Gewicht, also auch eine größere Heizfläche zu geben.

### Kräfte an der Treibachse.

An einer Lokomotivtreibachse wirken folgende Kräfte. Zunächst greift in den Stützpunkten der Achse auf der Schienenoberfläche das senkrecht nach unten gerichtete Gewicht  $G$  an, das mit den übrigen Kraftkomponenten nach dieser Richtung eine gleich große, aber entgegengerichtete Widerstandskraft  $A$  der Schienen hervorruft, so daß in dieser Richtung Gleichgewicht herrscht. Ferner wirken in der Richtung der Kurbelstangen die effektiven Dampfkräfte  $\frac{P}{\cos \psi}$ , ergänzt durch die Trägheitskräfte der gradlinig bewegten Massen, so wie die in der Achsmitte in der entgegengesetzten Richtung wirkenden Dampfdrucke auf die Zylinderdeckel; ferner die ebendasselbst, aber in radialer Richtung wirkenden Zentrifugalkräfte exzentrisch rotierender Massen. Ferner wirkt im Berührungspunkt zwischen Rad und Schiene der Raddrehung entgegengesetzt die gleitende Reibung  $\mu A$  und in der Mitte der Achse der gesamte Lokomotiv- und Zugwiderstand gegen die Fortbewegung  $W$ , Fig. 161.

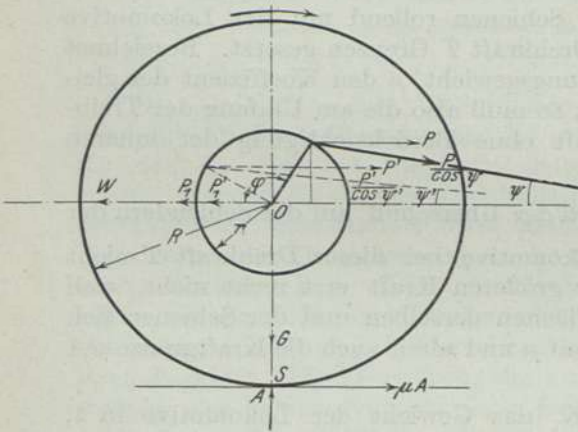


Fig. 161. Kräfte an der Treibachse.

Im Gleichgewichtszustande, also an der Grenze zwischen Ruhe und Bewegung würden dann folgende drei Bedingungen erfüllt werden müssen:

1.  $P + P' - P_1 - P'_1 - W + \mu A = 0$ ,
2.  $P \operatorname{tg} \psi + P' \operatorname{tg} \psi' + G - A = 0$  und annähernd
3.  $P r \cos \left( \varphi - \frac{\pi}{2} \right) + P' r \sin \left( \varphi - \frac{\pi}{2} \right) - \mu A R = 0$

oder

$$(P \sin \varphi - P' \cos \varphi) r - \mu A R = 0.$$

$(P \sin \varphi - P' \cos \varphi) r$  ist das Drehmoment  $Tr$  an der Treibachse für  $\psi = 0$ , das als Kräftepaar für jeden Punkt der Kraftebene konstant ist, also auch für den Stützpunkt der Achse auf den Schienen. Das Lastmoment für diesen Punkt ist aber bei dem



in  $W$  vereinigt gedachten Gesamtwiderstand  $W \cdot R$ , also muß für den Gleichgewichtszustand  $Tr - WR = 0$  sein, während sich aus der ersten Gleichung

$$WR = \mu AR$$

ergibt.

Es können nun unter der Einwirkung dieser Kräfte an der Treibachse, wie schon bemerkt, zweierlei Bewegungen eintreten:

1. um den Stützpunkt  $S$  des Rades (Fortbewegung der Lokomotive), dann ist  $Tr - \mu AR < 0$  und  $Tr - WR > 0$ , also auch  $\mu A > W$ ,
2. um den Mittelpunkt  $O$  umgekehrt unter der Bedingung, daß  $Tr - \mu AR > 0$  und  $Tr - WR < 0$  (Schleudern der Treibachse), wobei  $\mu A < W$ .

Die Zugkraft kann nie größer werden als  $\mu A$ . Ist also nach der obigen Gleichung  $\frac{Tr}{R} > \mu A$  und auch größer als  $W$ , so ist dennoch die Zugkraft nur  $= \mu A$ , während der Überschuß des Kraftmoments  $Tr - \mu AR$  ein Schleudern der Treibachsen herbeiführt.

Zur Beschleunigung des Zuges ist also die Bedingung  $Tr < \frac{\mu AR}{WR}$  zu erfüllen.

Im Beharrungszustande ist  $Tr = WR$  oder auch nach dem Satz von der Arbeit

$$T \cdot 2r\pi = W \cdot 2R\pi = W \cdot \pi D = 2 \cdot P \cdot 2h,$$

wenn  $P = \frac{\pi(100d)^2}{4} \cdot p$  die mittlere effektive Kolbenkraft auf jeder Seite der Lokomotive bezeichnet, oder die am Umfang der Treibräder wirkende indizierte Zugkraft

$$Z_i = W = \frac{4 \cdot P \cdot h}{\pi D} = 4 \cdot \frac{\pi(100d)^2}{4} \cdot \frac{p \cdot h}{\pi D} = 100^2 \cdot \frac{d^2 h}{D} \cdot p = u \cdot p.$$

Im allgemeinen für eine beliebige Kurbel- oder Kolbenstellung ist

$$Z_i = W = (P \sin \varphi + P' \cos \varphi) \frac{r}{R}$$

und wenn für Zwillingslokomotiven unter  $P = P'$  wie oben die mittlere Kolbenkraft jeder der beiden Maschinen verstanden wird

$$Z_i = P (\sin \varphi + \cos \varphi) \frac{r}{R}.$$

Für den toten Punkt ist entweder  $\varphi = 0$  oder  $\pi$  und daher

$$Z_{i \min} = \frac{P \cdot r}{R}$$

und der größte Wert tritt ein für

$$\frac{d(\sin \varphi + \cos \varphi)}{d\varphi} = 0,$$

oder  $\cos \varphi - \sin \varphi = 0$ , also  $\varphi = 45^\circ$ , so daß

$$Z_{i \max} = 2 \frac{Pr}{R} \cdot \sin 45^\circ = \frac{Pr}{R} \sqrt{2} = 1,414 \frac{Pr}{R}.$$

### Die Anzugskraft.

Wir haben gesehen, daß das treibende Kraftmoment auf jeder Seite zur Fortbewegung einer Lokomotive während einer Umdrehung der Treibachsen sehr verschieden ist und daß die Kraft selbst mindestens einmal in dem Druckwechselfunkte  $= 0$  wird und in den toten Punkten der Hebelarm des Moments. Beim Ingangsetzen

einer Lokomotive versagt also jede der beiden Maschinen zunächst in den toten Punkten nach einer Phase von  $90^\circ$  des Kurbelwinkels und dann, ebenfalls abwechselnd, auf der ganzen Strecke der Expansion und Vorausströmung, auf der die bewegende Kraft ebenfalls  $= 0$  wird. Es muß also zur größeren Sicherung des Anzugs der Kurbelwinkel  $\varphi$  der Einströmung und daher der entsprechende Füllungsgrad selbst so groß als möglich gemacht werden. In diesen ungünstigsten Stellungen der einen Maschine gewährt aber stets die andere eine Dampfeinströmung und ein positives bewegendes Kraftmoment.

Die Anzugskraft wird aber noch kleiner als in den toten Punkten, wenn auf einer Seite der Schieber den zufließenden Dampf grade abschneidet, wodurch die Zugkraft daselbst  $= 0$  und der Hebelarm auf der anderen Seite  $r \cos \varphi_1$  am kleinsten wird, also die gesamte Anzugskraft für  $\frac{r}{l} = 0$   $Z_{i \min} = \frac{Pr \cos \varphi_1}{R}$ .

Ist z. B. der Füllungsgrad bei der Steuerungsauslage, wie es öfter vorkommt  $= 75\%$ , also  $\cos \varphi_1 = \sin \left( \varphi - \frac{\pi}{2} \right) = \sin (120^\circ - 90^\circ) = \sin 30^\circ = 0,5$ , so ist die kleinste Anzugskraft  $Z_{i \min} = 0,5 \frac{Pr}{R}$ .

Die Anzugskraft einer solchen Lokomotive schwankt daher zwischen  $0,5 \frac{Pr}{R}$  und  $\frac{Pr}{R} (\sin \varphi_1 + \cos \varphi_1) = \frac{Pr}{R} (0,5 + \sqrt{1 - 0,5^2}) = 0,5 \frac{Pr}{R} (1 + \sqrt{3})$   
 $= 0,5 \cdot 2,731 \cdot \frac{Pr}{R} = 1,365 \frac{Pr}{R}$ .

Es kommt nun im praktischen Lokomotivdienst öfters, ja täglich, vor, daß der Zug bei einem ungünstigen Stand der Treibachsen nicht angehen will, so daß der Führer versucht, diesen Stand zu ändern, was auch durch Umsteuern und geringes Zurückstoßen der Lokomotive gelingt; denn ist z. B. die Kurbelstellung die oben als am ungünstigsten bezeichnete und wird nun für den Rückwärtsgang umgesteuert, so wirkt die rechte Kurbel mit dem viel größeren Kraftmoment

$$-\frac{Pr}{R} \cdot \cos \left( \varphi - \frac{\pi}{2} \right) = -\frac{Pr}{R} \sin \varphi = -\frac{Pr}{R} \sqrt{1 - \frac{1}{4}} = -0,87 \frac{Pr}{R}.$$

**Kraftdiagramm.** Um einen besseren Überblick über diese veränderliche Anzugskraft zu erlangen, ist es zweckmäßig, auch in diesem Fall ein Diagramm der jeweiligen Anzugskräfte zu entwerfen.

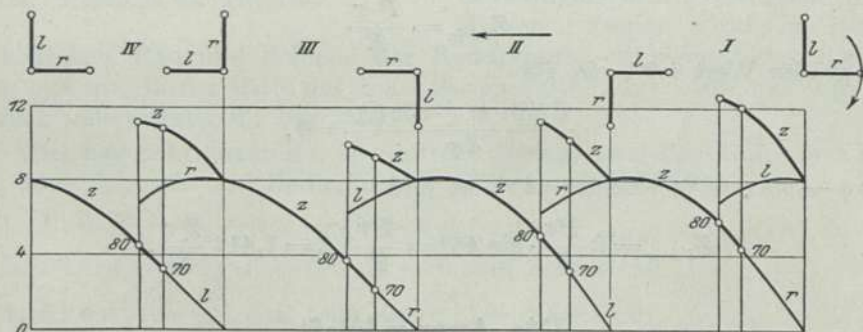


Fig. 162. Drehkräfte an der Treibachse beim Anfahren.  $\varepsilon = 70-80$ ,  $p = 8$  Atm.

Die Zugkraft beim Anziehen läßt sich in gleicher Weise darstellen, wobei nur zu berücksichtigen ist, daß jeder Kolben bis zum Abschluß der Einströmung die volle; danach aber keine Kraft ausübt. Fig. 162 zeigt die Drehkräfte für eine Zwillings-



lokomotive bei  $\frac{r}{l} = \frac{1}{6}$  für 70% und 80% Füllung. Ihre geringsten Werte betragen im III. Viertel nur das 0,27 und 0,47 fache des Kolbendruckes von 8 kg/qcm. Größte Füllungen unter 80% werden hiernach häufiges Versagen des Anziehens bei den ungünstigen Kurbelstellungen bewirken und erschweren namentlich das Anziehen auf Steigungen. Andererseits steigen die Linien  $z$  aus den ungünstigen Stellungen so rasch an, daß schon nach  $\frac{1}{8}$  Umdrehung günstige Stellungen erreicht werden. Eine solche kleine Anfangsdrehung tritt bei federnden Zugvorrichtungen stets, bei den durchgehenden Zugstangen aber oft nicht ein, das bei diesen ziemlich häufige Versagen des Anziehens kommt daher bei federnden Zughaken kaum vor. Der größte Wert von  $z$  erreicht im I. Viertel fast das 1,60 fache der Kolbenkraft, so daß bei den günstigen Stellungen leicht ein Gleiten der Triebräder eintritt. Die großen Verschiedenheiten der Anzugskraft bei den verschiedenen Kurbelstellungen sind ein unvermeidliches Übel, das nur durch möglichst große Füllungsgrade etwas gemildert werden kann.

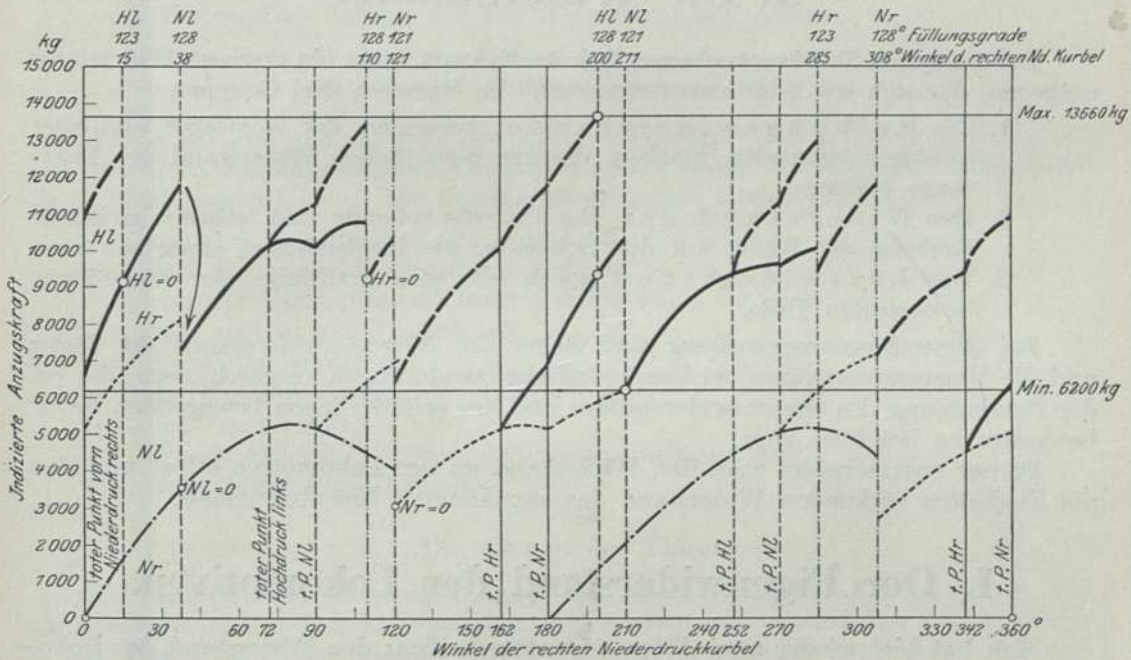


Fig. 163. Anzugskraft. Verfügbare indizierte Zugkraft am Treibradumfang.

$\frac{3}{8}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive (Grafenstaden).

Die Niederdruckkurbeln gehen den Hochdruckkurbeln um 162° voran.

Hochdruck — rechts —  
links —  
Niederdruck — rechts —  
links —

Füllungsgrade bei ausgelegter Steuerung.

Als weiteres Beispiel mag durch die Fig. 163 ein solches Diagramm auch für eine vierzylindrige Atlantiklokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ , Bauart de Glehn, gegeben werden. Auf die verschiedenen Mittel, das Ingangsetzen einer Lokomotive zu sichern und zu fördern, werden wir noch bei den Versuchsfahrten ausführlich zurückkommen.

## Zweiter Teil.

# Die Lokomotivbewegung.

## I. Die Widerstände.

Der im ersten Teil besprochenen Lokomotivkraft wirkt ein gewisser Widerstand entgegen, der sich wie folgt zusammensetzt. Es bestehen drei Gruppen:

1. Die **Reibungswiderstände**, besonders der Achslager und aller sonstigen reibenden Flächen, die den eigentlichen Widerstand des Fahrzeugs bilden.
2. Der **Widerstand der Bahn**, die rollende und teilweise gleitende Reibung der Räder auf den Schienen, die Unebenheiten derselben usw.
3. Der **Luftwiderstand** gegen alle sich gradlinig oder kreisförmig bewegenden Teile.

Bei dieser Zusammenstellung sind daher die Neigungswiderstände der Bahn und die Massenwiderstände bei Geschwindigkeitsänderungen ausgeschlossen, die bei der Bestimmung des Gesamtwiderstandes und der erforderlichen bewegenden Kraft besonders zu beachten sind.

Ferner unterscheidet man den Widerstand an der Lokomotive selbst und den am Zughaken wirkenden Widerstand des angehängten Eisenbahnzuges.

### 1. Der Eigenwiderstand der Lokomotiven.

Man hat hier wieder zwei Arten zu unterscheiden: den Widerstand der Lokomotive als Fahrzeug, also beim Leerlauf ohne Dampf, und den Widerstand als Motor während der Dampfarbeit.

Die Widerstände im Triebwerke — die Eigenreibung der Maschine — sind dieselben wie bei jeder Dampfmaschine. Gleitende Reibung entsteht an allen bewegten Teilen, namentlich den Achsschenkeln, an den Kreuzkopf- und Kurbelzapfen, Kreuzkopfführungen, Dampfkolben, Stopfbuchsen der Kolbenstange, Schieber, Schieberstopfbuchsen, Exzenter und Steuerung. Die ganze Eigenreibung wird bei Dampfmaschinen gemessen als der Unterschied zwischen der indizierten Leistung und der Bremsleistung auf der Achse; sie enthält also auch die Lagerreibung der Achse infolge ihres Gewichtes. Bei Lokomotiven kann diese Eigenreibung nur auf Prüfständen ermittelt werden, wobei die Treibräder auf gebremsten Tragrädern laufen und die Zugkraft gemessen wird. Diese Eigenreibung enthält daher auch die durch die Achsbelastung entstehende Lagerreibung und die rollende Reibung der Treibräder auf den Tragrädern. Sie stellt daher den Unterschied dar zwischen der indizierten oder Dampfzugkraft und der Zugkraft am Treibradumfang. Der Bewegungs-



widerstand der Lokomotive setzt sich daher zusammen aus der Eigenreibung, einschließlich des Laufwiderstandes der Treibräder, dem Laufwiderstande der Laufäder und dem Luftwiderstande. Bei der Aufstellung von Formeln für den Bewegungswiderstand muß daher die Treibachslast ausgelassen werden.

Über die Größe der einzelnen Widerstände fehlt es leider sehr an zuverlässigen Beobachtungen, und nur ein Teil läßt sich auf rechnerischem Wege annähernd beurteilen. Wichtiger als die Berechnung ist aber die Kenntnis der Mittel, um diese Widerstände möglichst gering zu halten, dabei kommt man schon etwas weiter.

## A. Die Lokomotive als Fahrzeug.

### I. Die inneren Eigenwiderstände der Lokomotive.

Hierzu gehören zwei Gruppen von Widerständen:

- die Reibungswiderstände und
- die Widerstände infolge der Luftsaugarbeit der Kolben.

#### a) Die Reibungswiderstände.

Hierzu gehören alle inneren Bewegungswiderstände der kreisenden und gradlinig bewegten Reibungsflächen. Zunächst sollen einige Bemerkungen über praktische Erfahrungen folgen. Die Reibungswiderstände sind abhängig

1. von der Bauart der Lager,
2. vom Material der gleitenden Flächen,
3. von der Beschaffenheit ihrer Oberfläche,
4. dem spezifischen Lagerdruck,
5. dem Schmiermaterial,
6. der Geschwindigkeit,
7. der Temperatur,
8. der Ölschichtdicke, bzw. dem Lagerspielraum und
9. dem Reibungskoeffizienten.

#### 1. Die Bauart der Lager.

Man unterscheidet diejenigen Lager mit unveränderlicher Krafrichtung, wie die Achslager mit halben Lagerschalen, von solchen mit wechselnder Richtung der zu übertragenden Kraft, wie bei den Stangenlagern und Gewerksbolzen. Bei den ersteren geteilten Lagern kann das Schmieröl leichter ablaufen als bei den geschlossenen. Ferner kommen bei der Lokomotive dreierlei gradlinige Reibungsbewegungen vor: die der Gradführungen, der Kolbenstangen, der Kolben und Schieber. Endlich sind die beiden letzteren, im Dampf gehenden Teile von den übrigen zu unterscheiden und diese wieder, insofern sie, wie die Gradführungen und Triebwerksteile, dem Staube mehr ausgesetzt sind als die Achsbuchsen.

Hiernach sind eigentlich ganz verschiedene Reibungswerte bei der Lokomotive in Rechnung zu stellen.

#### 2. Das Lagermaterial.

Es ist bekannt, daß das Weißmetall, insbesondere für Laufachsen, dem Rotguß vorgezogen wird, womit aber noch nicht der Nachweis erbracht ist, daß die Reibung eine geringere sei, sondern es sind vorzugsweise praktische, aus den Erfahrungen des Betriebsdienstes gewonnene Gründe, die zur Bevorzugung des Weiß-



metalls geführt haben, und zwar wegen seiner geringeren Neigung zum Warmlaufen rotierender Flächen. Diese Eigenschaft wird bei dem gegenwärtigen Bestreben, die Lokomotiven lange Strecken, ohne zu halten, zurücklegen zu lassen, immer mehr unerlässlich. Aus gleichem Grunde wird für die Buchsen und Führungen mit Vorliebe Phosphorbronze verwendet. Die Wahl dieser Materialien hat aber immer nur den Zweck, die Haltbarkeit und Dauer, und somit auch die Betriebssicherheit zu erhöhen, während Versuche zur Feststellung der Reibungswiderstände selbst bisher nur selten ausgeführt worden sind. Wir werden auch gleich sehen, daß diese an Lokomotiven mit Schwierigkeiten verbunden sind, indem die einzelnen Widerstände sich nur schwer trennen lassen. Es ist dies daher auch eine Aufgabe, die erst in einer Lokomotivprüfungsanstalt einwandfrei und erschöpfend gelöst werden könnte. Bei Anwendung eines weicheren Lagermetalls muß aber immer berücksichtigt werden, daß, wenn bei diesen leicht schmelzbaren Lagermassen dennoch, durch irgendeine Ursache, eine starke Erhitzung eintritt, die Ölzufuhr leichter und früher abgesperrt und dann das Lager ganz zerstört werden kann. Diese Lager sind indessen leichter und billiger wieder herzustellen, und auch ihre Ausbesserung erfordert nur eine kurze Zeit; die Abnutzung der Schenkel, Zapfen und Bolzen ist eine geringere, die der Lager selbst allerdings etwas größer. Ihre Dauer entspricht bei Zuglokomotiven etwa einer durchlaufenen Strecke von 70 000 km und bei Vorschiebelokomotiven einer Betriebszeit von etwa  $1\frac{1}{2}$  Jahren. Bei Anwendung von Rotmetallagern mit Weißmetallspiegel sind diese ohne Rippen voll auszugießen.

### 3. Beschaffenheit der Reibungsflächen.

Neben dem Material ist die Reibung auch von den Oberflächen abhängig, die so glatt als möglich hergestellt sein müssen; sie sind durch Ausschaben so aufeinander zu passen, daß sie durchaus gleichmäßig tragen, und dann durch Polieren zu glätten.

### 4. Der Lagerdruck.

Wird der Druck zwischen zwei aufeinander reibenden Körpern mit  $P$  bezeichnet, der Reibungskoeffizient mit  $\mu$  und der Durchmesser des rotierenden Körpers im Lager mit  $d$ , so ist ihr Widerstand, wie bisher angenommen wurde,  $= \mu P$  und das Reibungsmoment  $\frac{\mu P \cdot d}{2}$ , bzw. die Reibungsarbeit für eine Umdrehung  $= \mu P \cdot \pi d$ ; sie sind daher nach dieser Berechnung unabhängig von der Größe der Reibungsfläche, was aber bei Annahme eines unveränderlichen Reibungskoeffizienten nicht zutrifft; denn es ist zu erwarten, daß bei einer größeren Lauffläche, also bei einem entsprechend kleineren spezifischen Flächendruck der Grad der Schmierung ein besserer, der Reibungskoeffizient  $\mu$  also kleiner sein kann. Dies bestätigt sich auch bei den geteilten Lagern, in Folge des leichteren Ölzutritts, namentlich bei kleinen Geschwindigkeiten; bei geschlossenen Lagern ist dies Verhältnis indessen umgekehrt. Wird aber bei einem rotierenden Lager die Fläche durch Verstärkung des Schenkels oder Zapfens vergrößert, so erhöht sich nach obiger Formel auch in gleichem Grade die Reibungsarbeit. Die bei Lokomotiven eingeführten und sich praktisch bewährenden spezifischen Lagerdrucke sind folgende:

|   |            |     |
|---|------------|-----|
| Für Achslager bei Lokomotiven . . . . . | 20 kg/qcm, |     |
| „ „ „ Tendern . . . . .                 | 25 „       |     |
| „ „ „ Wagen (zum Vergleich) . . . . .   | 20 „       |     |
| „ Stangenlager . . . . .                | 100 „      |     |
| „ Dampfschieber . . . . .               | 15 „       | und |
| „ Gelenkbolzen . . . . .                | 40 „       |     |



Wird der spezifische Lagerdruck zu sehr gesteigert, so kann der Ölzutritt gestört und das Herauspressen gefördert werden; das beginnt etwa bei 150 kg/qcm schon nach einigen Umdrehungen.

### 5. Schmiermaterial.

Wichtig ist ferner die Wahl und verbrauchte Menge des Schmiermittels, dessen physikalische und chemische Eigenschaften insbesondere auf die Zähflüssigkeit, den Flamm- und Entzündungspunkt, sowie den Reibungswert mittels Ölprobiermaschinen sorgfältig untersucht werden müssen. Für die im Dampf gehenden Teile (Kolben und Schieber) hat sich mit gutem Erfolge ein Mischöl bewährt, das zur Hälfte aus rohem Rüböl und dickflüssigem Mineralöl besteht, letzteres mit einem Entflammungspunkt nicht unter 280° C und einem Flüssigkeitsgrad von 30 bei + 50° C, bezogen auf destilliertes Wasser = 1. Zum Schmieren aller übrigen Teile (Lager und Gangwerk) dient ein Mineralschmieröl, das den besonderen Bedingungen der preußischen Staatsbahnen entspricht:

Spezifisches Gewicht 0,90 bis 0,94.

|                            | Sommeröl  | Winteröl    |
|----------------------------|-----------|-------------|
| Flüssigkeitsgrad bei 20° C | 40 bis 60 | 25 bis 45   |
| „ „ 50 „                   | 7 bis 10  | 4,5 bis 7,5 |
| Flammpunkt                 | 160       | 145         |

Für Schnell- und Personenzuglokomotiven wird ein besseres Mineralschmieröl benutzt, das einen Entflammungspunkt von 160 bis 195° C besitzt, wodurch Betriebsstörungen infolge von Heißläufern wesentlich vermindert werden. Beim Heißdampf sind schwere, höchst siedende Destillationsprodukte zu verwenden, deren Entflammungspunkt bis über 300° C und der Entzündungspunkt bis 385° steigt; das spezifische Gewicht ist 0,905, die Viskosität bei 100° C = 6,72; das Öl muß harz- und säurefrei sein.

**Ölzuführung.** Um einen genügenden und dennoch sparsamen Ölverbrauch zu sichern, ist eine zweckmäßige Zuführung unerläßlich; es geschieht bei den Lagern durch Dochte von sorgfältig ausprobierter Stärke, Stifte, beliebig einzustellende Pressen und passende Ölnuten in der Lagerfläche zur genügenden Verteilung des Schmiermittels. Die Achslager mit unveränderlich senkrecht nach unten gerichtetem Druck müssen eine doppelte Ölzuführung erhalten, auch von unten durch Ölkissen. Bei den Dampfzylindern ist dafür zu sorgen, daß das Öl nicht in den Zylinderraum eintropft, sondern gleich von der Einmündung an den Wänden herabläuft, daß also das zugeführte Schmiermaterial auch wirklich an alle Stellen der zu schmierenden Flächen gleichmäßig hingelangt. Aus diesem Grunde ist es auch vorteilhaft, die Schieber von innen aus durch Einpressen des Öls zwischen die Reibungsflächen zu bringen und nicht den Dampf zu ölen, der dann den größten Teil des Öls beim Entweichen mit fortführt.

**Der Ölverbrauch.** Was die Verbrauchsmenge an Schmiermaterial anbetrifft, so soll hier durchaus nicht das alte und wahre Sprichwort über die gute Schmierung der Fahrzeuge getadelt werden, aber es hat alles seine Grenzen. Der zu schmierende Zwischenraum zweier aufeinander gleitender Flächen kann naturgemäß nur eine bestimmte Menge des Schmiermaterials aufnehmen, und jeder Überschuß geht dem beabsichtigten Zweck verloren; er beschmutzt noch die Lokomotivteile, ebenso wie der in den Schieberkästen und Zylindern geschmierte Dampf. Man muß also mit Fleiß und Verständnis bei der Einrichtung und Behandlung der Schmiervorrichtungen darauf sehen, daß das Material nur den reibenden Flächen und in der richtigen Menge zugeführt wird und nicht der Umgebung. Ich bin daher, ebenso wie mehrere



meiner Kollegen, eifrig bemüht gewesen, die oben erwähnte Grenze auf praktischem Wege aufzufinden, was bezüglich der im Dampf gehenden Teile durch die S i c h t - ö l e r leicht möglich ist und zu folgenden Ergebnissen geführt hat. Ich ließ die Ölzufuhr zu den Schiebern und Kolben, z. B. bei einer vierzylindrigen Schnellzuglokomotive so lange allmählich tropfenweise verringern, bis ein Trockenlaufen der Teile eintrat, was sich durch ein knurrendes Geräusch bemerklich macht. Dies geschah bei einem Verbrauch von

3 Tropfen für jeden Hochdruckzylinder und

2 Tropfen für jeden Niederdruckzylinder für 1 Minute.

Bei 4, bzw. 2 bis 3 Tropfen fand kein Trockenlaufen mehr statt; es genügte daher für diese, das meiste Öl verbrauchenden Lokomotivbauarten 14 Tropfen i. d. M., also 7 Tropfen für eine zweizylindrige Verbundlokomotive.

Die Tropfen des Sichtölers hatten einen Durchmesser von 6,8 mm, also einen Rauminhalt von  $\frac{\pi \cdot 6,8^3}{6} = 165 \text{ kbmm}$ , und ein Gewicht von 0,135 g, so daß auf 1 g 7,4 Tropfen und für Kolben und Schieber auf 1 Stunde  $14 \cdot 0,135 \cdot 60 = 113 \text{ g}$  kommen.

Nach früheren Feststellungen war der gegebene Verbrauchssatz für ein Lokomotivkilometer im ganzen 22 g, wovon bei der damals bestandenen Ölprämie 35% erspart wurden, so daß der wirkliche Ölverbrauch  $0,65 \cdot 22 = 14,3 \text{ g/km}$  war, oder bei durchschnittlich 50 km/st Geschwindigkeit  $= 50 \cdot 14,3 = 715 \text{ g/st}$ .

#### Spurkranzreibung.

Es hat sich im praktischen Lokomotivdienst herausgestellt, daß die Seitenreibung der Spurkränze an den Schienen durch Einfettung der Hohlkehlen ganz erheblich vermindert werden kann. Nach Beobachtungen des Verfassers wird diese Reibung und hiermit auch die Dauer des ursprünglichen Profils in der Hohlkehle um 50% verlängert, was auch mit anderen Beobachtungen ziemlich übereinstimmt, nach denen auf 1 mm Abnutzung mit Schmierung 1987 km und ohne dieselbe nur 1350 km kommen.

#### 6. Die Geschwindigkeit.

Man war lange Zeit der Ansicht, daß die gegenseitige Geschwindigkeit der reibenden Flächen auf den Reibungswiderstand keinen Einfluß hätte. Ausreichende Versuche liegen auch jetzt noch nicht vor, und die Ermittlungen der Bremsreibung von G a l t o n genügen zu dem vorliegenden Zweck auch nicht. Man darf sich die reibenden Flächen bei starker Vergrößerung nicht als rein mathematische Ebenen, Zylinder oder Kegel vorstellen, sondern sie werden doch mit mehr oder weniger starken Unebenheiten behaftet sein. Hat nun der Lagerdruck in der Ruhe, oder bei geringer Geschwindigkeit eine gewisse Größe  $P$  und befindet sich der den Druck übertragende Körper nicht in unwandelbar fester Lage, sondern kann er der Kraft entgegenfedern, so ist es möglich, daß der Reibungsdruck sich durch die Unebenheiten der Reibungsflächen stellenweise vermindert, indem die Massenkräfte und federnden Spannungen des aufgelagerten Körpers in ihrem periodischen Spiel an eine gewisse Zeit gebunden sind und die Reibungswiderstände in derselben verringern. Es ist daher erklärlich, daß die Versuche öfters und namentlich bei den Bremsen der Eisenbahnzüge eine Abnahme der Reibung bei großen Geschwindigkeiten nachweisen. Bei der Lagerreibung ist diese Vorbedingung nur in einem geringen Grade erfüllt, so daß bei einer fünfmal kleineren Geschwindigkeit nach neueren Versuchen sogar das Umgekehrte eintritt. Die Reibung hat sich besonders bei geschlossenen, unter starkem Druck stehenden Lagern unzweifelhaft als von der Geschwindigkeit abhängig herausgestellt, mit der sie aber, wenn auch in geringem Grade, stärker wird.



## 7. Die Temperatur.

Nach diesen Versuchen wird der Reibungswiderstand mit zunehmender Erwärmung kleiner.

## 8. Die Ölschichtdicke und der Lagerspielraum.

Die Reibung nimmt ab, wenn bei genügender Ölzufuhr der Ablauf durch eine größere Weite der Reibungsfuge befördert wird.

## 9. Der Reibungskoeffizient.

Nach diesen Betrachtungen ist zu erkennen, daß es schwierig sein wird, für jeden Fall den richtigen Reibungskoeffizienten zu bestimmen. Die Reibung zwischen Rad und Schiene liegt nach eigenen Erfahrungen des Verfassers zwischen  $\frac{1}{10}$  (bei Gebirgsbahnen im Morgentau, wenn die Schienen bei feinem Nebel schlüpfrig geworden sind) und  $\frac{1}{4}$  (bei trockner, staubiger Witterung). Bei Lagern ist im trocknen Zustande der Koeffizient  $\mu = \frac{1}{5}$ , bei guter Schmierung  $\frac{1}{100}$  und noch geringer. Nach den in Frankreich angestellten Versuchen ist der Koeffizient der Achslagerreibung bei der Ölschmierung 0,018 und bei der Talgschmierung 0,032, also bei dieser fast noch einmal so groß. K i r c h w e g e r fand  $\frac{1}{100}$ . Für praktische Zwecke dürfte im allgemeinen  $\mu = 0,01$  und für die gegen Staub wenig geschützten Lager bis zu 0,05 anzunehmen sein, mit der Berücksichtigung, daß dieser letzte Wert beim besten Material, genauester Herstellung und sorgfältigster Behandlung vielleicht noch bis auf die Hälfte verringert werden kann. Nach den Versuchen von L a s c h e, Z. Ver. deutsch. Ing. 1902, und H e i m a n n, ebenda 1905, ist  $\mu = \frac{2}{pt}$

wenn  $p$  den spezifischen Lagerdruck und  
 $t$  die Temperatur bezeichnet,

$$\text{bzw.} = \frac{a\lambda w}{pt\delta}, \text{ in welcher Formel}$$

$a$  eine Konstante,

$\lambda$  die Viskositätskonstante,

$w$  die Geschwindigkeit und

$\delta$  den Lagerspielraum bezeichnet, und zwar für

$p$  zwischen den Grenzen 1 und 15 kg/qcm,

$t$  „ „ „ 30 und 100° C und

$w$  „ „ „ 1 und 20 m/sek.

Der Reibungskoeffizient der Stahlzapfen von 110 bis 260 mm Stärke und 240 bis 110 mm Länge ist bei Weißmetallagerschalen für

$w = 10$  m/sek Geschwindigkeit,

$t = 50^\circ$  C Temperatur,

$p = 1$  bis 15 kg/qcm Druck

gleich 0,05 bis 0,003. Bei Lokomotiven steigt die Geschwindigkeit  $w$  etwa bis 4 m/sek;  $p$  ist etwa 20 bis 50 kg/qcm und  $t$  kann etwa 30° C gesetzt werden.

Hiernach würde der Reibungskoeffizient für Lokomotivachslager  $= \frac{2}{20 \cdot 30} = \frac{1}{300}$  sein. Dies mag auch für besonders sorgfältig angestellte Versuche und unter Erfüllung der erwähnten Bedingungen richtig sein; für gewöhnliche Betriebsverhältnisse aber dürfte dieser Wert zu niedrig erscheinen.

Nunmehr soll auf Grund der vorstehenden Betrachtungen der innere Reibungswiderstand einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Verbund-Personenzug-Lokomotive,

mit der der Verfasser auch Versuche angestellt hat, als Beispiel, und zwar zunächst durch Rechnung ermittelt werden. Es soll dabei versucht werden, die einzelnen Lokomotivwiderstände zu trennen und zuerst die Reibung

der Achs- und Stangenlager,  
 der Schleifbacken,  
 der Gradführungen,  
 der Stopfbüchsen,  
 der Federstützen,  
 der Ausgleichhebel usw.

gesondert darzustellen, während der durch die Luftsaugewirkung der Kolben entsprechende Widerstand, sowie die Kolben- und Schieberreibung und der Widerstand der Gewerkebolzen bei der im Dampf arbeitenden Lokomotive, später zu behandeln sind.

### a) Die Lokomotive.

#### 1. Die Achslagerreibung.

Die Reibung der Achsschenkel. Die Laufachsen.

**Achslagerreibung.** Der Schienendruck der Satzachsen ist  $G = 10,5 \text{ t}$ ; daher der Druck auf jedes der beiden Lager  $P = \frac{10,5 - 1,25}{2} \text{ t} = 4625 \text{ kg}$ . Der Durchmesser der Achsschenkel ist  $d = 140 \text{ mm}$  und daher der spezifische Lagerdruck bei der Lagerlänge von  $l = 200 \text{ mm}$

$$p = \frac{4625}{14 \cdot 20} = 16,5 \text{ kg/qcm.}$$

Die Reibungsarbeit für eine Achsendrehung ist  $A' = 4 \cdot \mu \cdot P \cdot \pi d$  für alle vier Lager der beiden Laufachsen. Der Reibungskoeffizient  $\mu$  soll für  $v = 0$ ,  $= 0,01$  gesetzt werden; dann ist

$$A' = 4 \cdot 0,01 \cdot 4625 \cdot \pi \cdot 0,14 = 81 \text{ kgm/Umdrehung}$$

und 
$$A = \frac{A' \cdot D}{D'} = \frac{A' \cdot 1,73}{1,00} = 140 \text{ kgm}$$

für eine Umdrehung der Treibachsen.

Dies gilt für eine ganz geringe Geschwindigkeit, nachdem die Ingangsetzung des Zuges eingeleitet ist. Vorbehaltlich einer Nachprüfung durch später zu beschreibende Versuche soll vorläufig für die Zuggeschwindigkeiten

$$v = 35 \text{ bzw. } 90 \text{ km/st,}$$

als Mindestwerte 
$$\mu = 0,02 \text{ bzw. } 0,035$$

gesetzt werden, so daß hierfür sein würden  $A = 280$  bzw.  $490 \text{ kgm}$ .

#### Die Treib- und Kuppelachsen.

Der Schienendruck der Achsen ist

$$G = 14,5 \text{ t,}$$

daher der Lagerdruck 
$$P = \frac{14,5 - 2,5}{2} \text{ t} = 6000 \text{ kg,}$$

$$d = 180 \text{ mm und } l = 180 \text{ mm,}$$

also der spezifische Flächendruck

$$p = \frac{6000}{18 \cdot 18} = 18,5 \text{ kg/qcm.}$$



Die Reibungsarbeit ist sonach

$$A = 4 \cdot \mu P \cdot \pi d = 4 \cdot 0,01 \cdot 6000 \cdot \pi \cdot 0,18 = 136 \text{ kgm/Umdrehung.}$$

Für  $v = 35$  bzw.  $90$  km ist diese Ziffer 2 bzw. 3,5 mal so groß, also  $= 272$  bzw.  $476$  kgm.

### Die Trägheitskräfte.

Außer der unmittelbaren Belastung der Lager durch die Schwerkraft üben auch noch die Triebwerksmassen beim Leerlauf der Lokomotive eine Wirkung aus. Diese in etwa wagerechter Richtung einwirkenden Kräfte sind für eine Masse  $m$  bei einer Winkelgeschwindigkeit der Treibachsen  $\omega$  in ihrer größten Stärke in den toten Punkten der Kurbel  $K = k \cdot m r \omega^2$ ; denn sie zerlegen sich in eine gleichgroße Kraft an der Achse selbst und ein Moment um dieselbe.

Bei der fraglichen Lokomotive sind die hin und her gehenden Triebwerksmassen

|                           | für den Hochdruck | den Niederdruck |
|---------------------------|-------------------|-----------------|
| der Kolben                | 123               | 180             |
| der Kreuzkopf             | 74                | 74              |
| die Kurbelstange (Anteil) | 54                | 54              |
|                           | 251               | 301 kg          |

Wir haben ferner gesehen, daß diese Kräfte den unveränderlichen Faktor  $\pm m r \omega^2$  haben, der je nach der Kolbenstellung mit einem gewissen Koeffizienten  $k$  zu multiplizieren ist. Wird hier von dem Einfluß der Kurbelstangenlänge abgesehen, so sind die größten (End-)Werte dieser Kräfte  $= \pm m r \omega^2$ , und da diese Kraftwirkungen unter dieser Annahme an beiden Enden des Kolbenlaufs symmetrisch sind, so ergibt sich eine mittlere Kraft für den Kolbenhub von etwa  $\frac{1}{2} \cdot m r \omega^2$ .

Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  ist  $= n \cdot 2 \pi$ , die Umdrehungszahl

$$n = \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D} = \frac{v}{3,6 \cdot \pi D} = \frac{v}{3,6 \cdot \pi \cdot 1,73} = \frac{v}{19,6},$$

|          |              |      |       |
|----------|--------------|------|-------|
| also für | $v = 0$      | 35   | 90 km |
| ist      | $n = 0$      | 1,8  | 4,6,  |
|          | $\omega = 0$ | 11,3 | 28,9; |

daher sind die im Kreuzkopf vereinigt gedachten Kräfte

$$K = \frac{1}{2} \cdot \frac{251}{g} \cdot 0,3 \cdot \omega^2 = 3,8 \cdot \omega^2$$

und 
$$K' = \frac{1}{2} \cdot \frac{301}{g} \cdot 0,3 \cdot \omega^2 = 4,6 \cdot \omega^2;$$

|      |          |     |         |
|------|----------|-----|---------|
| also | $K = 0$  | 485 | 3174 kg |
|      | $K' = 0$ | 587 | 3842 „  |

Für beide Lokomotivseiten ist dann

$$A = \mu (K + K') \pi d = \mu (K + K') \pi \cdot 0,18.$$

Für  $v = 0$  ist  $K + K' = 0$ , für  $v = 35$  ist  $A = 0,02 \cdot 1072 \cdot 0,566 = 12$  und für  $v = 90$  ist  $A = 0,035 \cdot 7016 \cdot 0,566 = 139$  kgm.

## 2. Die Stopfbuchsen.

**Dampfkolben.** Die Reibung der Kolbenstangen in ihren Stopfbuchsen kann, wenn diese zum Nachziehen eingerichtet sind, sehr groß werden. Bei neueren Metallstopfbuchsen<sup>1)</sup>, bei denen das Futter nicht zugleich die Führung der Stange, sondern

<sup>1)</sup> E. T. I. Aufl. S. 2.

nur das Dichten zu besorgen hat und daher nur leicht angedrückt zu werden braucht, ist sie ziemlich gering. Der Zustand der Stange läßt die Größe der Reibung leicht beurteilen.

Wird eine Stopfbuchse mit der Kraft  $P_1 = 60$  kg angezogen, so ist die spezifische Pressung in der Packung

$$p = \frac{P_1}{\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2)};$$

die Abmessungen der Kolbenstopfbuchsen sind

|       | vorn | hinten |
|-------|------|--------|
| $d$   | 50   | 75 mm  |
| $d_1$ | 120  | 120 „  |

daher

$$p = \frac{60}{\frac{\pi}{4} \cdot (12^2 - 5^2)} = 0,7 \text{ bzw. } \frac{60}{\frac{\pi}{4} \cdot (12^2 - 7,5^2)} = 0,9 \text{ kg/qcm.}$$

Ist ferner die Länge der Packung  $l = 110$  mm; der innere Druck der Packung gegen die Dichtfläche  $\pi d l$  ist daher  $P = p \cdot \pi d \cdot l = 0,7 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 11 = 121$  (vorn), bzw.  $0,9 \cdot \pi \cdot 7,5 \cdot 11 = 233$  kg (hinten).

Der Weg der Reibung während einer Umdrehung ist  $2 \cdot 0,6 = 1,2$  m; also die Reibungsarbeit  $A = 2 \cdot \mu \cdot (P + P') \cdot 2h$  und für  $\mu = 0,05$ ,  $= 2 \cdot 0,05 \cdot (121 + 233) \cdot 1,2 = 42$  kgm.

**Dampfschieber.**

| Durchmesser | vorn    | hinten |
|-------------|---------|--------|
| $d$         | 40      | 50 mm  |
| $d_1$       | 100     | 100 „  |
| $l$         | 100 mm. |        |

Die Reibungswege sind verschieden, z. B. für die Zuggeschwindigkeiten

|             |            |           |
|-------------|------------|-----------|
| $v = 0$     | 35         | 90 km/st  |
| Hochdruck   | $s = 125$  | 100 80 mm |
| Niederdruck | $s' = 160$ | 120 100 „ |

$$A = \mu (P + P_1) (s + s')$$

$$P = p \cdot \pi d l = 0,7 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 10 = 88 \text{ kg (vorn),}$$

$$P_1 = p_1 \pi d l = 0,9 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 10 = 141 \text{ kg (hinten),}$$

$$A = 0,05 \cdot (88 + 141) (s + s')$$

$$= 11,45 (0,125 + 0,160) = 3,3 \text{ kgm}$$

bzw.  $11,45 (0,100 + 0,120) = 2,5$  „

bzw.  $11,45 (0,080 + 0,100) = 2,1$  „

Auch auf das Verpackungsmaterial der Stopfbuchsen ist die größte Sorgfalt zu verwenden, und besonders beim Heißdampf sind Kompositionen unentbehrlich, die eine Wärmestufe von  $400^{\circ}$  aushalten.

### 3. Die Gradführungen.

Bezeichnet  $K$  den effektiven Kolbendruck und  $\psi$  den Winkel der Pleuellstange gegen die Zylinderachse, so liegt der Gleisendruck  $P$  zwischen den Grenzen 0 und  $K \operatorname{tg} \psi$  und soll hier im Durchschnitt  $= \frac{1}{2} \cdot K \operatorname{tg} \psi$  gesetzt werden.

Beim Leerlauf der Lokomotive ohne Dampf wirken am Pleuellkopf nur die Massenkräfte. Im vorigen Abschnitt haben wir gesehen, daß die gradlinig bewegten Pleuellmassen eine Kraft äußern, die während eines Pleuellhubs zunächst



im negativen Sinne, d. h. die Bewegung hindernd und dann hinter dem Kraftumkehrpunkte treibend einwirken. Es werden daher auch die Kurbelstangen und ihre Zapfen Kräften ausgesetzt sein, die eine gewisse Reibungsarbeit zur Folge haben und im Kraftumkehrpunkte die Richtung wechseln.

Die Länge der Kurbelstange  $l$  sei = 2500 mm, also das Verhältnis

$$\lambda = \operatorname{tg} \psi'_{\max} = \frac{r}{l} \text{ etwa } = \frac{1}{8}$$

und daher der Gradführungsdruck

$$P = \frac{1}{2} \cdot \frac{K}{8} = \frac{1}{16} K$$

und  $A = \mu \cdot (P + P') 2h = 0,05 \cdot 2 \cdot 0,6 \cdot (P + P') = 0,06 \cdot \frac{1072}{16} = 4$

und  $0,06 \cdot \frac{7016}{16} = 26 \text{ kgm.}$

#### 4. Die Stangenlager.

Die Kurbelstangenlager. Die vorderen Lager.

Ist  $K$  der Kolbendruck,  $d$  die Stärke des Kreuzkopfbolzens = 85 mm, so ist  $A = \mu (K + K') k \cdot \pi d$ , wenn  $k$  das Verhältnis des Reibungsweges zum Zapfenumfang, also die Drehung der Kurbelstange bezeichnet, etwa =  $\frac{1}{26}$ .

Hiernach ist

$$A = \mu (K + K') \frac{\pi \cdot 0,085}{26} = 0,05 \cdot \frac{0,267}{26} (K + K') = \frac{1072}{1948} = 0,6$$

bzw.  $= \frac{7016}{1948} = 3,6 \text{ kgm.}$

Die hinteren Kurbelstangenlager.

$$A = \mu (K + K') \pi d = 0,05 (K + K') \cdot \pi \cdot 0,11 = \frac{K + K'}{58} = 18,5 \text{ bzw. } 121 \text{ kgm.}$$

Während der Dampfarbeit gleichen sich diese Trägheitskräfte mit der bewegenden Dampfkraft vor und hinter dem Kraftumkehrpunkte teilweise aus, aber bei der Leerfahrt der Lokomotive ohne Dampf konnten sie nicht übergangen werden.

#### 5. Die übrigen Reibungswiderstände.

Die Federstifte in ihren Führungen, die Bolzen der Ausgleichhebel usw. entwickeln eine Reibungsarbeit, die mit 5 kgm für jede Treibachsumdrehung in Rechnung gestellt werden soll.

##### b) Der Tender.

###### 1. Die Achslager.

Der Schienenachsdruck ist  $G = 10 \text{ t}$ ; also der Lagerdruck  $P = \frac{10 - 1,25}{2} \text{ t} = 4375 \text{ kg}$ . Der Durchmesser der Achsschenkel  $d = 115 \text{ mm}$ , die Länge  $l = 200 \text{ mm}$ ; daher der spezifische Lagerdruck  $p = \frac{4375}{11,5 \cdot 20} = 19 \text{ kg/qcm}$ .

Die Reibungsarbeit für eine Umdrehung der drei Tenderachsen

$$A' = 6 \cdot \mu P \pi d = 9476 \cdot \mu$$

und für eine Treibachsumdrehung

$$A = \frac{A' \cdot D}{D'} = \frac{A' \cdot 1,73}{1,00} = 1,73 \cdot A' = 16393 \cdot \mu,$$

|     |           |     |          |
|-----|-----------|-----|----------|
| für | $v = 0$   | 35  | 90       |
|     | $A = 164$ | 328 | 574 kgm. |

Hiernach kann der gesamte innere Reibungswiderstand der Lokomotive mit Tender für die drei angegebenen Geschwindigkeiten ermittelt und zusammengestellt werden. Dies ist in der Zahlentafel 15 geschehen. Die einzelnen Werte der Reibungsarbeiten sind in derselben mit  $A_r$  bezeichnet, die Widerstände auf den Umfang der Treibräder also auf die Wegeinheit, bezogen mit

$$W_r = \frac{A_r}{\pi D} = \frac{A_r}{\pi \cdot 1,73} = \frac{A_r}{5,435} \text{ kg}$$

und die spezifischen Widerstände für 1 t der Gesamtlast mit  $w_r$ . Das Dienstgewicht der Lokomotive war 50, das des Tenders 30 t, also der ganzen Lokomotive  $G_1 = 80$  t. Der spezifische Widerstand der gesamten inneren Reibung ist daher für die drei Geschwindigkeiten

|                |             |     |           |
|----------------|-------------|-----|-----------|
|                | $v = 0$     | 35  | 90 km/st  |
| der Lokomotive | $w = 1,2$   | 2,3 | 4,8       |
| der Tender     | $w = 1,0$   | 2,0 | 3,5       |
| im ganzen      | $w_r = 1,1$ | 2,2 | 4,3 kg/t. |

#### Zahlentafel 15.

Eigenwiderstand der Lokomotiven als Fahrzeug.

$\frac{2}{4}$ gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Personenzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

#### I. Die Lokomotive.

| Laufende<br>Nr. | Gegenstand                                  | Zuggeschwindigkeit $v =$ |      |          |
|-----------------|---|--------------------------|------|----------|
|                 |   | 0                        | 35   | 90 km/st |
|                 |   | Reibungsarbeiten in kgm  |      |          |
| 1               | 4 Laufachslager . . . . .                   | 140                      | 280  | 490      |
| 2               | 4 Treibachslager. Belastung . . . . .       | 136                      | 272  | 476      |
|                 | 4 Treibachslager. Trägheitskräfte . . . . . | —                        | 12   | 139      |
| 3               | 4 Kolbenstopfbuchsen . . . . .              | 42                       | 42   | 42       |
| 4               | 4 Schieberstopfbuchsen . . . . .            | 3,3                      | 2,5  | 2,1      |
| 5               | 2 Gradführungen . . . . .                   | —                        | 4    | 26       |
| 6               | 2 vordere Kurbelstangenlager . . . . .      | —                        | 0,6  | 4        |
| 7               | 2 hintere Kurbelstangenlager . . . . .      | —                        | 18,5 | 121      |
| 8               | Die übrigen Widerstände . . . . .           | 5                        | 5    | 5        |
|                 | $A_r$                                       | 326                      | 637  | 1305     |
|                 | $W_r$                                       | 60                       | 117  | 240      |
|                 | $w_r$                                       | 1,2                      | 2,3  | 4,8      |

#### II. Der Tender.

|                       |       |     |     |     |
|-----------------------|-------|-----|-----|-----|
| 6 Achslager . . . . . | $A_r$ | 164 | 328 | 574 |
|                       | $W_r$ | 30  | 60  | 106 |
|                       | $w_r$ | 1,0 | 2,0 | 3,5 |

#### Lokomotive mit Tender.

|       |     |       |      |
|-------|-----|-------|------|
| $A_r$ | 490 | 965   | 1879 |
| $W_r$ | 90  | 178   | 346  |
| $w_r$ | 1,1 | 2,225 | 4,3  |



## b) Die Luftsaugwirkung in den Dampfzylindern.

Beim Leerlauf einer Lokomotive ohne Dampf vollzieht sich in den Zylindern eine Pumparbeit, die sich als ein weiterer innerer Widerstand äußert. Vom hinteren toten Punkte des Hochdruckkolbens einer Verbundlokomotive ausgehend saugt dieser Kolben beim Vorwärtsgang zunächst die Luft, bzw. das Dampfgemenge aus dem Raum zwischen dem Regulator und dem Kolben, wodurch eine Verdünnung bewirkt wird, die zunächst bis zum Abschluß des Schiebers, etwa bei 80% des Kolbenwegs dauert, worauf eine noch stärkere Ausdehnung in den jetzt abgeschlossenen Räumen zwischen Schieber und Kolben eintritt. Hierauf folgt während der Vorausströmung ein Ausgleich mit dem Gasgemisch im Verbinder und Niederdruckzylinder, der beim Kolbenrückgang fortgesetzt und allmählich in eine Kompression übergeht, die sich bis zum toten Punkte steigert. Zwischen den beiden Kolben und im Verbinder wechseln Druckverstärkungen und Verminderungen miteinander ab, und in den zeitweise abgeschlossenen Räumen der Zylinder treten Expansionen und Kompressionen ein. Vor dem Niederdruckkolben besteht zum größten Teil ein Ausgleich mit dem atmosphärischen Druck.

Rechnet man nun diese Druckwirkungen einzeln durch, so ergibt sich, zunächst ohne Berücksichtigung der Kolbengeschwindigkeiten, ein effektiver Gegendruck im Hochdruckzylinder von durchschnittlich  $p = 0,45 \text{ kg/qcm}$ , während sich die Wirkungen am Niederdruckzylinder im ganzen fast aufheben, so daß die Widerstandsarbeit bei einer Treibachsumdrehung

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p \cdot 2h,$$

der auf den Treibradumfang bezogene Widerstand selbst

$$W = \frac{A}{\pi D} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{p \cdot 2h}{\pi D}$$

und der spezifische Widerstand

$$w = \frac{W}{G_1} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{p \cdot 2h}{\pi D \cdot G_1} = 100^2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,46^2}{4} \cdot \frac{0,45 \cdot 2 \cdot 0,6}{\pi \cdot 1,73 \cdot 80} = 2,1 \text{ kg/t ist.}$$

Diese Berechnung, bei der der Einfluß der Geschwindigkeit unberücksichtigt geblieben ist, stimmt auch annähernd mit den besonders zu diesem Zweck aufgenommenen Indikatordiagrammen überein.

## II. Die äußeren Widerstände der Lokomotive.

### a) Der Bahnwiderstand.

#### 1. Die rollende Reibung.

Die als äußere zu betrachtenden, an der Lokomotive wirkenden Hindernisse gegen ihre Fortbewegung sind die Bahnwiderstände (rollende Reibung und Kurvenwiderstand) und der Luftwiderstand. Die rollende Reibung tritt bei einem Eisenbahnfahrzeug am Umfange der Räder dadurch auf, daß sich diese und mehr noch die Schienen unter der Last der Raddrucke durchbiegen, sich also nicht in einem mathematischen Punkte berühren, sondern ein fortwährendes Kippen um einen Punkt  $B$ , der vor

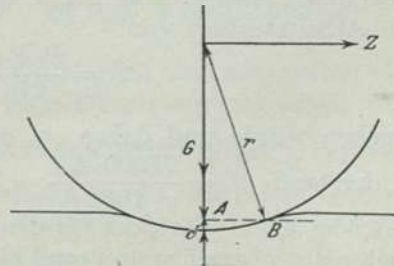


Fig. 164. Rollende Reibung.



dem Stützpunkt  $A$  liegt, Fig. 164. Dieser Zustand erzeugt einen Widerstand gegen die Fortbewegung, erfordert also zu ihrer Überwindung eine Zugkraft  $Z = \varphi \cdot G$  mit einem Kraftmoment von annähernd  $Z \cdot r$ , während das Lastmoment ebenfalls annähernd  $G \cdot AB = G \cdot \sqrt{2r\delta}$  zu überwinden ist, wenn  $\delta$  die Durchbiegung gegen den Punkt  $B$  bezeichnet.

Hieraus folgt für den Gleichgewichtszustand

$$Zr = G\sqrt{2r\delta} \quad \text{oder} \quad Z = \frac{G\sqrt{2r\delta}}{r} = G\sqrt{\frac{2\delta}{r}}.$$

Kann nun der Wert von  $\delta$  als eine vom Material und der Bauart abhängige Konstante betrachtet werden, so ist  $Z = \varphi \cdot G = \frac{kG}{\sqrt{r}}$ , oder der Koeffizient der rollenden Reibung  $\varphi = \frac{k}{\sqrt{r}}$ .

Es hat sich nun durch Versuche herausgestellt, daß der Wert  $k$  bei Eisenbahnwagenrädern von 1 m Durchmesser mindestens 0,0006 beträgt und daher

$$\varphi = \frac{0,0006}{\sqrt{0,5}} = 0,00085$$

und für einen beliebigen anderen Radhalbmesser  $= 0,00085 \sqrt{\frac{0,5}{r}}$ , z. B. für die Treibräder der Personenzuglokomotiven mit dem Durchmesser  $D = 1,73$  m

$$= 0,00085 \cdot \sqrt{\frac{0,5}{0,865}} = \frac{0,00085}{\sqrt{1,73}} = 0,00065$$

und für die ganze Lokomotive mit Tender

$$= \frac{2 \cdot 10,5 \cdot 0,85 + 2 \cdot 14,5 \cdot 0,65 + 30 \cdot 0,85}{50 + 30} = \frac{(21 + 30) 0,85 + 29 \cdot 0,65}{80} = 0,78 \text{ kg/t.}$$

Einige Beobachter behaupten, daß die rollende Reibung nichts weiter sei, als eine gewöhnliche gleitende in der durch Zusammenpressen der Unterlage entstehenden Fläche; allein das Einfetten dieser Flächen hat keine wesentliche Verminderung ergeben, was doch unter dieser Voraussetzung zu erwarten wäre und auch der Verfasser hat nicht feststellen können, daß sich der Weg der vollkommen rollenden Bewegung dadurch merkbar verkürzt.

Nach M. M. v. Weber, der, allerdings nunmehr vor längerer Zeit, also nicht mit dem gegenwärtig stärkeren Oberbau eingehende Versuche angestellt hat, ist der Widerstand der rollenden Reibung gleich der Kraftäußerung bei der Überwindung des elastischen Niederganges des Oberbaus, also des Erdreichs, der Schwellen und der Schienen infolge ihrer Durchbiegung. Er fand diese drei Werte  $= 1,3, 1,3$  und  $3,2$  mm, im ganzen also  $5,8$  mm. Wird nun die erste Ziffer, als nicht ganz einwandfrei, fortgelassen, so bleiben doch noch  $4,5$  mm übrig, aus denen sich bei einem Lokomotivgewicht von  $27,5$  t und einer Zuggeschwindigkeit von  $v = 37,5$  km/st ein Arbeitsverlust von

$$A = \frac{P \cdot \delta \cdot v}{270} = \frac{27500 \cdot 4,5 \cdot 37,5}{270 \cdot 1000} = 17 \text{ PS}$$

ergeben würde und daher ein durch die Unebenheiten der Bahn hervorgerufener Widerstand  $W = \frac{27500 \cdot 4,5}{1000} = 124$  kg und ein spezifischer Widerstand  $w = \frac{124}{27,5} = 4,5$  kg/t; ein Wert, der für die jetzigen Verhältnisse viel zu groß ist. Indessen darf doch nicht übersehen und muß hiernach beurteilt werden, daß der Widerstand mit abnehmender Stärke des Oberbaus tatsächlich viel größer wird. Er wächst immer mit



der Schienendurchbiegung, die dem Ausdruck  $\frac{Pl^3}{EJ}$  proportional ist, also im besondern der Belastung  $P$ , der dritten Potenz der Schwellenentfernung und umgekehrt mit dem Elastizitätsmodul  $E$  des Materials und dem Trägheitsmoment  $J$  des Schienenprofils. Es ist bekannt, daß dieses Trägheitsmoment fast quadratisch mit dem Profil, bzw. dem Gewicht der Schienen für den laufenden Meter wächst, so daß sich ein erheblicher Nachteil für den wirtschaftlichen Betrieb einer Bahn ergibt, wenn für sie alte, abgenutzte und zu schwache Schienen Verwendung finden, und auch durch schlechte Gleislage kann der Zugwiderstand um 20% gesteigert werden.

## 2. Der Kurvenwiderstand.

Die Fortbewegung eines Eisenbahnfahrzeugs geschieht nicht einmal auf grader Bahn durch vollkommenes Rollen der Räder auf den Schienen, da die störenden Bewegungen der Lokomotiven und der unvermeidlichen Unebenheiten der Bahn diese und überhaupt jedes Fahrzeug in eine schlängelnde Bewegung versetzen, die nicht ohne gleitende Reibung stattfinden kann. Eine solche Ablenkung von der graden Richtung erfolgt aber regelmäßig in den Bahnkrümmungen in verstärktem Maße, so daß der hiermit verbundene Bahnwiderstand sich erhöht. Wir wollen versuchen, die Größe dieses Widerstands annähernd in einfachster Weise von der Bewegung eines zweiachsigen Fahrzeugs abzuleiten.

Sind  $A, B, C, D$  die vier Stützpunkte eines solchen Fahrzeugs, Fig. 165,  $AB$  die führende Achse und  $A$  der Berührungspunkt derselben mit der äußeren Schiene, so erfolgt die Ablenkung des Fahrzeugs in diesem Punkte. Ist  $O$  der Mittelpunkt der Bahnkrümmung,  $R$  der Halbmesser und schreitet das Fahrzeug von  $M$  bis  $M' = R\varphi$  vorwärts, so kommt das Viereck  $ABCD$  in die Lage  $A'B'C'D'$ . Diese Bewegung setzt sich zusammen aus einer fortschreitenden und einer Drehung. Die erste erfolgt auf dem Wege  $MM' = R\varphi$  in vollkommenem Rollen der Räder; die Drehung ist aber mit einer gleitenden Bewegung derselben auf den Schienen verbunden, und es handelt sich nun darum, diesen Reibungswiderstand zu bestimmen. Der Drehung des Fahrzeugs um den Winkel  $\varphi$  entspricht eine gleitende Bewegung der vier Stützpunkte um das Maß  $\frac{a}{2}\varphi$ , wenn  $a$  den Radstand bezeichnet. Hierbei haben aber die einzelnen Räder, außer der fortschreitenden, rollenden Bewegung  $KG = MM'$  noch gewisse Strecken in der Bewegungsrichtung vorwärts und rückwärts gleitend zurückzulegen, wenn von der Konizität der Radreifen und dem selten richtigen Verhältnis ihrer Laufkreisdurchmesser zur Bahnkrümmung abgesehen wird.

Dieser Weg kann im Mittel für alle vier Stützpunkte annähernd gleich  $\frac{s}{2}\varphi$  gesetzt werden, wenn  $s$  die Spurweite bezeichnet. Diese Berechnung ist, wie schon bemerkt, nur eine annähernde, eine genaue Untersuchung würde die Bestimmung des wirklichen Drehpunkts auf Grund der in den Berührungspunkten zwischen Rad und Schienen bestehenden Drucke und daselbst auftretenden ungleichen Reibungs-

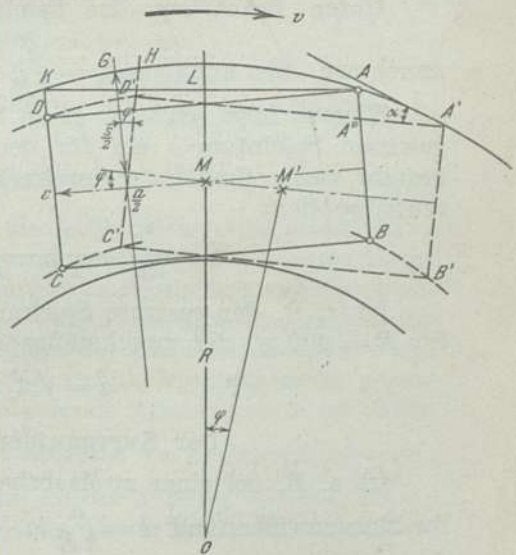


Fig. 165. Kurvenwiderstand.

widerstände einzugehen haben, was aber zu sehr verwickelten Formeln führt, die dennoch infolge der unbekanntenen Zustände keinen großen Anspruch auf Genauigkeit machen können. Der vorliegende Gegenstand gehört zu den zahlreichen an der Lokomotive vorkommenden Berechnungen, wie z. B. die der Dampfbildung, der Dampfstrahlpumpen, der Exhaustoren, der Steuerungen, der schädlichen Bewegungen usw., durch deren exakte Behandlung sich einer seinen mathematischen Heißhunger stillen könnte. Die gesamte Reibungsarbeit ohne die der rollenden Reibung auf dem Wege  $R\varphi$  ist also, wenn  $G$  das Gewicht des Fahrzeugs und  $\mu$  den Reibungskoeffizient bezeichnet

$$= \mu G \left( \frac{a}{2} + \frac{s}{2} \right) \varphi = w \cdot G \cdot R \varphi$$

und daher der spezifische Kurvenwiderstand

$$w = \mu \frac{a + s}{2R}.$$

Der erste, der gleitenden Reibung senkrecht zur Bahn entsprechende Summand  $\mu G \cdot \frac{a}{2} \varphi$  ist also proportional dem Radstande, bzw.  $AA''$  proportional dem Anschneidwinkel  $\alpha$ , dessen Sinus, ohne Berücksichtigung des seitlichen Spielraums  $\sigma$  der Achsen zwischen den Schienen  $= \frac{AL}{R} = \frac{a}{2R}$  ist. Hieraus ergibt sich auch

$$w = \mu \left( \sin \alpha + \frac{s}{2R} \right) \text{ kg/t.}$$

Unter Beachtung des Spielraums  $\sigma$  kann  $\alpha$  den Wert  $\arcsin \left( \frac{a}{2R} \right) + \frac{\sigma}{a}$  annehmen, oder annähernd  $= \frac{a}{2R} + \frac{\sigma}{a}$ .

Hieraus folgt, daß für einen bestimmten Krümmungshalbmesser  $R$  und einen gewissen Spielraum  $\sigma$  ein für den Kurvenwiderstand zweckmäßigster Radstand besteht, wenn nämlich der Anschneidwinkel  $\alpha$  am kleinsten wird, also der erste Differentialquotient

$$\frac{d\alpha}{da} = \frac{1}{2R} - \frac{\sigma}{a^2} = 0, \quad \text{oder} \quad a = \sqrt{2R\sigma}.$$

Ist z. B. der gesamte Spielraum der Spurkränze im Gleise  $\sigma = 15$  mm, so ist für  $R = 500$  m, der zweckmäßigste Radstand

$$a = \sqrt{2 \cdot 500 \cdot 0,015} = 3,87 \text{ m.}$$

#### Der Kurvenwiderstand zweiachsiger Fahrzeuge.

Ist z. B. bei einer zweiachsigen Lokomotive der Radstand  $a = 2,5$  m, so ist ihr Kurvenwiderstand  $w = \frac{\mu}{2R} (a + s) = \frac{\mu}{2R} (2,5 + 1,5) = \frac{2\mu}{R}$  und für  $R = 300$  m und

$$\mu = \frac{1}{4}, = \frac{2 \cdot 1000}{4 \cdot 300} = 1,7 \text{ kg/t.}$$

Für einen Wagen mit 5 m Radstand ist aber

$$w = \frac{\mu}{2R} (5 + 1,5) = 3,25 \frac{\mu}{R} = \frac{3,25 \cdot 1000}{4 \cdot 300} = 2,7 \text{ kg/t.}$$

Nach der R ö c k l'schen Formel ist dieser Widerstand

$$= \frac{650}{R - 55} = \frac{650}{300 - 55} = 2,65 \text{ kg/t.}$$



## Widerstand mehrachsiger Fahrzeuge.

Der Kurvenwiderstand einer mittleren Achse berechnet sich unter denselben vereinfachenden Annahmen ebenso wie bei den Endachsen. Ist  $\frac{a}{2}$  ihr Abstand von der Mitte  $M$  des Fahrzeugs, so ist ihr Widerstand  $w = \mu \frac{a+s}{2R}$  und wenn  $a=0$ , die Achse also in der Mitte steht, wie bei dreiachsigen Personenwagen, so ist  $w = \frac{\mu s}{2R}$  und daher für das ganze dreiachsige Fahrzeug bei gleichmäßiger Belastung

$$w = \frac{\mu}{2R} \left[ \frac{2}{3} (a+s) + \frac{1}{3} s \right] 1000 \text{ kg/t} = \frac{\mu}{2R} \left( \frac{2}{3} a + s \right) 1000.$$

Ist z. B. bei einer  $\frac{3}{8}$  gekuppelten Normal-Güterzuglokomotive der Halbmesser der Bahnkrümmung  $R = 300$  m, so ist

$$w = \frac{\mu \cdot 1000}{2 \cdot 300} \left[ \frac{2}{3} \cdot (3,4 + 1,5) + \frac{1}{3} (0,6 + 1,5) \right] = 6,7 \cdot \mu$$

und ist der Reibungskoeffizient bei trockenem, staubigem Wetter  $= \frac{1}{4}$ , so ist der Kurvenwiderstand  $w = \frac{6,7}{4} = 1,67$  kg/t und nach der R ö c k l s c h e n Formel, bei der der Radstand und die Achsenzahl des Fahrzeugs unbeachtet bleiben,

$$= \frac{650}{245} = 2,65 \text{ kg/t.}$$

Für eine  $\frac{4}{4}$  gekuppelte steifachsige Güterzuglokomotive ist

$$w = \frac{\mu}{2R} \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot 4,50 + \frac{1}{4} (1,30 + 1,40) + 1,5 \right] 1000 = \frac{4,43 \cdot 1000}{4 \cdot 2 \cdot 300} = 1,85 \text{ kg/t.}$$

## Kurvenbewegliche Fahrzeuge.

Eine kurvenbewegliche Laufachse, die sich also selbsttätig oder zwangläufig radial einstellt, hat keinen weiteren Kurvenwiderstand, und auch zweiachsige Drehgestelle lassen den ersten Summanden in der Reibungsformel, die sich auf die Querverschiebung bezieht, fallen, da die beiden Achsen außen anlaufen und daher nur das Schleifen längs der Bahn infolge des Unterschieds der zurückzulegenden Wege übrig bleibt, insoweit die Laufkreisdurchmesser der Bahnkrümmung nicht genau entsprechen. Für das in einem Drehgestell voranlaufende Achsensystem ist daher der Kurvenwiderstand höchstens  $= \frac{\mu}{2R} \cdot s$ , wobei indessen zu berücksichtigen ist, daß das vorausgesetzte Anlaufen der zweiten Achse an der äußeren Schiene um so sicherer erfolgt, je größer der Radstand des Drehgestells, also je größer der Hebelarm der bewegendenden Kraft ist.

Der Verfasser hat vielfach Versuche angestellt, den Kurvenwiderstand zu ermitteln, so z. B. mit einer  $\frac{4}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Zwilling-Güterzuglokomotive  $\frac{0,8 \cdot 0}{D}$ , und zwar in verschiedener Weise, auf die später zurückzukommen sein wird.

Den Erfolg der Kurvenbeweglichkeit hat die sächsische Staatsbahn festgestellt, wonach bei Radständen von etwa 3,6 m, 38 km Zuggeschwindigkeit in Bahnkrümmungen von 170 bis 350 m auf 50% der Streckenlänge, die Abnutzung z. B. der B i s s e l - Achse nur  $\frac{1}{3}$  von der der steifen Achsen betragen hat.

## b) Der Luftwiderstand.

Man hat hier den Widerstand der ruhenden und der bewegten Atmosphäre und bei der letzteren wieder den Kopf- und Seitenwind zu unterscheiden. Der normale Druck der bewegten Luft auf eine ruhende oder umgekehrt der ruhenden Luft auf eine bewegte Fläche wird allgemein durch einen Ausdruck von der Form  $av^2$  kg/qm dargestellt, wobei der Koeffizient  $a$  für  $v$  in m/sek = 0,1225 ist. Wenn die Fläche gegen die Wind- oder Bewegungsrichtung um den Winkel  $\alpha$  geneigt ist, so wird der Flächendruck =  $a \cdot v^2 \sin \alpha$ . Bezeichnet  $P$  die an einer Masse  $m$  wirkende beschleunigende Kraft und  $f$  die eingetretene Beschleunigung, so ist  $P = m \frac{dv}{dt}$ , oder der Satz vom Antriebe  $Pdt = mdv$  und  $Pvdt = mv \cdot dv$  und in der Integralform der Satz von der Arbeit

$$\int Pds = \frac{mv^2}{2} = Ps,$$

wenn  $P$  konstant und  $v$  für  $s = 0$  ebenfalls = 0 ist; daher ist für  $t = 1$  Sek. die aufstoßende Luftmenge  $m = \frac{F \cdot v \cdot \gamma}{g}$  und der Luftdruck  $P = \frac{F \cdot \gamma}{2g} \cdot v^2$  und für die Flächeneinheit

$$= \frac{\gamma}{2g} \cdot v^2 = \frac{1,29}{2 \cdot 9,81} \cdot v^2 = 0,066 \cdot v^2 \text{ kg/qm.}$$

Tatsächlich ist  $P = \zeta \cdot 0,066 \cdot v^2$ , wenn  $\zeta$  einen Erfahrungskoeffizienten nach der Beobachtung = 1,86 bezeichnet, so daß  $P = 0,1225 \cdot v^2$  kg/qm oder etwa  $\frac{1}{8} \cdot v^2$ .

Nun ist aber die der Bewegungsrichtung entgegengesetzte Angriffsfläche einer Lokomotive keine Ebene, sondern aus einer Anzahl kleiner und verschieden geformter und gelagerter Flächenstücke zusammengesetzt, so daß bei der Berechnung noch ein Faktor  $k$  hinzutritt, also der spezifische Luftdruck  $w = ka^2$  zu setzen ist. Nach Frank ist  $k$  im Mittel für Lokomotiven =  $0,5675 \cdot 1,1 = 0,624$ , was sich aus der abgerundeten Form einiger der Flächenstücke und aus der hintereinander angeordneten Lage derselben erklärt.

Hiernach ist  $w = 0,624 \cdot 0,1225 \cdot v^2 = 0,0765 \cdot v^2$  kg/qm, oder etwa =  $\frac{1}{13} v^2$  mal der Projektionsfläche.

Für  $v$  in km/st ist

$$w = 0,0765 \cdot \left(\frac{v}{3,6}\right)^2 = \text{rund } \frac{v^2}{170} \text{ kg/qm.}$$

Ist z. B., wie bei den neuen größeren Lokomotiven, die Projektion der Stirnfläche  $F = 8$  qm, so ist der gesamte Luftdruck gegen dieselbe  $W = \frac{8 \cdot v^2}{170} = \frac{v^2}{21}$  und beim Leerlauf der Lokomotive mit dem Gewicht  $G_1 = 80$  t und  $v = 90$  km/st

$$= \frac{90^2}{21 \cdot 80} = 4,8 \text{ kg/t.}$$

Nach den früheren französischen Versuchen von Vuillemin ist der Teil des Lokomotivwiderstands, der mit der Geschwindigkeit  $v$  quadratisch wächst, bei Geschwindigkeiten über 70 km/st

$$= 0,004 \cdot F \cdot v^2 = 0,004 \cdot 8 \cdot v^2 = 0,032 \cdot v^2 = \frac{v^2}{31}$$

und z. B. für  $G_1 = 80$  t und  $v = 90$  km/st

$$= \frac{90^2}{31 \cdot 80} = 3,24 \text{ kg/t.}$$



Nach *Barbier* ist der Luftwiderstand gegen die Bewegung der Lokomotive

$$W = 0,1 F v^2 = \frac{0,1 \cdot 7,9}{3,6^2} \cdot v^2 = \frac{v^2}{16,4} \text{ kg};$$

für  $v = 90$  und  $G = 90$ , demnach  $= 5,48 \text{ kg/t}$  der Lokomotive.

Nach den Versuchen der Studiengesellschaft mit einem sechsachsigen elektrischen Motorwagen mit vier Motoren und zwei dreiachsigen Drehgestellen, bei einem Gesamtgewicht von  $G = 90 \text{ t}$  einschließlich der  $8,5\% = 7,65 \text{ t}$  schweren sich drehenden Triebwerksmassen fand sich der Luftwiderstand für  $F = 9,8 \text{ qm}$  fast genau

$$\begin{aligned} \frac{\gamma}{2g} v^2 &= \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{v^2}{3,6^2} = 0,0052 v^2 = \frac{v^2}{192} \text{ kg/qm} \\ &= \frac{v^2 \cdot 9,8 \text{ qm}}{192 \cdot 90 \text{ t}} = \frac{v^2}{19,6 \cdot 90} = \frac{v^2}{1764} = 4,6 \text{ kg/t.} \end{aligned}$$

### 1. Der Kopfwind.

Ist aber die Atmosphäre nicht ruhig, also nicht windstill, sondern bewegt, was in sehr weiten Grenzen stattfinden kann, so wird der Gang der Eisenbahnzüge, wie hinreichend bekannt, unter Umständen in ganz erheblichem Grade beeinflusst. Nach der obigen *Frank*'schen Formel ist der Druck der ruhenden Atmosphäre auf die Profilfläche der Lokomotive

$$W = \frac{v^2}{21} \text{ kg}$$

und z. B. für  $v = 90 \text{ km/st}$

$$= \frac{90^2}{21} = 386 \text{ kg.}$$

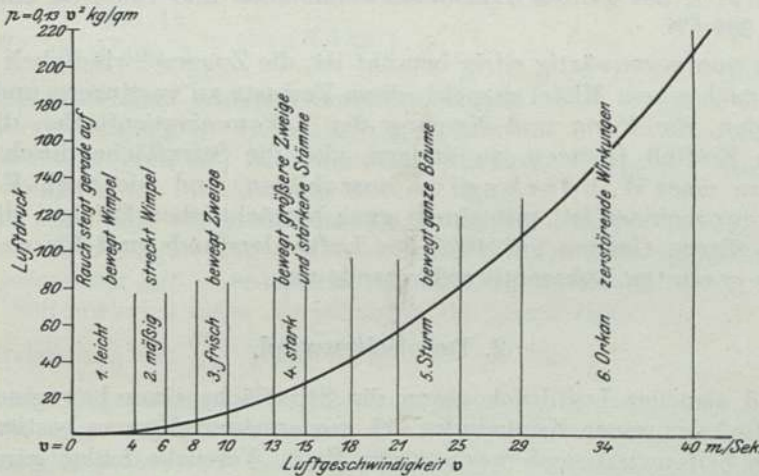


Fig. 166. Winddruck. Halbe Beaufort- (Land) Skala der Meteorologie.

Nach der in der Fig. 166 dargestellten internationalen sechsteiligen *Beaufort*- oder *Landskala* ist eine Windstärke von Nr. 1, bei einer Luftgeschwindigkeit von  $4 \text{ m/sek}$ , bei dem als äußeres Zeichen Wimpel gestreckt werden, schon so stark, daß er einer Zuggeschwindigkeit von  $3,6 \cdot 4 = 14,4 \text{ km/st}$  mit einem Luftdruck von  $\frac{14,4^2}{21} = \text{etwa } 10 \text{ kg}$  entspricht, die Figur zeigt den Winddruck nach der Formel der Meteorologie

$$p = 0,13 \cdot v^2 \text{ kg/qm}$$



für  $v$  als Abszisse in m/sek. Die Marine hat eine andere, die zwölfteilige, sogenannte Seeskala. Aus den Erfahrungen der Eisenbahnen in den Ländern der Bora ist bekannt, daß daselbst durch den Sturm Eisenbahnzüge umgeworfen werden können, wenn die Windgeschwindigkeit  $v = 28,5$  m/sek übersteigt, also bei einem Winddruck von  $0,13 \cdot 28,5^2 = 106$  kg/qm. Dieser Fall läßt sich leicht berechnen. Bei einem leeren bedeckten Güterwagen von  $G = 8$  t Eigengewicht und einer dem Winde ausgesetzten Seitenfläche von  $F = 18$  qm ist der spezifische Winddruck für die Gleichgewichtslage des Fahrzeugs gegen Umkippen

$$p = \frac{G \cdot s}{2 \cdot F \cdot h} = \frac{8000 \cdot 1,5}{2 \cdot 18 \cdot 2,4} = 140 \text{ kg/qm.}$$

Nach den bisherigen meteorologischen Beobachtungen kommen aber Orkane mit 45 m Geschwindigkeit und  $0,13 \cdot 45^2 = 264$  kg Flächendruck vor. Bei einem Wind nach Nr. 4 der sechsteiligen Skala mit 15 m Geschwindigkeit, oder etwa 54 km/st ist der theoretische Luftdruck schon  $0,13 \cdot 15^2 = 29$  kg/qm und nach der Frank'schen Formel für die Lokomotiven  $\frac{54^2}{21} = 139$  kg oder etwa 1,5 kg/t. Ist die Zuggeschwindigkeit  $v = 90$  km, so ist dann die relative Geschwindigkeit zwischen der Stirnfläche und dem Gegenwind  $90 + 54 = 144$  km/st, was einem Luftwiderstand von  $\frac{144^2}{21} = 940$  kg entspricht, oder  $\frac{940}{90} = 10,4$  kg/t. Der hiermit verbundene Arbeitsverlust ist  $\frac{940 \cdot 90}{270} = 313$  PS. Ähnliche Ergebnisse haben auch die Franzosen auf der dortigen Nordbahn festgestellt. Der Widerstand der ruhenden Luft ist nach ihren Beobachtungen für eine Geschwindigkeit von  $v = 120$  km/st, mit der daselbst die Trains rapides regelmäßig befördert werden, 10,25 kg/t der Lokomotive oder 51% des ganzen Lokomotivwiderstands und führt zu einem Arbeitsverlust von 389 PS.

Da man nun gegenwärtig eifrig bemüht ist, die Zuggeschwindigkeit zu steigern, so hat man nach einem Mittel gesucht, diese Verluste zu verringern und ein solches darin gefunden, die Form und Neigung der Lokomotivstirnfläche, die jedenfalls den größten Einfluß besitzen, zu ändern, also die Stirnfläche durch keilförmige Gestaltung zu einer Windschneide auszubilden, und wie nach Franks Berechnungen anzunehmen ist, mit einem ganz beträchtlichen Erfolge; die Franzosen selbst geben diesen Gewinn auf 40% des Luftwiderstands und für  $v = 120$  km/st auf 20% des gesamten Lokomotivwiderstands an.

## 2. Der Seitenwind.

Während also der Luftdruck gegen die Stirnfläche eines bewegten Fahrzeugs und der Einfluß des reinen Kopfwindes sich nur annähernd genau bestimmen lassen, ist dies beim Seitenwind noch weniger der Fall. Versuche fehlen gänzlich. Man könnte solche in der Weise ausführen, daß an einem windigen Tage mit denselben Fahrzeugen zwei Fahrten ausgeführt werden, und zwar die eine grade dem Winde entgegen und die andere auf einer benachbarten Strecke senkrecht hierzu. Solche Versuchsstrecken, die nicht oft vorkommen, müssen allerdings mit Sorgfalt ausgewählt werden. In Ermangelung von Beobachtungsergebnissen muß daher versucht werden, die Wirkung des Seitenwindes wenigstens annähernd durch Rechnung zu bestimmen. Es werde angenommen, daß bei einem durch die Kraft  $P$  seitlich gegen die Schiene gedrückten Rad eines Fahrzeugs, in einem mittleren Zustande der Abnutzung seiner Spurkranzhohlkehle die Abrundung der Leitkante des Schienenkopfes in einem schmalen Streifen berührt wird, und daß sich die durch den Wind



verursachte Seitenkraft  $P$  gleichmäßig auf die senkrechte Projektion der kreisförmigen Berührungsfläche verteilt. Der spezifische Druck auf ein Flächenelement  $r d\varphi \cdot \cos \varphi$  sei daher  $= \frac{P}{r}$ , Fig. 167. Dann ist die zur Überwindung der Reibung in der Höhe der Achse wirkende Zugkraft  $Z =$  dem Widerstand

$$W = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \mu p \cdot r d\varphi \cdot \frac{\cos \varphi \cdot x}{r} = \frac{\mu P r}{r} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \varphi (1 - \sin \varphi) d\varphi$$

$$= \frac{\mu P r}{r} \left[ \sin \varphi - \frac{\sin^2 \varphi}{2} \right]_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{\mu P r}{2r}.$$

Die Wirkung kann demnach ersetzt werden durch die in der Mitte des Halbmessers  $r$  der Hohlkehle angreifende Kraft  $P$ . Sie ist erfahrungsgemäß bei langsam gehenden, besonders leeren Güterzügen ganz bedeutend, wie sich auch aus der folgenden Berechnung ergeben wird.

Ist z. B. bei einem leeren, bedeckten Güterwagen von 8 t Gewicht die dem Winde ausgesetzte Seitenfläche 18 qm, so ist bei einem Seitenwinde der Nr. 4 bis 5 und 50 kg Druck auf 1 qm der Gesamtdruck auf den Wagen  $18 \cdot 50 = 900$  kg und bei einem Reibungskoeffizienten von  $\mu = \frac{1}{3}$  der spezifische Widerstand

$$w = \frac{1}{5} \cdot \frac{900 \cdot 14}{2 \cdot 500 \cdot 8} = \text{etwa } 0,3 \text{ kg/t.}$$

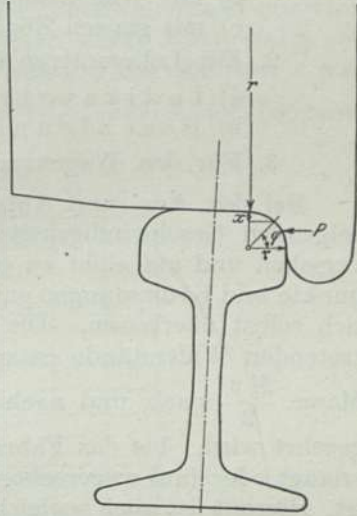


Fig. 167. Seitenwind.

Bei schnell fahrenden, schwerer belasteten Zügen und auf größeren Steigungen, wenn also der Gesamtwiderstand ziemlich groß ist, wird allerdings dieser Widerstand wenig in die Erscheinung treten. Stellt man sich aber vor, daß ein großer im Flach- oder auch im Hügellande langsam fahrender Leer- oder Eilgüterzug mit bedeckten Wagen einen Zugwiderstand von 2,0 kg/t der Gesamtlast hat, so entspricht das Hinzutreten eines solchen, noch nicht übermäßigen Seitenwindes einer Verstärkung des Zugwiderstands und Erhöhung der Lokomotivleistung um  $\frac{0,3}{2,0} \cdot 100 = 15\%$ . Es ist hiernach vollkommen erklärlich, wenn solche Züge unter diesen Umständen und bei noch teilweise hinzutretendem Kopfwind gegen die Stirnflächen der Wagen die vorgeschriebene Fahrzeit überschreiten, oder selbst auf mäßigen Steigungen kurvenreicher Strecken liegen bleiben.

### Versuche zur Bestimmung des Eigenwiderstands der Lokomotiven.

Hier sollen zunächst nur die vom Verfasser zahlreich angestellten Aus- und Ablaufversuche besprochen und dann gezeigt werden, wie diese Widerstände auch aus den gewöhnlichen Leistungsversuchen gefunden werden können.

Zur Bestimmung der Zugwiderstände sind im Bereiche der Königlichen Eisenbahndirektionen Erfurt und Hannover nach einem besonderen Verfahren unter der Leitung des Verfassers zahlreiche Versuche mit Lokomotiven und



Wagen ausgeführt worden, die auch genügen dürften, das so lange erstrebte Ziel, die Eigenwiderstände durch praktische Formeln darzustellen, zu erreichen. Im folgenden werden diese als Hauptgegenstand des gegenwärtigen Abschnitts zu betrachtenden einzelnen Untersuchungen vorgeführt, und auf Grund der Ergebnisse soll versucht werden, allgemein gültige Formeln aufzustellen, die bei der Berechnung der Lokomotivkraft und der Bremsprozente benutzt werden können. Es ist überhaupt als der wichtigste Zweck dieser Versuche zu betrachten, die Lokomotivkraft zu berechnen, da indikatorische und dynamometrische Messungen weit beschwerlicher und kostspieliger sind. Es bieten sich allerdings mehrfache Mittel dar, die Eigenwiderstände praktisch durch Versuche zu bestimmen.

1. Allgemein für Lokomotiven und Wagen: Aus- und Ablaufversuche:
  - a) mit einer Lokomotive allein,
  - b) mit Wagen allein und
  - c) mit ganzen Zügen, also mit einer Lokomotive an der Spitze.
2. Für Lokomotiven im Dampfe:
  - a) Indikatorversuche und
  - b) Beschleunigungsversuche.
3. Für den Wagenzug hinter der Lokomotive mit dem Kraftmesser.

Bei den Aus- und Ablaufversuchen wird das Fahrzeug mit einem stetig anzeigenden Geschwindigkeitsmesser, wie z. B. mit dem elektrischen von Horn versehen und auf einer zu solchen Versuchen geeigneten Strecke, die keine Brechpunkte und Krümmungen enthält, in eine gewisse Geschwindigkeit versetzt und dann sich selbst überlassen. Die Geschwindigkeit nimmt dann nach Maßgabe der eintretenden Widerstände entsprechend ab, indem die lebendige Kraft der bewegten Masse  $\frac{M v^2}{2}$  nach und nach durch die Arbeit des Eigenwiderstands  $Mg \cdot w \cdot s$  aufgezehrt wird, bis das Fahrzeug entweder (auf Gefällen) einen Beharrungszustand erlangt oder (auf wagerechter oder ansteigender Bahn) zum Stillstand gekommen ist. Hiermit ist auch sogleich die Berechnung des mittleren Widerstands gegeben; denn es ist

$$\frac{M v_0^2}{2} = Mg \cdot w_m \cdot s;$$

daher 
$$w_m = \left( \frac{v_0 \cdot 1000}{60 \cdot 60} \right)^2 \cdot \frac{1000}{2 \cdot g \cdot s} = 3,93 \cdot \frac{v_0^2}{s} \text{ kg/t,}$$

wenn die Zuggeschwindigkeit  $v$ , wie üblich, in km/st angegeben wird. Diese Berechnung liefert aber nur den mittleren, auf den ganzen Weg  $s$  gleichmäßig verteilt gedachten Widerstand, der z. B. bei der Berechnung der Bremsprozente benutzt wird. Hier handelt es sich aber mehr um die Auffindung einer Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, also um die Aufstellung einer Formel des Eigenwiderstands als Funktion der Geschwindigkeit, und hierzu eignet sich am besten die als Grundsatz in der Dynamik bekannte ursprüngliche Differentialformel, aus der die obige Arbeitsgleichung durch Integration erst hervorgegangen ist.

Ist im allgemeinen  $M$  die unter der Einwirkung einer bewegenden Kraft  $Z$  stehende Masse eines Eisenbahnfahrzeugs,  $W$  der gesamte Widerstand und  $f$  die Beschleunigung, so ist die beschleunigende Kraft  $P = Z - W = Mf$ . Bezeichnet ferner  $G$  das Gewicht des Fahrzeugs,  $w$  den Eigenwiderstand desselben in kg/t und ist  $\pm n$  der Grad der Bahnneigung auf 1000, so ist  $W = G(w \pm n)$  und die Bewegungsgleichung  $Z - G(w \pm n) = Mf = \frac{G \cdot 1000}{g} \cdot f$ .



Wird nun bei der Bestimmung des Eigenwiderstands der Lokomotive als Fahrzeug der Dampf abgesperrt, so wird  $Z = 0$  und die Gleichung

$$-G(w \pm n) = \frac{G \cdot 1000}{g} \cdot f$$

und daher die Beschleunigung

$$f = -\frac{(w \pm n)g}{1000}$$

und umgekehrt der spezifische Widerstand

$$w = -\frac{1000f}{g} \mp n \text{ kg/t.}$$

**Aus- und Ablaufkurven.** Wird also das zu untersuchende Fahrzeug auf einer beliebigen Strecke mit unveränderlicher Bahnneigung in Gang gesetzt und dann sich selbst überlassen, so kann nach der obigen Gleichung der Eigenwiderstand ermittelt werden; denn wird bei den Versuchen die Geschwindigkeit durch einen stetig zeigenden Geschwindigkeitsmesser beobachtet und als Funktion der Fahrzeit  $t$  aufgetragen, so ist die Verzögerung  $f = \pm \frac{dv}{dt}$ , also die trigonometrische Tangente dieser Auslaufkurve.

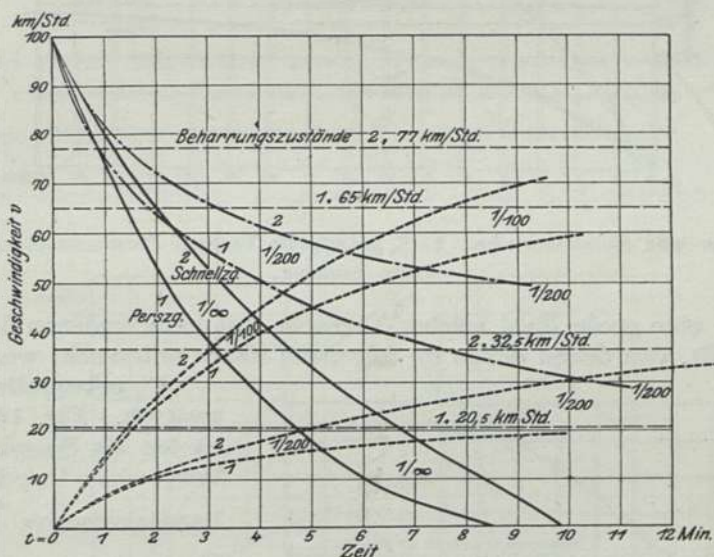


Fig. 168. Aus- und Ablaufversuche. a)  $\frac{2}{1}$  gekuppelte Verbundlokomotiven  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ . Betriebsfähig.  
1. Personenzuglokomotive. 2. Schnellzuglokomotive.

Im Beharrungszustande, der auf Gefällstrecken eintreten kann, ist

$$f = \frac{dv}{dt} = d \left( \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60} \right) = \frac{1}{3,6} \cdot \frac{dv}{dt} = 0,$$

also  $n = w$ . Hieraus ergibt sich zunächst, als einfachstes Verfahren, den Eigenwiderstand eines Fahrzeugs für bestimmte Fälle zu ermitteln, was aber im allgemeinen nicht genügt, da es unerlässlich ist, den Eigenwiderstand  $w$  auch als Funktion der Geschwindigkeit zu ermitteln. Hierzu ist daher ein vollständiger Aus- oder Ablaufversuch nötig, wodurch der Eigenwiderstand

$$w = \frac{1000f}{g} \mp n = \frac{1000}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{dv}{dt} \mp n = \pm 28,3 \cdot \text{tg } \varphi \mp n$$

ermittelt werden kann, indem  $\varphi$  den Winkel der Tangenten gegen die Abszissenachse der Zeit bezeichnet.

Es empfiehlt sich daher zur Ermittlung einzelner bestimmter Werte Ablaufversuche auf möglichst graden und langen Gefällstrecken auszuführen und zur Gewinnung einer Widerstandsformel Auslaufversuche auf wagerechter Bahn. Ist z. B. im ersten Fall die Bahnneigung  $n = 5$ , also  $\frac{1}{200}$ , so ist  $w = 5$ , während man durch einen Auslaufversuch durch die Auslaufkurve alle Werte für die Geschwindigkeit von 0 bis zur Anfangsgeschwindigkeit  $v_0$  erhält und hieraus eine Formel für den Widerstand ableiten kann.

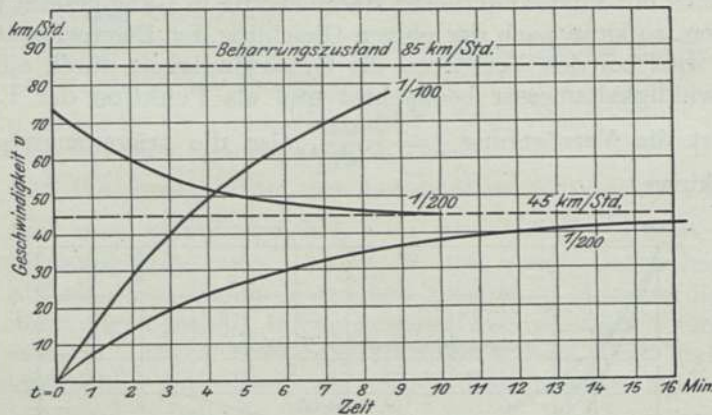


Fig. 169. Aus- und Ablaufversuche. b)  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Personenzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ . Ohne Schieber.

Ich habe eine große Zahl solcher Versuche mit verschiedenen Lokomotivbauarten angestellt, von denen einige im folgenden näher untersucht werden sollen.

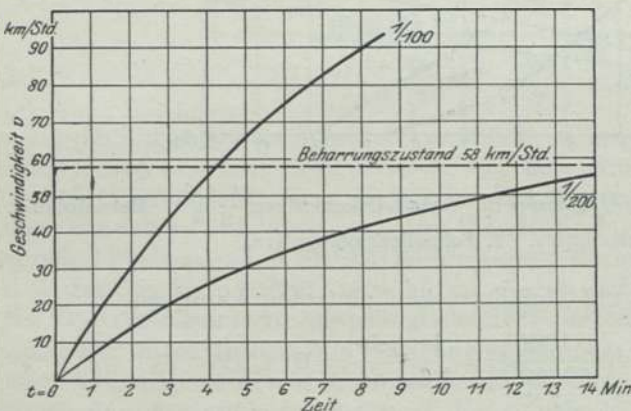


Fig. 170. Aus- und Ablaufversuche. c)  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Personenzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ . Ohne Triebwerk.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbundlokomotiven. Fig. 168 enthält zunächst als Beispiel die Auslaufkurve einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Verbundlokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  auf der Horizontalen, und zwar 1 der Personenzuglokomotive und 2 der Schnellzuglokomotive und die Ablaufkurven auf  $\frac{1}{200}$  Gefälle, beide mit der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 100$  km/st, endlich die Ablaufkurven auf  $\frac{1}{200}$  und  $\frac{1}{100}$  aus der Ruhelage. Die Beharrungszustände auf den Gefällstrecken waren für die

| Lokomotivbauart     | 1    | 2          |
|---------------------|------|------------|
| auf $\frac{1}{200}$ | 20,5 | 32,5 km/st |
| „ $\frac{1}{100}$   | 65   | 77 „       |



Lokomotiven a) im betriebsfähigen Zustande, b) ohne Dampfschieber, c) ohne Triebwerk. Aus diesen Versuchen ist zugleich der Einfluß des Treibraddurchmessers  $D=1,73$  und  $1,98$  zu erkennen. Um aber ein Urteil über die oben besprochene Zusammensetzung des gesamten inneren und äußeren Lokomotivwiderstands zu

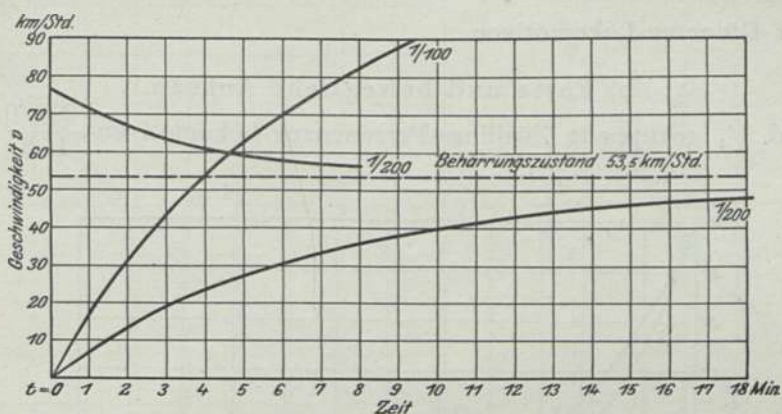


Fig. 171. Ablaufversuche. 2.  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Schnellzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .  
b) Ohne Schieber.

gewinnen, sind ferner mit diesen beiden Lokomotivgattungen dieselben Versuche auch noch in zwei anderen Zuständen wiederholt worden, also im ganzen

- im gewöhnlichen, betriebsfähigen Zustande,
- ohne Dampfschieber, die vorher heraus genommen wurden, und
- ohne Dampfschieber, Schieberschub- und Kurbelstange, also ohne Triebwerk.

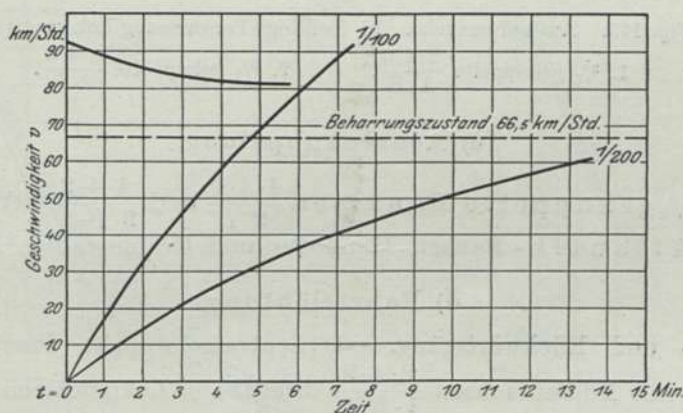


Fig. 172. Ablaufversuche. 2.  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Schnellzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .  
c) Ohne Triebwerk.

Fig. 169 u. 170 enthalten die bildlich dargestellten Versuchsergebnisse mit der Personenzuglokomotive und Fig. 171 u. 172 in derselben Weise diejenigen mit der Schnellzuglokomotive.

Ferner habe ich, und zwar insbesondere zum Vergleich nachstehend bezeichneter Einwirkungen, noch andere Lokomotivbauarten im betriebsfähigen Zustande in gleicher Weise ausprobiert.

## a) Größe der Treibräder

**Treibraddurchmesser.** Die oben besprochenen Versuche mit der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Verbund-Personen- und -Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  und derjenigen mit Güterzug-Lokomotiven.

## b) Feste und bewegliche Achsen.

$\frac{2}{3}$  und  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Zwilling-Personenzug-Lokomotiven  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$  und  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ ,  
Fig. 173.

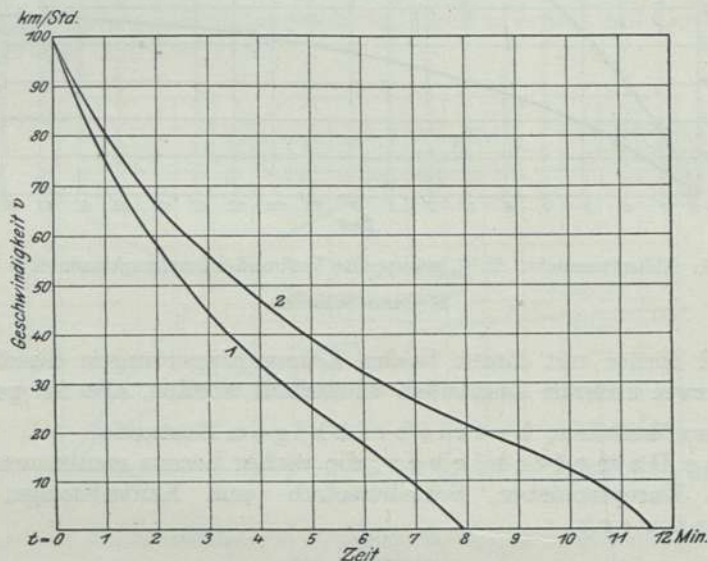


Fig. 173. Auslaufversuche. b) Zwilling-Personenzug-Lokomotiven.

1.  $\frac{2}{3}$  gekuppelte  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$ .      2.  $\frac{2}{4}$  gekuppelte  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

## c) Achsenkuppelung.

$\frac{2}{4}$  und  $\frac{2}{5}$  gekuppelte Bauarten  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  und  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  vierzylindrige Lokomotiven der Atlantik-Bauart, Hannover und Grafenstaden, Fig. 174.

## d) Fahrtrichtung.

**Vorwärts- und Rückwärtsgang.**  $\frac{2}{4}$  zentralgekuppelte Personenzug-Tender-Lokomotiven mit Endlaufachsen  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{1 \cdot B \cdot 1}$  (Stadtbahn-Lokomotiven), Fig. 175 und folgende Tender-Lokomotiven.

## e) Bauarten Krauß &amp; Adams.

$\frac{3}{4}$  gekuppelte Eilgüterzug-Tender-Lokomotiven  $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$ , vorwärts und rückwärts, Fig. 176.

## f) Zwilling und Verbund.

**Verbundwirkung.** Dieselben Lokomotiven, im Vergleich zu den unter e) bezeichneten Zwillingbauarten, Fig. 176.



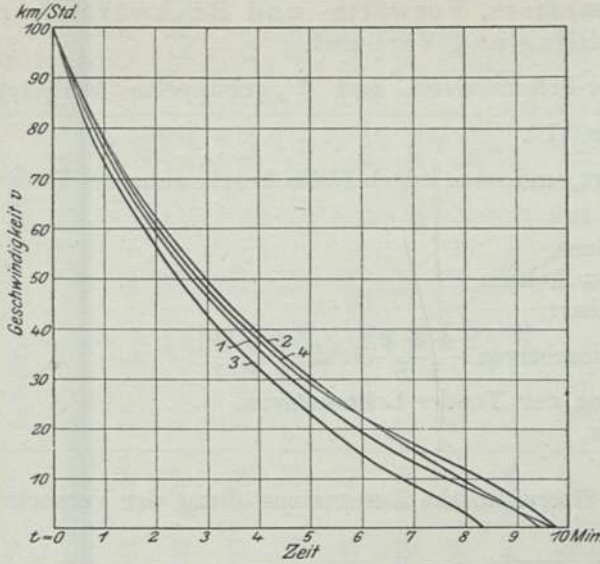


Fig. 174. Auslaufversuche. c) Vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotiven.

- |    |                                 |   |               |
|----|---------------------------------|---|---------------|
| 1. | $\frac{2}{4}$ gekuppelte Bauart | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | Hannover,     |
| 2. | „                               | „   | Grafenstaden. |
| 3. | $\frac{2}{5}$ „                 | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ | Hannover.     |
| 4. | „                               | „   | Grafenstaden. |

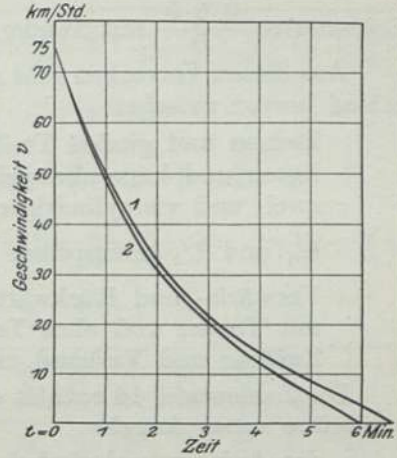


Fig. 175. Auslaufversuche. d) Zwillings-Personenzug-Tender-Lokomotiven mit Endlaufachsen  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{1 \cdot B \cdot 1}$ .

1. Vorwärtsgang.
2. Rückwärtsgang.

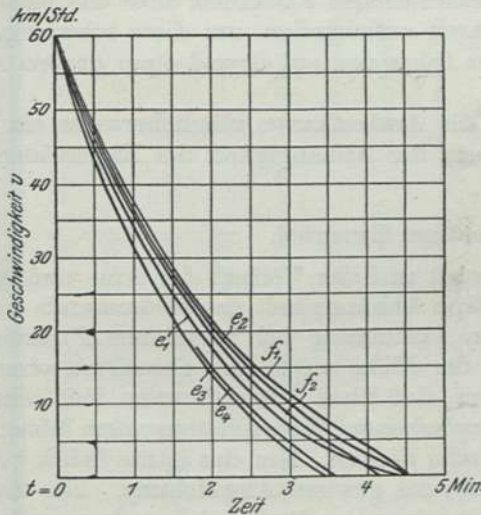


Fig. 176. Auslaufversuche. e)  $\frac{3}{4}$  gekuppelte Eilgüterzug-Lokomotiven  $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$ .

1. Zwillings-Tender-Lokomotiven Krauß. Drehgestell. Vorwärts. 2. Desgleichen. Rückwärts.
  3. Adams-Achse. Vorwärts. 4. Desgleichen. Rückwärts.
- f)  $\frac{3}{4}$  gekuppelte Eilgüterzug-Lokomotiven  $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$ .
1. Krauß Verbund-Lokomotive mit Tender.
  2. Adams „ „ „ „

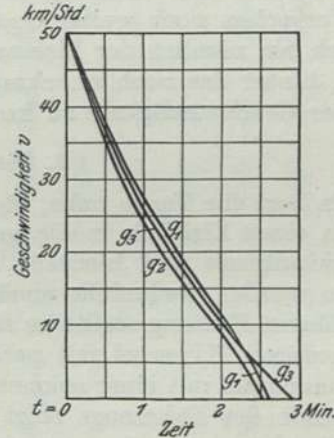


Fig. 177. Auslaufversuche.

- g) Güterzug-Lokomotiven.
1.  $\frac{3}{3}$  gekuppelte Zwillings-Tender-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$ . Vorwärts.
2. Desgleichen. Rückwärts.
3.  $\frac{4}{4}$  gekuppelte Verbund-Lokomotive mit Tender  $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$ . Vorwärts.

g) Einfluß des Treibraddurchmessers, Vorwärts- und Rückwärtsgang, sowie Zwilling und Verbund.

$\frac{2}{3}$  gekuppelte Zwillings-Tender-Lokomotiven und  $\frac{4}{4}$  gekuppelte Verbund-Lokomotive  $\frac{0.8.0}{D}$  mit Tender, Fig. 177.

Aus diesen Versuchen geht sofort, und zwar durch bloße Anschauung der Unterschied hervor zwischen

kleinen und großen Treibrädern,  
festen und kurvenbeweglichen Achsen,  
zwei- und vierzylindriger Bauart,

$\frac{2}{4}$  und  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Lokomotiven  $\frac{4.4.0}{2.B}$  und  $\frac{4.4.2}{2.B.1}$ ,

Vorwärts- und Rückwärtsgang der Tender-Lokomotiven,  
mit Tender und ohne Tender,  
Zwilling und Verbund usw.

Die Zahlentafel 16 enthält eine übersichtliche Zusammenstellung der Versuchsergebnisse unter Angabe

der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0$ , sowie  
des Auslaufweges  $s$  und  
der Auslaufzeit  $t$ .

### Die Widerstandsformel.

In meiner Abhandlung über die Ermittlung der Eigenwiderstände von Eisenbahnfahrzeugen, Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. 1903, S. 1, auf die ich hier verweise, habe ich, nach einem kurzen geschichtlichen Rückblick über die bisher aufgestellten Formeln, versucht, ein Verfahren aufzustellen, um diese schwierige Aufgabe zu lösen und werde ich dasselbe im folgenden auf Grund einer großen Anzahl von Versuchen noch weiter ergänzen.

Ich bin nämlich der Meinung, daß die Auslaufkurve möglicherweise ein Mittel bietet, hinter das noch unbekanntes Gesetz der Abhängigkeit des Eigenwiderstands von der Geschwindigkeit zu kommen.

#### 1. Die gleichseitige Hyperbel.

Es liegt die Frage nahe, ob die Gestalt und der Verlauf der Aus- und Ablaufkurven einen Einblick in die gesetzmäßige Abhängigkeit des Widerstands von der Geschwindigkeit und hiernach auch die Auffindung der wirklichen Funktion gestatten würde. Jedenfalls erscheint es der Mühe wert, dies einmal zu versuchen. Bei näherer Prüfung stellte es sich heraus, daß diese Auslaufkurven sich sehr einer gleichseitigen Hyperbel mit parallel verschobenem Koordinatensystem nähern und sich manchmal mit einer solchen vollständig decken. Nur das letzte Stück vor dem Stillstande des Fahrzeugs zeigt meistens eine gewisse Abweichung. Die Auslaufkurve ist dann nicht ihrer ganzen Länge nach gegen die Abszissenachse zu konvex, sondern sie hat einen Inflexionspunkt, der also anzeigt, daß an dieser Stelle die trigonometrische Tangente, also auch der Widerstand einen kleinsten Wert hat. Die Ursache liegt einerseits darin, daß beim langsamen Auslaufen des Fahrzeugs kurz vor dem Stillstand der zufällige Widerstand des Fahrzeugs selbst und der der Bahn, wie die zufällige Lage der Radgegengewichte und die Unebenheiten der Bahn, besonders der Schienenstöße bei dem geringen Gesamtwiderstand einen verstärkten Einfluß erlangen und den Auslaufweg unter Umständen erheblich abkürzen. Ferner wird auch der erhöhte Reibungswiderstand der Ruhe mit zur Gel-



| Bezeichnung | Zuggattung | Zwilling<br>oder<br>Verbund | Gekuppelt | Neue<br>Be-<br>zeich-<br>nung                 | Zylinder | Treib-<br>rad-<br>Durch-<br>messer<br>D<br>mm | Tender | Bauart        | Fahrt-<br>richtung | Anfangs-<br>geschwin-<br>digkeit<br>$v_0$<br>km/st | Auslauf-      |                       | Widerstandsformeln        |  | Mittlerer<br>Widerstand<br>$w_m$<br>$3,93 \cdot \frac{v_0^2}{s}$ kg/t |
|-------------|------------|-----------------------------|-----------|---|----------|---|--------|---------------|--------------------|--|---------------|-----------------------|---------------------------|--|---|
|             |            |                             |           |   |          |   |        |               |                    |  | weg<br>s<br>m | zeit<br>t<br>Min.Sek. | 2gliedrige<br>$a + bv^2$  | 3gliedrige<br>$a + bv + cv^2$            |   |
| a           | 1          | Personenzug                 | Verbund   | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2        | 1730  | mit    | —             | vorwärts           | 100  | 5911          | 8.15                  | $4,6 + \frac{v^2}{778}$   | $3,2 + \frac{v}{78} + \frac{v^2}{950}$   | 6,7   |
|             | 2          | Schnellzug                  | „         | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2        | 1980  | „      | —             | „                  | 100  | 6139          | 9.51                  | $3,2 + \frac{v^2}{1373}$  | $2,4 + \frac{v}{80} + \frac{v^2}{2286}$  | 6,4   |
| b           | 1          | Personenzug                 | Zwilling  | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$         | 2        | 1730  | mit    | —             | vorwärts           | 100  | 4723          | 7.54                  | $4,4 + \frac{v^2}{1120}$  | $2,2 + \frac{v}{17} + \frac{v^2}{2000}$  | 8,3   |
|             | 2          | „                           | „         | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2        | 1730  | „      | —             | „                  | 100  | 7483          | 11.33                 | $2,05 + \frac{v^2}{1200}$ | $1,1 + \frac{v}{78} + \frac{v^2}{1115}$  | 5,2   |
| c           | 1          | Schnellzug                  | Verbund   | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 4        | 1980  | mit    | Hannover      | vorwärts           | 100  | 7623          | 9.54                  | $3,5 + \frac{v^2}{1050}$  | $2,35 + \frac{v}{27} + \frac{v^2}{1450}$ | 5,2   |
|             | 2          | „                           | „         | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 4        | 1980  | „      | Grafenstaden  | „                  | 100  | 5465          | 9.45                  | $3,8 + \frac{v^2}{1333}$  | $2,6 + \frac{v}{29} + \frac{v^2}{2000}$  | 7,2   |
|             | 3          | „                           | „         | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ | 4        | 1980  | „      | Hannover      | „                  | 100  | 4425          | 8.32                  | $4,1 + \frac{v^2}{1018}$  | $3,6 + \frac{v}{30} + \frac{v^2}{1366}$  | 8,9   |
|             | 4          | „                           | „         | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ | 4        | 1980  | „      | Grafenstaden  | „                  | 100  | 5430          | 10.46                 | $4,3 + \frac{v^2}{1273}$  | $3,0 + \frac{v}{29} + \frac{v^2}{1778}$  | 7,2   |
| d           | 1          | Personenzug                 | Zwilling  | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2        | 1590  | ohne   | Endlaufachsen | vorwärts           | 75   | 2892          | 6.41                  | $5,3 + \frac{v^2}{784}$   | $3,0 + \frac{v}{21} + \frac{v^2}{1125}$  | 7,6   |
|             | 2          | „                           | „         | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2        | 1590  | „      | „             | rückwärts          | 75   | 2752          | 6.2                   | $4,3 + \frac{v^2}{670}$   | $3,0 + \frac{v}{17} + \frac{v^2}{1125}$  | 8,0   |
| e           | 1          | Eilgüterzug                 | Zwilling  | $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$         | 2        | 1330  | ohne   | Krauß         | vorwärts           | 60   | 1633          | 4.28                  | $6,0 + \frac{v^2}{365}$   | $4,5 + \frac{v}{9,5} + \frac{v^2}{890}$  | 8,6   |
|             | 2          | „                           | „         | $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$         | 2        | 1330  | „      | „             | rückwärts          | 60   | 1696          | 4.36                  | $5,4 + \frac{v^2}{439}$   | $2,9 + \frac{v}{9} + \frac{v^2}{900}$    | 8,4   |
|             | 3          | „                           | „         | $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$         | 2        | 1330  | „      | Adams         | vorwärts           | 60   | 1613          | 3.30                  | $5,5 + \frac{v^2}{456}$   | $3,5 + \frac{v}{11} + \frac{v^2}{818}$   | 8,8   |
|             | 4          | „                           | „         | $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$         | 2        | 1330  | „      | „             | rückwärts          | 60   | 1575          | 3.33                  | $6,0 + \frac{v^2}{450}$   | $3,9 + \frac{v}{10} + \frac{v^2}{900}$   | 8,9   |
| f           | 1          | Eilgüterzug                 | Verbund   | $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$         | 2        | 1330  | mit    | Krauß         | vorwärts           | 60   | 1372          | 4.34                  | $7,5 + \frac{v^2}{375}$   | $5,0 + \frac{v}{8} + \frac{v^2}{750}$    | 10,4  |
|             | 2          | „                           | „         | $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$         | 2        | 1330  | „      | Adams         | „                  | 60   | 1323          | 4.9                   | $7,7 + \frac{v^2}{396}$   | $3,7 + \frac{v}{5,5} + \frac{v^2}{1800}$ | 10,7  |
| g           | 1          | Güterzug                    | Zwilling  | $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$                 | 2        | 1325  | ohne   | Normal        | vorwärts           | 50   | 1040          | 2.47                  | $5,5 + \frac{v^2}{364}$   | $3,9 + \frac{v}{8,3} + \frac{v^2}{1333}$ | 9,4   |
|             | 2          | „                           | „         | $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$                 | 2        | 1325  | „      | „             | rückwärts          | 50   | 940           | 2.42                  | $6,6 + \frac{v^2}{300}$   | $4,3 + \frac{v}{6,6} + \frac{v^2}{1067}$ | 10,5  |
|             | 3          | „                           | Verbund   | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$                 | 2        | 1250  | mit    | „             | vorwärts           | 50   | 876           | 2.54                  | $6,1 + \frac{v^2}{222}$   | $3,9 + \frac{v}{6,7} + \frac{v^2}{500}$  | 11,2  |

tung kommen. Bei Ablaufversuchen auf Gefällen zeigt sich diese Erscheinung in der Gestalt der Geschwindigkeitskurve in geringerem Grade, weil die bewegende Schwerkraft die zufälligen Widerstände leichter überwindet, so daß diese Versuche die Eigenwiderstände der Ruhe und bei kleinen Geschwindigkeiten zuverlässiger angeben; sie entsprechen den im aufsteigenden Ast der Kurven genauer zu ziehenden Tangenten und insbesondere der Widerstand der Ruhe der Tangente im Koordinatenanfangspunkte. Wäre der Widerstand  $= 0$ , so würde die Beschleunigung  $= \frac{1}{3,6} \times$  der Tangente  $\varphi_0 = \frac{ng}{1000}$  sein. Die hiervon abweichende wirkliche Tangente der beobachteten Geschwindigkeitskurve zeigt einen Unterschied hiervon durch den zu bestimmenden Eigenwiderstand  $w = -28,3 \cdot \text{tg } \varphi + n$ .

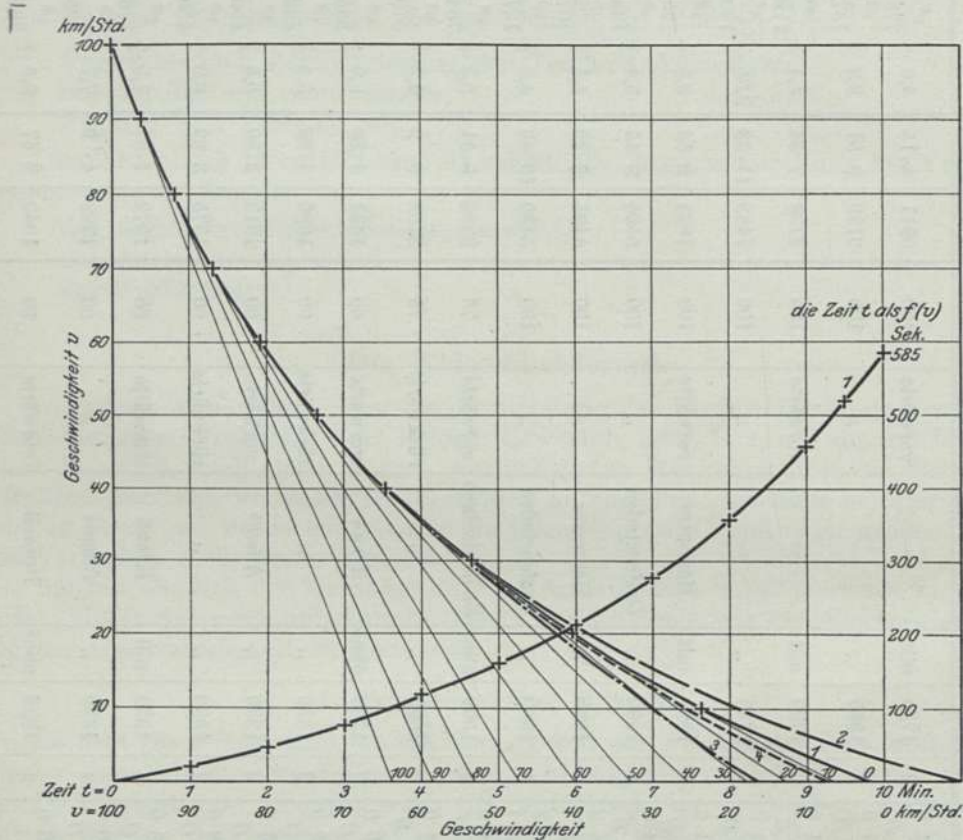


Fig. 178. Auslaufkurven.  $\frac{2}{4}$  gekuppelte, vierzylindrige Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

1. Beobachtungskurve. 2. Hyperbel. 3. Zweigliedrige Widerstandsformel. 4. Dreigliedrige Widerstandsformel.

Im übrigen folgt der Lauf der Geschwindigkeitskurven annähernd einer Hyperbel, die allgemein durch die Asymptotengleichung  $(a + t)(b + v) =$  einer Konstanten  $c$  dargestellt werden kann, wobei die Konstanten  $a$  und  $b$  das Maß der Verschiebung des Achsensystems und  $c$  die unveränderliche Fläche des von den Koordinaten  $a + t$  und  $b + v$  gebildeten Rechtecks bezeichnet. In der Fig. 178 ist die Auslaufkurve einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten, vierzylindrigen Verbund-Schnellzug-Lokomotive auf wagerechter Bahn bei vollständiger Windstille und einer Anfangsgeschwindigkeit von  $v_0 = 100$  km/st in der Weise dargestellt, daß sie die beobachtete Lokomotivgeschwindigkeit als Funktion der Fahrzeit und ihre Umkehrung angibt.



Zahlentafel 17.

Auslaufversuche.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte, vierzylindrige Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  (Bauart Hannover).

Auslaufkurven für eine wagerechte Versuchsstrecke.

| Zeit<br><i>t</i><br>Minuten | Geschwindigkeit<br><i>v</i><br>km/st | Für <i>v</i><br>ist<br>km/st | 1                                     | Abszisse           | $\frac{v}{\Delta t} = \text{tg } \varphi$ | $\frac{v}{28,3} \cdot \text{tg } \varphi$                           | 2     | 3     | 4     |
|-----------------------------|--------------------------------------|------------------------------|---------------------------------------|--------------------|---|---|-------|-------|-------|
|                             |                                      |                              | Wirkliche<br>Zeit<br><i>t</i><br>Sek. | $\Delta t$<br>Sek. | $\frac{v}{\Delta t}$                      | Formel<br>Hyperbel   2gliedrig   3gliedrig<br>Zeit, <i>t</i> , Sek. |       |       |       |
| 0                           | $v_0 = 100$                          | 100                          | 0                                     | 217                | 0,46                                      | 13,1  | 1     | 0     | 0     |
| 1                           | 76                                   | 90                           | 22,0                                  | 225                | 0,40                                      | 11,3  | 21,5  | 22,8  | 23,1  |
| 2                           | 49                                   | 80                           | 49,5                                  | 232                | 0,345                                     | 9,75  | —     | —     | —     |
| 3                           | 46                                   | 70                           | 78                                    | 238                | 0,295                                     | 8,35  | 82,7  | 82,7  | 81,8  |
| 4                           | 36                                   | 60                           | 118,5                                 | 240                | 0,25                                      | 7,1   | —     | —     | —     |
| 5                           | 27                                   | 50                           | 160,5                                 | 240                | 0,21                                      | 5,95  | 159   | 164,4 | 161,7 |
| 6                           | 19,5                                 | 40                           | 213                                   | 235                | 0,17                                      | 3,95  | —     | —     | —     |
| 7                           | 18                                   | 30                           | 279                                   | 217                | 0,14                                      | 3,3   | 281,5 | 277,2 | 276,0 |
| 8                           | 8,25                                 | 20                           | 357                                   | 167                | 0,12                                      | 2,7   | 370   | 346,4 | 353,3 |
| 9                           | 3,5                                  | 10                           | 457,5                                 | 100                | 0,10                                      | 2,7   | 490   | 421   | 446,2 |
| $t_0 = 9 \cdot 45$          | 0                                    | 0                            | 585                                   | —                  | 0,02                                      | 2,25  | 660   | 502   | 556,6 |

Auslaufkurven.

Zu 2.  $(a + t)(b + v) = c$

$(312 + t)(47 + v) = 45690$

„ 3.  $t = \frac{28,3}{\sqrt{ab}} \left[ \text{arctg} \left( v_0 \sqrt{\frac{b}{a}} \right) - \text{arctg} \left( v \sqrt{\frac{b}{a}} \right) \right]$

$t = 490 [1,0254 - \text{arctg} (0,0165 \cdot v)]$

„ 4.  $t = \frac{28,3}{\sqrt{ac - \left(\frac{b}{2}\right)^2}} \left[ \text{arctg} \frac{\frac{b}{2} + cv_0}{\sqrt{ac - \left(\frac{b}{2}\right)^2}} - \text{arctg} \frac{\frac{b}{2} + cv}{\sqrt{ac - \left(\frac{b}{2}\right)^2}} \right]$

$t = 794 [1,18537 - \text{arctg} (0,526 + 0,01934 \cdot v)]$

Widerstandskurven.

Zu 2.  $w_1 = \frac{(47 + v)^2}{1615}$   $v = 50$      $70$      $90$   
5,83    8,46    11,6

„ 3.  $w_1 = 3,5 + \frac{v^2}{1050}$  5,9    8,17    11,2

„ 4.  $w_1 = 2,35 + \frac{v}{27} + \frac{v^2}{1450}$  5,95    8,36    11,3

Die Zahlentafel 17 enthält noch eine Zusammenstellung der Zeiten und Geschwindigkeiten und die Zahlentafel 18 die Eigenwiderstände. Zur Bestimmung der drei Konstanten *a*, *b* und *c* für diese Kurve seien die drei Beobachtungsgleichungen

$(a + 21,5)(b + 90) = c$ ,  $(a + 78,5)(b + 70) = c$  und  $(a + 159)(b + 50) = c$  zugrunde gelegt, woraus sich ergibt, daß

$a = 312$ ,  $b = 47$     und     $c = 45690$

und die Gleichung der Hyperbel

$(312 + t)(47 + v) = 45690.$

## Zahlentafel 18.

## Auslaufversuche.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte, vierzylindrige Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  (Bauart Hannover).

Widerstandskurven. Wagerechte Versuchsstrecke.

| Zuggeschwindigkeit<br>$v$ | Eigenwiderstand $w_1$ kg/t |                   |                            |           |
|---------------------------|----------------------------|-------------------|----------------------------|-----------|
|                           | 1                          | 2                 | 3                          | 4         |
|                           | Nach der Beobachtung       | Nach der Hyperbel | Nach der Widerstandsformel |           |
|                           |                            |                   | 2gliedrig                  | 3gliedrig |
| 0                         | 2,25                       | 1,37              | 3,5                        | 2,35      |
| 10                        | 2,7                        | 2,0               | 3,6                        | 2,8       |
| 20                        | 3,3                        | 2,78              | 3,88                       | 3,38      |
| 30                        | 4,05                       | 3,67              | 4,36                       | 4,10      |
| 40                        | 4,95                       | 4,68              | 5,0                        | 4,95      |
| 50                        | 5,95                       | 5,83              | 5,9                        | 5,95      |
| 60                        | 7,1                        | 7,08              | 6,64                       | 7,08      |
| 70                        | 8,35                       | 8,46              | 8,17                       | 8,36      |
| 80                        | 9,75                       | 10,0              | 9,60                       | 9,76      |
| 90                        | 11,3                       | 11,6              | 11,2                       | 11,3      |
| 100                       | 13,1                       | 13,38             | 13,0                       | 13,0      |

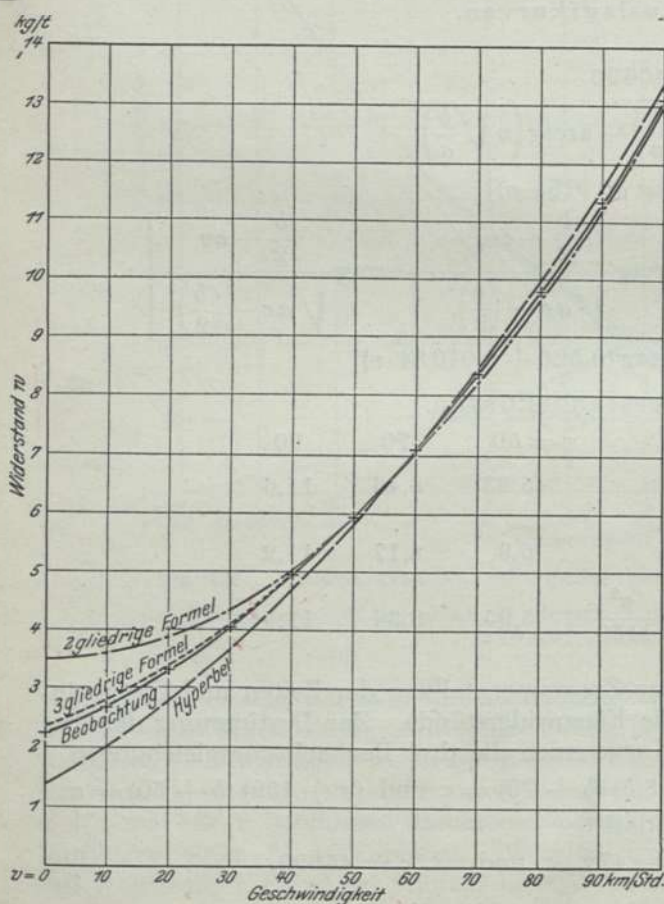


Fig. 179. Widerstandskurven.  $\frac{2}{4}$  gekuppelte, vierzylindrige Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

Unter 1 sind in der Zahlentafel die wirklich beobachteten und unter 2 die hiernach berechneten Zeiten angegeben. Hieraus ist ersichtlich, daß die hyperbolische Formel für die Ablaufkurve insofern vom Versuchsergebnis abweicht, als die Zeitdauer des Ablaufs etwas zu groß, also die Auslaufkurve zu lang gestreckt ist. In anderen Fällen zeigte sich aber eine noch bessere Übereinstimmung. Wir haben oben gesehen, daß der Eigenwiderstand  $w$  für eine beliebige Geschwindigkeit aus der Auslaufkurve sehr leicht berechnet werden kann; denn er ist

$$w = 28,3 \cdot \text{tg } \varphi.$$

In der Zahlentafel 17 sind auch die Werte von  $\text{tg } \varphi$  nach der wirklichen Beobachtungskurve und hiernach der Widerstand selbst in der Fig. 179 als Funktion der Geschwindigkeit  $v$  dargestellt und in derselben Weise auch die aus der Hyperbel sich ergebenden. Bei dieser ist es aber nicht mehr



nötig, die Tangenten zu ziehen und zu berechnen, sondern die Widerstandsformel ergibt sich unmittelbar aus der Gleichung der Auslaufkurve; denn man erhält durch Differenzieren derselben

$$d[(a+t)(b+v)] = 0 = (a+t)dv + (b+v)dt,$$

oder 
$$\frac{dv}{dt} = -\frac{b+v}{a+t} = -\frac{(b+v)^2}{c},$$

oder  $\frac{dv}{dt}$  als Verzögerung betrachtet  $= \frac{b^2}{c} + \frac{2bv}{c} + \frac{v^2}{c}$  allgemein  $= a + bv + cv^2$ , also eine dreigliedrige Formel mit der näheren Bestimmung, daß dieser Wert  $= \frac{1}{c}(b^2 + 2bv + v^2) = \frac{1}{c}$  mal einem vollständigen Quadrat  $= \frac{(b+v)^2}{c}$  ist, so daß also nur zwei Konstanten  $b$  und  $c$  zu bestimmen sind, also auch die ganze Auslauf- und Widerstandskurve durch zwei einzelne Versuchswerte bestimmt werden kann.

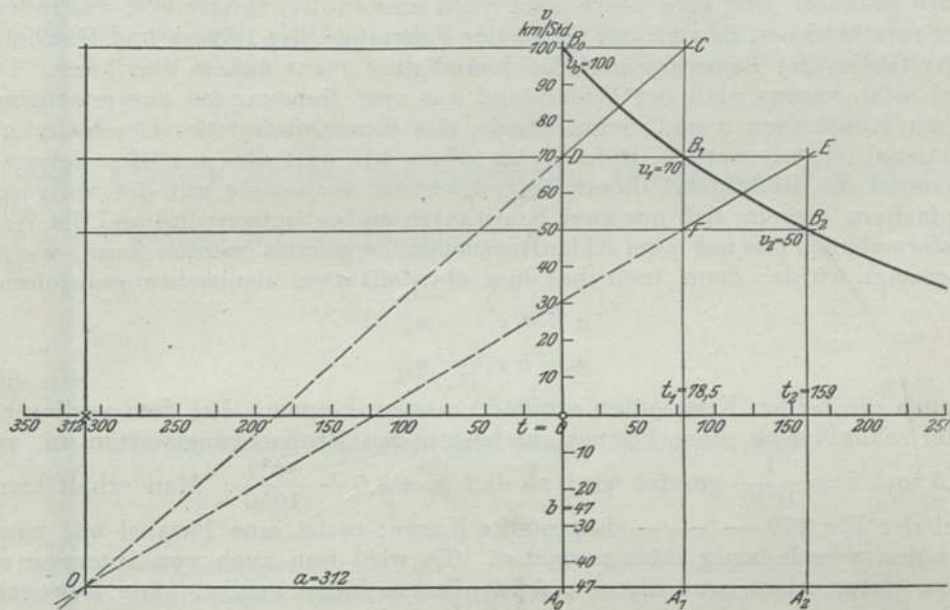


Fig. 180. Konstruktion der hyperbolischen Auslaufkurve.

Zur Aufstellung dieser Widerstandsformel genügen also zwei Versuche, und die Ablaufhyperbel kann auf Grund derselben sogleich aufgezeichnet werden; denn die Rechtecke über den Koordinaten

$O A_0$  und  $A_0 B_0$ , Fig. 180,

$O A_1$  „  $A_1 B_1$ ,

sowie  $O A_2$  „  $A_2 B_2$

sind gleich groß, so daß sich die verlängerten Diagonalen  $CD$  und  $EF$  in dem gesuchten Koordinatenanfangspunkt  $O$  schneiden. Hiermit sind die Werte für  $a$ ,  $b$  und  $c$  und überhaupt die hyperbolische Auslaufkurve  $B_0 B_1 B_2 \dots$  bekannt.

Nehmen wir z. B. einmal an, wie dies öfters zutrifft, daß eine längere wagerechte Strecke zu Auslaufversuchen nicht zur Verfügung stände, wohl aber zwei verschiedene Gefällstrecken von  $1/200$  und  $1/100$  Neigung und man hätte auf diesen mit größter Leichtigkeit und Sicherheit festgestellt, daß die Beharrungsgeschwindigkeiten auf diesen Strecken  $40,5$  und  $81,5$  km/st betragen, so erhält man zur Be-

stimmung der hyperbolischen Auslauf- und Widerstandskurve die beiden Beobachtungsgleichungen

$$\frac{(b + 40,5)^2}{c} = 5 \quad \text{und} \quad \frac{(b + 81,5)^2}{c} = 10,$$

woraus sich die beiden Konstanten

$$b = 47 \quad \text{und} \quad c = 45690$$

ergeben würden und hiermit die beiden Kurven. Es ist jedoch zu bemerken, daß diese Rechnung zur genaueren Bestimmung der Auslaufzeiten und Widerstände dieser Lokomotive bis zu 35 km Geschwindigkeit nicht zulässig ist.

## 2. Die zweigliedrige Widerstandsformel $w = a + bv^2$ .

Diese seit Clark immer noch am meisten angewandte Widerstandsformel ist die denkbar einfachste. Nur die Werte der Konstanten  $a$  und  $b$  haben sich inzwischen geändert, sind aber heute noch nicht einwandfrei festgestellt, was indessen bei der verschiedenen Bauart und Größe der Fahrzeuge, der Bauart und Beschaffenheit der Gleise, der Belastung und Geschwindigkeit nicht anders sein kann. Diese Formel setzt voraus, daß der Widerstand aus zwei Summanden zusammengesetzt ist, einer Konstanten  $a$  und einem Gliede, das dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional ist; wir werden in der Folge sehen, wie weit dies zutrifft. Setzen wir aber einmal die Richtigkeit dieser Formel voraus, so hat sie mit der vorigen die Vereinfachung gemein, daß nur zwei Konstanten zu bestimmen sind und die Widerstandsformel auch aus nur zwei Ablaufversuchen hergeleitet werden kann, wie dies oben gezeigt wurde; denn man hat hier ebenfalls zwei Beobachtungsgleichungen

$$a + bv_1^2 = n_1$$

und

$$a + bv_2^2 = n_2,$$

aus denen die beiden Konstanten ermittelt werden können. Bei dem vorliegenden Beispiel schließt sich diese Formel am besten den Beobachtungswerten an, wenn  $a = 3,5$  und  $b = \frac{1}{1050}$  gesetzt wird, so daß  $w = 3,5 + \frac{v^2}{1050}$ . Man erhält hieraus die auf der Fig. 179 — — — dargestellte Kurve; es ist eine Parabel mit parallel nach unten verschobener Abszissenachse. Es wird nun auch von Interesse sein, noch zu untersuchen, was für eine Auslaufkurve hierzu gehört. Die Bewegungsgleichheit ist

$$* \quad P = Z - W = -W = -Gw = -G(a + bv^2) = Mf = \frac{G \cdot 1000}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

und man erhält hieraus 
$$\frac{dv}{dt} = -\frac{w}{28,3} = -\frac{a + bv^2}{28,3}$$

und daher

$$dt = -\frac{28,3 \cdot dv}{a + bv^2}$$

und durch Integration

$$t = -28,3 \int \frac{dv}{a + bv^2} = -\frac{28,3}{\sqrt{ab}} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( v \sqrt{\frac{b}{a}} \right) + C.$$

Für die Ruhelage ist  $t = 0$  und  $v = v_0$ ; also

$$0 = -\frac{28,3}{\sqrt{ab}} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( v_0 \sqrt{\frac{b}{a}} \right) + C;$$

also

$$t = \frac{28,3}{\sqrt{ab}} \left[ \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( v \sqrt{\frac{b}{a}} \right) - \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( v_0 \sqrt{\frac{b}{a}} \right) \right].$$



Um die Aufzeichnung der hiernach zu bestimmenden Koordinaten zu erleichtern, kann eine Umkehrung der Formel bewirkt werden; denn es ist auch

$$\operatorname{arc\,tg}\left(v\sqrt{\frac{b}{a}}\right) = \operatorname{arc\,tg}\left(v_0\sqrt{\frac{b}{a}}\right) - \frac{t\sqrt{ab}}{28,3};$$

also

$$v = \sqrt{\frac{a}{b}} \operatorname{tg}\left[\operatorname{arc\,tg}\left(v_0\sqrt{\frac{b}{a}}\right) - \frac{t\sqrt{ab}}{28,3}\right],$$

allgemein =  $A \cdot \operatorname{tg}(B - Ct)$ .

Die obige Formel für die Auslaufzeit  $t$  wird im vorliegenden Beispiel

$$t = 490 [1,0254 - \operatorname{arc\,tg}(0,0165 \cdot v)],$$

und die zugehörige Kurve ist in der Fig. 178 und die zusammengehörigen Werte für  $v$  und  $t$  sind unter 3 in der Zahlentafel 17 eingetragen.

Bei dieser Formel tritt also das Umgekehrte ein; die Auslaufkurve fällt zuletzt stärker, weil die entsprechenden Werte für den Widerstand zu groß sind. Die Widerstandskurve kann also auch durch eine reine Parabel nicht dargestellt werden, und es soll daher versucht werden, eine dreigliedrige Formel zugrunde zu legen.

### 3. Die dreigliedrige Widerstandsformel $w = a + bv + cv^2$ .

Dieser Ausdruck soll aber kein vollständiges Quadrat sein, wie bei der Hyperbel.

Aus der jetzigen Differentialgleichung

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{a + bv + cv^2}{28,3}$$

ergibt sich

$$t = -28,3 \int \frac{dv}{a + bv + cv^2},$$

wobei also nicht, wie in den beiden vorhergehenden Fällen, der Wert

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 - ac = 0,$$

bzw. bei der zweigliedrigen Formel, da  $b = 0$ ,  $< 0$  ist, sondern positiv oder negativ. Es wird sich herausstellen, daß im vorliegenden Beispiel dieser Ausdruck  $< 0$  ist, wonach

$$t = -\frac{28,3}{\sqrt{ac - \left(\frac{b}{2}\right)^2}} \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\frac{b}{2} + cv}{\sqrt{ac - \left(\frac{b}{2}\right)^2}}\right) + C$$

und zur Ermittlung der Integrationskonstanten  $C$ , bzw. zur bestimmten Integration

$$0 = -\frac{28,3}{A} \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\frac{b}{2} + cv_0}{A}\right) + C,$$

wenn der Ausdruck  $\sqrt{ac - \left(\frac{b}{2}\right)^2}$  einstweilen mit  $A$  bezeichnet wird, und

$$t = \frac{28,3}{A} \left[ \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\frac{b}{2} + cv_0}{A}\right) - \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\frac{b}{2} + cv}{A}\right) \right],$$

oder nach der Umkehrung  $v = \mathfrak{A} \operatorname{tg}(\mathfrak{B} - \mathfrak{C}t) + \mathfrak{D}$ , woraus sich nach der Beobachtung die Konstanten ergeben

$$\begin{aligned} a &= 2,35 \\ b &= 0,0375 \\ c &= \frac{1}{1450}; \end{aligned}$$

und

also  $t = 794 [1,18537 - \operatorname{arc} \operatorname{tg}(0,526 + 0,01934 \cdot v)]$

und die Widerstandsformel

$$w = 2,35 + 0,0375 \cdot v + \frac{v^2}{1450}.$$

Die Auslauf- und Widerstandskurve nach diesen Gleichungen sind in den Fig. 178 u. 179 durch ----- und in der Zusammenstellung unter 4 angegeben.

Ist aber  $\left(\frac{b}{2}\right)^2 - ac > 0$ , was auch vorkommt, so entsteht eine logarithmische Funktion; denn es ist dann

$$t = -\frac{28,3}{2 \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 - ac}} \ln \left( \frac{\sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 - ac} - \frac{b}{2} - cv}{\sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 - ac} + \frac{b}{2} + cv} \right) + C$$

und

$$0 = -\frac{28,3}{2A} \ln \left( \frac{A - \frac{b}{2} - cv_0}{A + \frac{b}{2} + cv_0} \right) + C,$$

wenn der Wert von  $\sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 - ac}$  mit  $A$  bezeichnet wird; also

$$\begin{aligned} t &= \frac{28,3}{2A} \left[ \ln \left( \frac{A - \frac{b}{2} - cv_0}{A + \frac{b}{2} + cv_0} \right) - \ln \left( \frac{A - \frac{b}{2} - cv}{A + \frac{b}{2} + cv} \right) \right] \\ &= \frac{28,3}{2A} \cdot \ln \left( \frac{A - \frac{b}{2} - cv_0}{A + \frac{b}{2} + cv_0} \cdot \frac{A + \frac{b}{2} + cv}{A - \frac{b}{2} - cv} \right) \\ &= \frac{28,3}{2A} \cdot \ln \left( B \cdot \frac{A + \frac{b}{2} + cv}{A - \frac{b}{2} - cv} \right), \end{aligned}$$

indem der konstante Ausdruck

$$\frac{A - \frac{b}{2} - cv_0}{A + \frac{b}{2} + cv_0} = B$$

gesetzt wird. Umgekehrt ist  $v$  allgemein

$$= \frac{\mathfrak{A}e^{\mathfrak{C}t} - \mathfrak{C}}{\mathfrak{D}e^{\mathfrak{C}t} + 1}.$$



Aus drei Beobachtungswerten für  $t: t_1, t_2$  und  $t_3$  und den zugehörigen für  $v: v_1, v_2$  und  $v_3$  können die Konstanten  $a, b$  und  $c$  berechnet werden.

Die dreigliedrige Formel entspricht ebenfalls einer Parabel mit versetztem Koordinatensystem; denn wird für  $v = x - \alpha$  gesetzt, so ist

$$\begin{aligned} w &= a + b x - b \alpha + c x^2 - 2 c x \alpha + c x^2 \\ &= a - b \alpha + c \alpha^2 + (b - 2 c \alpha) x + c x^2. \end{aligned}$$

Für  $b - 2 c \alpha = 0$ , also  $\alpha = \frac{b}{2c}$ , verschwindet der Summand mit  $x$  und man erhält, wenn die Konstante  $a - b \alpha + c \alpha^2 = \beta$  gesetzt wird, die Gleichung

$$x^2 = \frac{w - \beta}{c}.$$

Bei der vierzylindrigen Lokomotive war

$$w = 2,35 + 0,0375 \cdot v + \frac{v^2}{1450},$$

also 
$$\alpha = \frac{0,0375 \cdot 1450}{2} = 27$$

und 
$$\beta = a - \frac{b^2}{2c} + \frac{b^2}{4c} = a - \frac{b^2}{4c} = 2,35 - \frac{0,0375^2 \cdot 1450}{4} = 1,85;$$

also 
$$x^2 = (v + \alpha)^2 = (v + 27)^2 = \frac{w - 1,85}{\frac{1}{1450}} = 1450(w - 1,85).$$

Die Mittelpunktsleichung einer Parabel, deren Hauptachsen um  $+27$  und  $-1,85$  nach außen abstehen.

Die Art der Auslaufkurven hängt also von den Konstanten  $a, b$  und  $c$  ab, und zwar sind diese Linien entweder trigonometrische oder logarithmische Kurven, je nachdem die Größe  $\left(\frac{b}{2}\right)^2 - ac \leq 0$  ist.

Im ersten Falle ist

$$t = \frac{28,3}{A} \left[ \arctg \left( \frac{\frac{b}{2} + cv_0}{A} \right) - \arctg \left( \frac{\frac{b}{2} + cv}{A} \right) \right]$$

für  $A = \sqrt{ac - \left(\frac{b}{2}\right)^2}$

und im zweiten Fall

$$t = \frac{28,3}{2A} \ln \left( B \cdot \frac{A + \frac{b}{2} + cv}{A - \frac{b}{2} - cv} \right)$$

für  $A = \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 - ac}$

und für  $B = \frac{A - \frac{b}{2} - cv_0}{A + \frac{b}{2} + cv_0}$

Zwischen beiden liegt der Fall, daß

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 - ac = 0$$

ist; dann wird

$$w = a + bv + cv^2 = \frac{b^2}{4c} + bv + cv^2 = \frac{b^2 + 4bcv + 4c^2v^2}{4c}$$

und daher

$$t = -28,3 \int \frac{dv}{a + bv + cv^2} = -28,3 \cdot 4c \int \frac{dv}{(b + 2cv)^2} = \frac{28,3 \cdot 2}{b + 2cv} + C;$$

ferner

$$0 = \frac{28,3 \cdot 2}{b + 2cv_0};$$

also 
$$t = 2 \cdot 28,3 \left( \frac{1}{b + 2cv} - \frac{1}{b + 2cv_0} \right) = \frac{56,6}{b + 2cv} - A$$

und allgemein 
$$(A + t) \left( \frac{b}{2} + cv \right) = 28,3$$

eine gleichseitige Hyperbel.

Es kommt vor, daß die Größe  $\left(\frac{b}{2}\right)^2 - ac$  bei zwei Lokomotiven derselben Gattung positiv und negativ wird, was größtenteils von der Konstanten  $a$ , also von den inneren Widerständen der Lokomotiven abhängt; man kann daher wohl annehmen, daß die Hyperbel gewissermaßen einen Durchschnittszustand, oder einen Übergang zwischen den Grenzfällen darstellen wird. Verschwindet aber die Konstante  $b$ , so ist auch hier  $\left(\frac{b}{2}\right)^2 - ac < 0$ , und gehört die Auslaufkurve, wie wir gesehen haben, auch zur trigonometrischen Gattung.

Aus den Figuren dieser Kurven ist ersichtlich, daß sich alle drei Formeln den wirklichen Beobachtungsergebnissen zwischen den Geschwindigkeiten von etwa 50 und 100 km/st gut anschließen können, und erst bei kleinen Geschwindigkeiten gehen die Werte allerdings erheblich auseinander. Übrigens sind diese Werte überhaupt etwas unsicher; sie hängen, wie schon bemerkt, auch von Zufälligkeiten ab, wie dem Zustand des Oberbaus, der Räder, der reibenden Flächen, von der Schmierung der Stopfbuchsen und anderem und besonders beim Auslauf des Versuchs auch noch von der zufälligen Stellung der Triebwerksmassen, da die ausgleichende Wirkung derselben kurz vor dem Stillstande der Lokomotive verloren geht. Auf Grund dieser Untersuchungen sind zunächst die zweigliedrigen Widerstandsformeln der auf der Zahlentafel 16 angeführten Lokomotivbauarten und die zugehörigen Widerstandskurven in folgenden Figuren dargestellt.

- Fig. 181 enthält die unter  $a$  angegebenen Lokomotiven, die der  
 „ 182 beziehen sich auf  $b$ ,  
 „ 183 „ „ „  $c$ ,  
 „ 184 „ „ „  $d$ ,  
 „ 185 „ „ „  $e$ ,  
 „ 186 „ „ „ die unter  $f$  bezeichneten Lokomotiven und  
 „ 187 zu den unter  $g$ .

Außer diesen in der Zahlentafel angegebenen Lokomotiven, mit denen Auslaufversuche angestellt wurden, sind noch mit den folgenden nur Ablaufversuche auf zwei verschiedenen Gefällstrecken  $\frac{1}{200}$  und  $\frac{1}{100}$  vorgenommen und hiernach in der



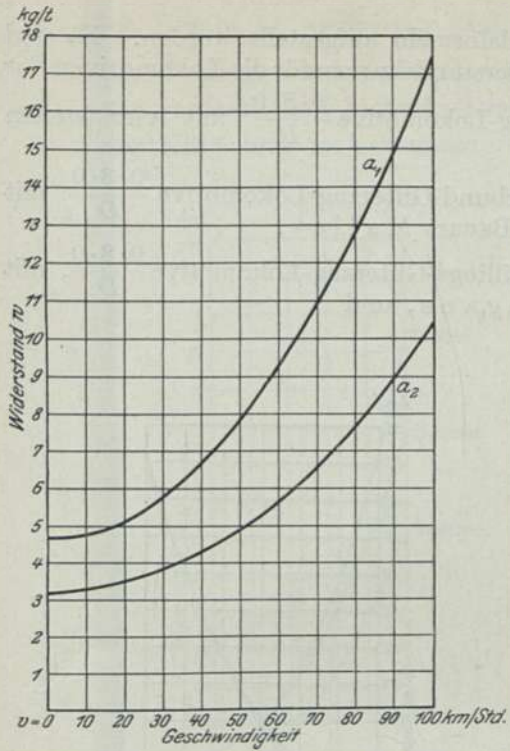


Fig. 181. Widerstandsformeln. Zweigliedrige.  
a) Verbund-Lokomotiven.  
1. Personenzug-Lokomotive.  
2. Schnellzug-Lokomotive.

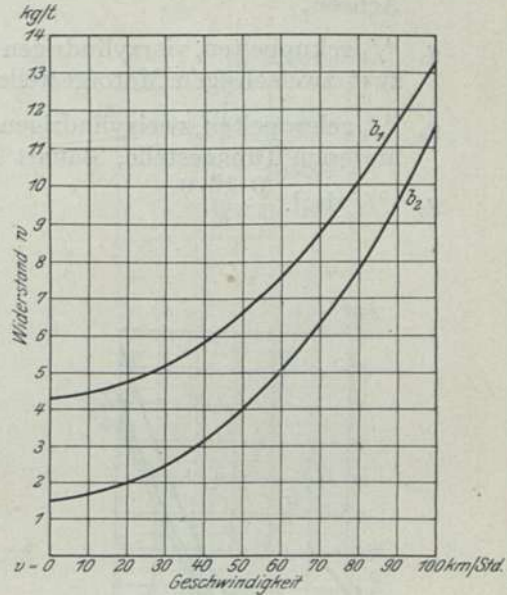


Fig. 182. Widerstandsformeln. Zweigliedrige.  
b) Personenzug-Lokomotiven.  
1.  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$  gekuppelte  
2.  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  gekuppelte

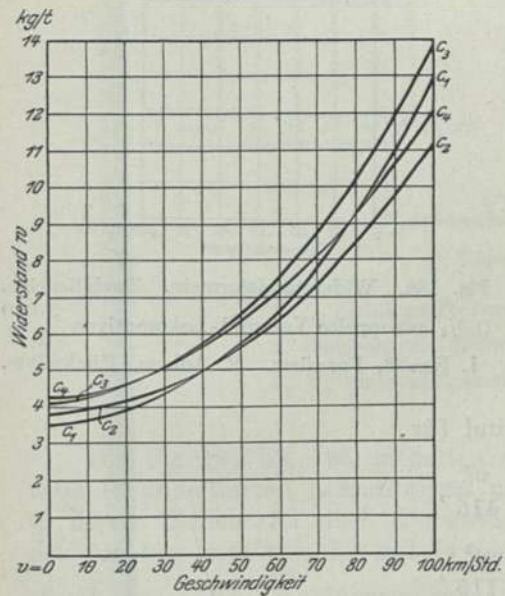


Fig. 183. Widerstandsformeln. Zweigliedrige.  
c) Vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotiven.  
1.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  gekuppelte Hannover  
2. „ „ Grafenstaden „  
3.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  gekuppelte Hannover  
4. „ „ Grafenstaden „

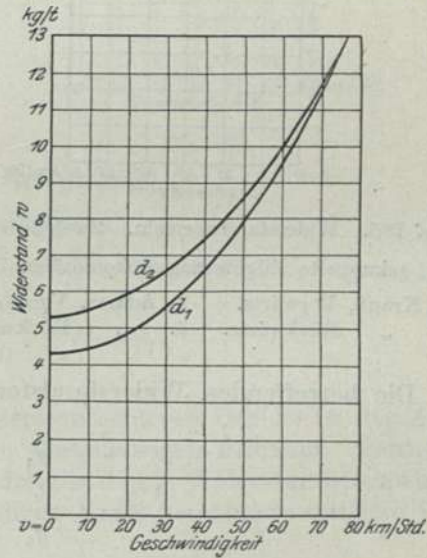


Fig. 184. Widerstandsformeln.  
Zweigliedrige.  
d)  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{1 \cdot B \cdot 1}$  gekuppelte Personenzug-Tender-Lokomotiven mit Endlaufachsen  
1. Vorwärtsgang.  
2. Rückwärtsgang.

angeführten Weise zweigliedrige Widerstandsformeln aufgestellt worden. Es sind dies die in der Fig. 188 aufgezeichneten Widerstandskurven für die Lokomotiven der

$g_4$   $\frac{3}{4}$  gekuppelten Zwillings-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0.8.0}{D}$  mit vier steifen Achsen,

$g_5$   $\frac{3}{4}$  gekuppelten, vierzylindrigen Verbund-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0.8.0}{D}$  mit zwei zweiachsigen Motorgestellen, Bauart Mallet,

$g_6$   $\frac{3}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Zwillings-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0.8.0}{D}$ , mit hinterem Drehgestelle, Bauart Hagens, und

$g_7$   $\frac{5}{5}$  dsgl.  $\frac{0.10.0}{E}$ .

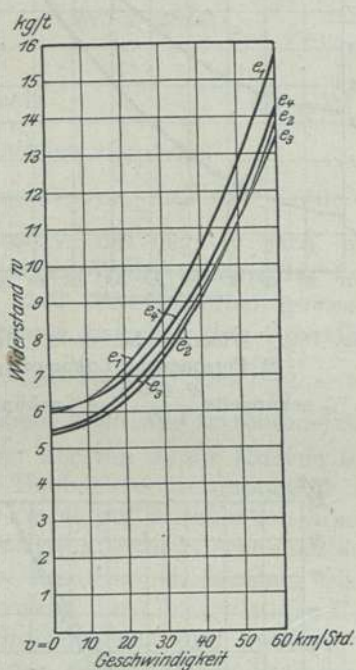


Fig. 185. Widerstandsformeln. Zweigliedrige.

- e)  $\frac{3}{4}$  gekuppelte Eilgüterzug-Lokomotiven  $\frac{2.6.0}{1.C}$
- |                     |                     |
|---------------------|---------------------|
| 1. Krauß, Vorwärts. | 3. Adams, Vorwärts. |
| 2. „ Rückwärts.     | 4. „ Rückwärts.     |

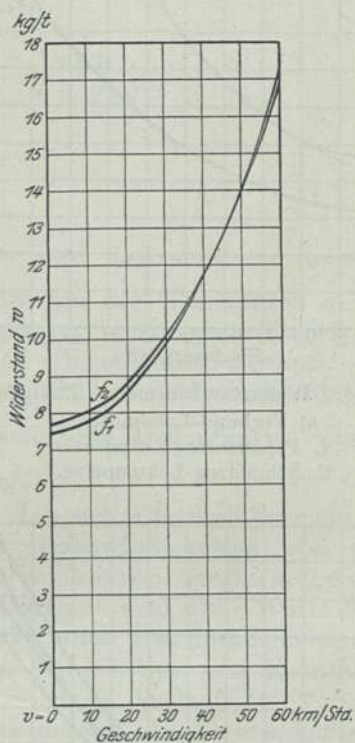


Fig. 186. Widerstandsformeln. Zweigliedrige.

- f)  $\frac{3}{4}$  gekuppelte Verbund-Lokomotiven  $\frac{2.6.0}{1.C}$
- |                     |                      |
|---------------------|----------------------|
| 1. Krauß, Vorwärts. | 2. Adams, Rückwärts. |
|---------------------|----------------------|

Die betreffenden Widerstandsformeln sind für

$$g_4 \quad 4,2 + \frac{v^2}{416},$$

$$g_5 \quad 4,0 + \frac{v^2}{115},$$

$$g_6 \quad 5,4 + \frac{v^2}{244},$$

$$g_7 \quad 5,0 + \frac{v^2}{50}.$$



Auch hieraus ist wieder der Einfluß  
der Zwillings- und Verbundwirkung,  
der vorderen und hinteren Drehgestelle und  
der Kuppelung zu erkennen.

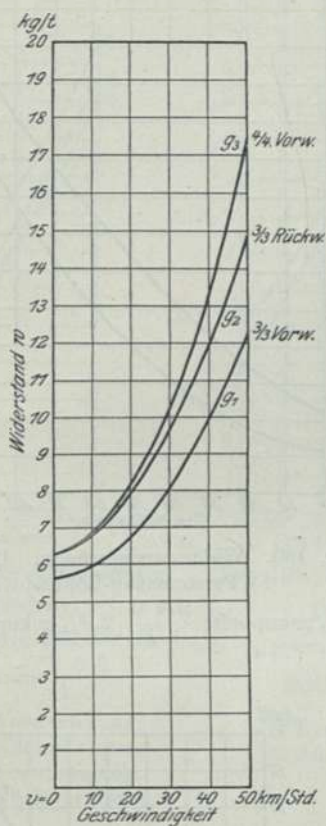


Fig. 187.

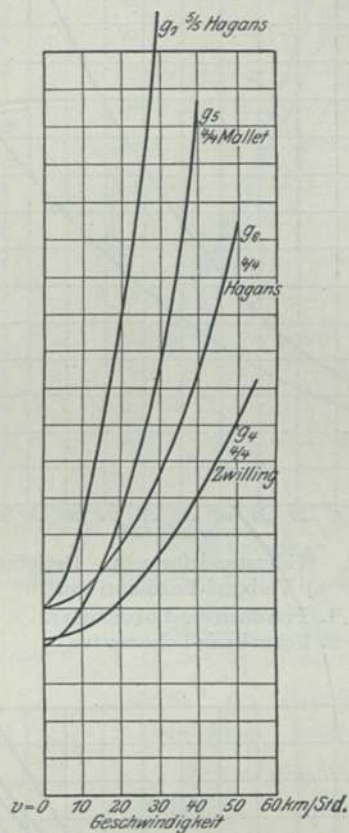


Fig. 188.

Widerstandsformeln. Zweigliedrige.

g) Güterzug-Lokomotiven.

1.  $\frac{3}{3}$  Zwillings-Tender-Lokomotive  $\frac{0.6 \cdot 0}{C}$ . Vorwärts.
2. Desgleichen. Rückwärts.
3.  $\frac{4}{4}$  Verbund-Lokomotive  $\frac{0.8 \cdot 0}{D}$ . Vorwärts.

Die Fig. 189 bis 195 enthalten die Widerstandskurven der 19 in der Zahlentafel 16 angeführten Lokomotiven nach den dreigliedrigen Formeln. Ferner sind in dieser Zahlentafel noch die zwei- und dreigliedrigen Widerstandsformeln und der aus dem Satz von der Arbeit und lebendigen Kraft berechnete mittlere Widerstand  $w_m = 3,93 \cdot \frac{v_0^2}{s}$  eingetragen.

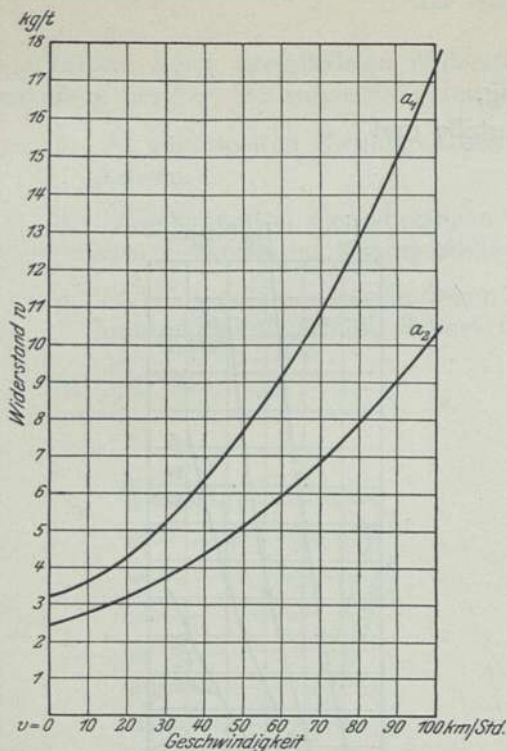


Fig. 189. Widerstandsformeln. Dreigliedrige.  
a) Verbund-Lokomotiven.  
1. Personenzug-Lokomotive.  
2. Schnellzug-Lokomotive.

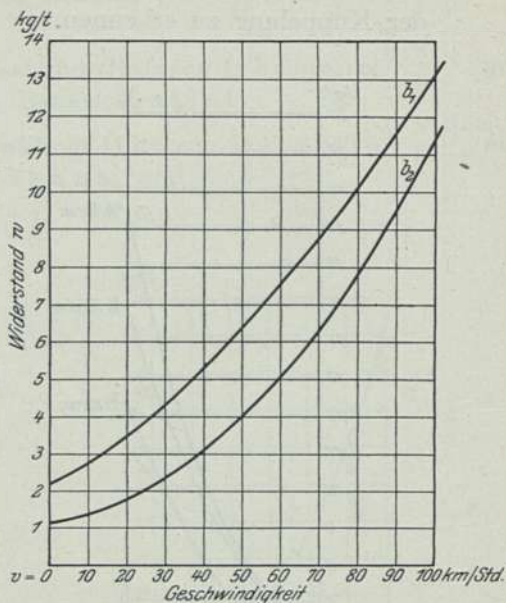


Fig. 190. Widerstandsformeln. Dreigliedrige.  
b) Personenzug-Lokomotiven.  
1.  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$  gekuppelte  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$   
2.  $\frac{2}{4}$  gekuppelte

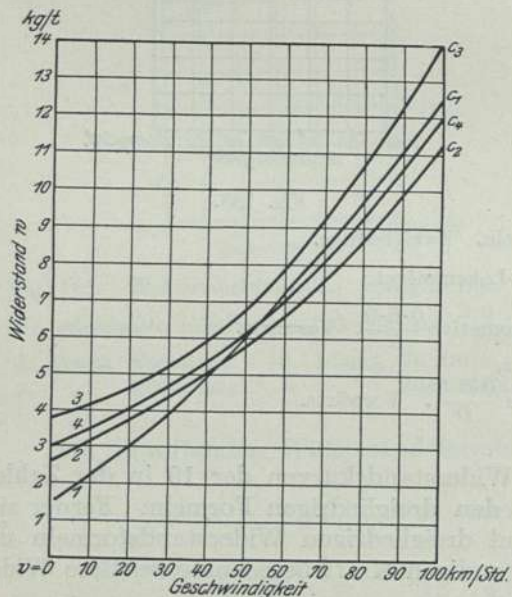


Fig. 191. Widerstandsformeln. Dreigliedrige.  
c) Vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotiven.

1.  $\frac{2}{4}$  gekuppelte. Hannover  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$
2. „ „ Grafenstaden „
3.  $\frac{2}{5}$  gekuppelte. Hannover  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$
4. „ „ Grafenstaden „

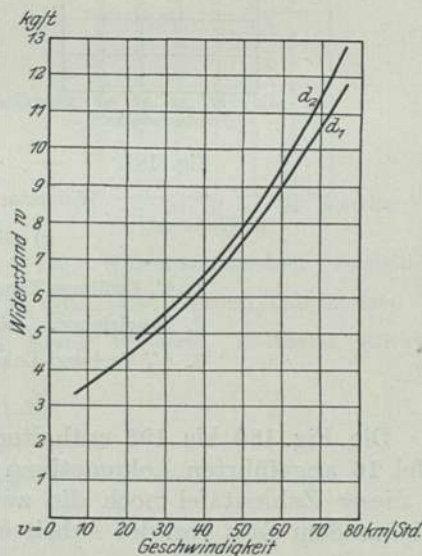


Fig. 192. Widerstandsformeln. Dreigliedrige.  
d)  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Personenzug-Tender-Lokomotiven mit Endlaufachsen  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{1 \cdot B \cdot 1}$   
1. Vorwärtsgang.  
2. Rückwärtsgang.



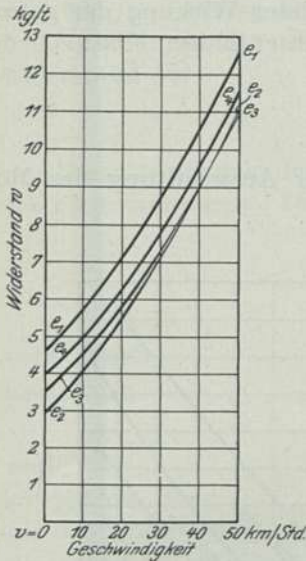


Fig. 193. Widerstandsformeln. Dreigliedrige.

- e)  $\frac{3}{4}$  gekuppelte Eilgüterzug-Lokomotiven  $\frac{2.6.0}{1.C}$ .
1. Krauß. Vorwärtsgang.
  2. „ Rückwärtsgang.
  3. Adams. Vorwärtsgang.
  4. „ Rückwärtsgang.

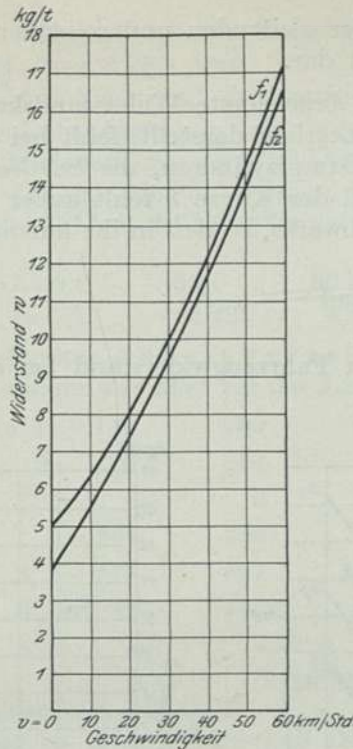


Fig. 194. Widerstandsformeln. Dreigliedrige.

- f)  $\frac{3}{4}$  gekuppelte Verbund-Lokomotiven  $\frac{2.6.0}{1.C}$ .
1. Krauß. Vorwärts.
  2. Adams. „

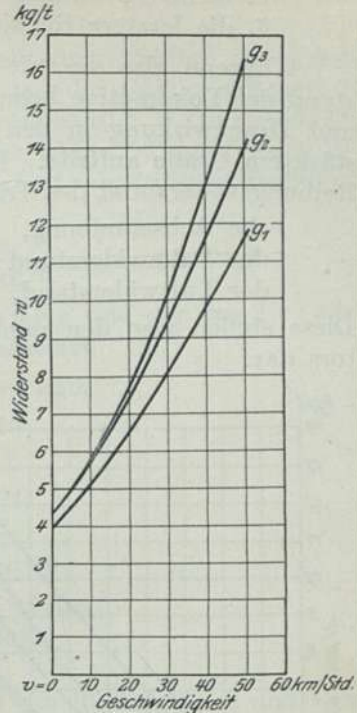


Fig. 195. Widerstandsformeln. Dreigliedrige.

- g) Güterzug-Lokomotiven.
1.  $\frac{3}{3}$  Zwillings-Tender-Lokomotive  $\frac{0.6.0}{C}$ . Vorwärts.
  2. Desgleichen. Rückwärts.
  3.  $\frac{4}{4}$  Verbund-Lok.  $\frac{0.8.0}{D}$ . Vorwärts.

### Die Trennung der einzelnen Lokomotivwiderstände.

Nach diesen vorausgegangenen Berechnungen und Beobachtungen kann jetzt an einem Beispiel versucht werden, die einzelnen Widerstände der Lokomotive, die gleitende Reibung, den Widerstand gegen die Kolbenbewegung, die rollende Reibung und den Luftwiderstand

voneinander zu trennen und gesondert darzustellen. Dies mag wieder an der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Verbund-Personenzug-Lokomotive geschehen, mit der diese Versuche angestellt worden sind. Von den in der Fig. 196 vergleichsweise dargestellten, auf Grund der Ablaufversuche berechneten Widerstandskurven der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Verbund-Personen- und Schnellzug-Lokomotiven  $\frac{4.4.0}{2.B}$  sind die der ersteren in der Fig. 197 nochmals für sich dargestellt, und zwar beziehen sich die Kurven

1. auf den betriebsfähigen Zustand,
2. auf den Zustand ohne Dampfschieber,
3. auf den Zustand ohne Triebwerk,

4. stellt die Summe der gleitenden und rollenden Reibung und
5. die letztere für sich dar.

Während also die mit 1 bezeichnete Widerstandskurve den gesamten Widerstand der Lokomotive beim Leerlauf darstellt, fehlt bei der Kurve 2 die Luftsaug- und Druckwirkung in den Dampfzylindern, die bei Verbundlokomotiven in verstärktem Grade auftritt. Bei der Kurve 3 fehlt außer dieser Wirkung der ganze Reibungswiderstand des Triebwerks, so daß in ihr nur noch enthalten sind:

- die Achsenreibung,
- der Bahnwiderstand und
- der Luftwiderstand.

Diese stellen also den reinen Fahrzeugwiderstand bei der Ausschaltung des Motors dar.

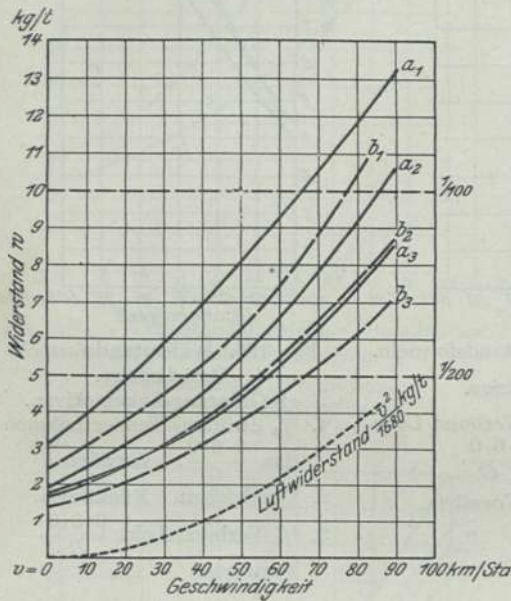


Fig. 196. Eigenwiderstand der Lokomotiven.

- a)  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Verb.-Personenzug-Lok.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$   
 b) „ „ „ Schnellzug- „ „  
 1. betriebsfähig, 2. ohne Dampfschieber,  
 3. ohne Triebwerk.

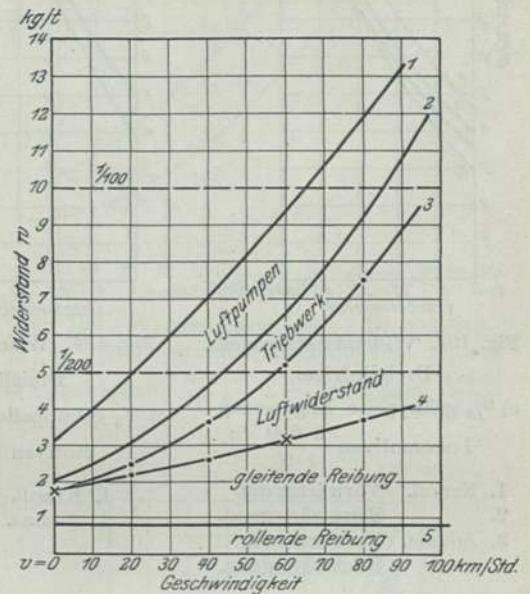


Fig. 197. Eigenwiderstand der Lokomotiven.

- $\frac{2}{4}$  gekuppelte Verb.-Personenzug-Lok.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$   
 1. betriebsfähig,  
 2. ohne Dampfschieber,  
 3. ohne Triebwerk.

Nach den Kurven 1 und 2 ist der Unterschied der Widerstände für die Geschwindigkeit

$$v = 0 \quad 40 \quad 80 \text{ km/st.}$$

$$w = 1,1 \quad 2,4 \quad 2,6 \text{ kg/t;}$$

$$\text{daher} \quad W = 88 \quad 192 \quad 208 \text{ kg}$$

und am Dampfkolben

$$= \frac{W \cdot \pi D}{2h} = \frac{W \cdot \pi \cdot 1,73}{2 \cdot 0,6} = 4,53 W = 309, \quad 870, \quad 942 \text{ kg.}$$

Dies entspricht einem mittleren spezifischen Überdruck bei der Saug- und Druckwirkung von  $p = \frac{4,53 \cdot W}{\pi d^2} = \frac{4,53 \cdot W}{1662} = 0,24, \quad 0,52, \quad 0,57 \text{ kg/qcm,}$



während nach der früheren überschläglichen Berechnung dieser Wert 0,45 kg und der spezifische Widerstand etwa 2 kg/t war.

Der Unterschied zwischen zwei und drei entspricht dem Einfluß des Triebwerks ohne diese Saug- und Druckwirkung; er nimmt mit der Geschwindigkeit zu infolge der Mitwirkung der Triebwerksmassen. Der Unterschied ist z. B. für  $v = 80 \text{ km} = 1,6 \text{ kg/t} = 128 \text{ kg}$  und auf den Kolben bezogen  $4,53 \cdot 128 = 547 \text{ kg}$ . Nach der früheren Berechnung und der Zahlentafel 15 ist der gesamte spezifische Reibungswiderstand für

|             |       |           |
|-------------|-------|-----------|
| $v = 0$     | 35    | 90 km,    |
| $w_r = 1,1$ | 2,225 | 4,3 kg/t, |

und zwar setzt sich derselbe aus Achslagerreibung und der des Triebwerks zusammen. Die erstere war aber bei der Lokomotive

|                 |             |     |                 |
|-----------------|-------------|-----|-----------------|
|                 | zu 1 = 140  | 280 | 490 kgm         |
|                 | „ 2 = 136   | 284 | 615 „           |
|                 | „ 8 = 5     | 5   | 5 „             |
| beim Tender     | = 164       | 328 | 574 „           |
| zusammen        | $A_r = 445$ | 897 | 1684 „          |
|                 | $W_r = 82$  | 165 | 310 kg          |
| und             | $w_r$       | 1,0 | 2,06            |
| so daß der Rest |             | 0,1 | 0,165 und 0,4 „ |

für das Triebwerk zu rechnen sein würde.

Nach der Beobachtung ist dieser Widerstand aber erheblich größer, und zwar 0,25, 0,85 und 1,95 kg/t, woraus wahrscheinlich zu folgern sein wird, daß trotz der fehlenden Schieber noch ein Rest der Saugwirkung zurückbleibt und der Reibungskoeffizient der Triebwerksteile, namentlich der Stopfbuchsen und Stangenlager, doch größer sein wird, als hier bei der Berechnung vorausgesetzt war. Ferner können auch die hier außer acht gelassenen Kuppelstangen, selbst beim Leerlauf, den Widerstand durch die gleitende Reibung auf den Schienen möglicherweise erheblich verstärken, was später noch genauer festzustellen sein wird.

Zwischen den Kurven 3 und 4 liegt der Luftwiderstand, der nach der Frank'schen Formel  $\frac{v^2}{21} \text{ kg}$  beträgt, also z. B. für  $v = 80 \text{ km} = 305 \text{ kg}$  oder  $\frac{305}{80} = 3,8 \text{ kg/t}$ .

Trägt man diese Werte von der Linie 3 nach unten ab, so kommt man auf die Linie 4, die dem Rest der Widerstände, bestehend aus der rollenden Reibung der Räder auf den Schienen und der gleitenden Achslagerreibung entspricht; die letztere wird sich annähernd mit der Geschwindigkeit in gradem Verhältnis ändern, wie auch andere Beobachter an geteilten Lagern festgestellt haben. Wird nun aber die rollende Reibung, als unabhängig von der Geschwindigkeit, nach der früheren Berechnung  $= 0,8 \text{ kg/t}$  gesetzt, so erhält man eine Funktion für die Abhängigkeit der gleitenden Reibung von der Geschwindigkeit annähernd

$$w = a + bv = 0,95 + \frac{v}{41},$$

z. B. für  $v = 80 = 0,95 + \frac{80}{41} = 2,9;$

also für  $v = 0, 35$  und  $90 \text{ km}$ , 0,95, 1,85, 3,15 und nach der früheren Berechnung 1,00, 2,06, 3,90.

Eine ähnliche Funktion gilt dann auch für den Koeffizienten der Achslagerreibung; denn ist dieser für  $v = 0$ , 0,01, so kann er für  $v = 80 \text{ km}$  annähernd



$= \frac{0,01 \cdot 2,9}{0,95} = 0,031$  gesetzt werden, während wir bei der Berechnung der Achslagerreibung den Koeffizienten  $\mu$  etwa  $= 0,01 + \frac{v}{3600}$ , oder z. B. für  $v = 80$  zu 0,032 angenommen hatten. Hiernach ist es erklärlich, weshalb die zwei- und dreigliedrigen Formeln nicht immer übereinstimmen. Um aber die Sache zur Entscheidung zu bringen, wird es nötig sein, nicht nur die gleitende Reibung der Achslager und des Triebwerks als Funktion der Geschwindigkeit genauer festzustellen, was am sichersten in einer Lokomotiv-Prüfungsanstalt geschehen könnte, sondern auch die rollende Reibung, da es nicht ausgeschlossen ist, daß dieser Widerstand sich ebenfalls mit der Geschwindigkeit ändert und wahrscheinlich mit ihrer Zunahme kleiner wird.

Die Widerstandskurven geben hiernach immer nur Näherungswerte, und man muß bei der Aufstellung von Widerstandsformeln, den Zweck beachtend, immer diejenigen Beobachtungswerte bestimmen und zugrunde legen, die bei ihrer praktischen Verwendung ausschlaggebend sind. Handelt es sich z. B. um die Leistungs-

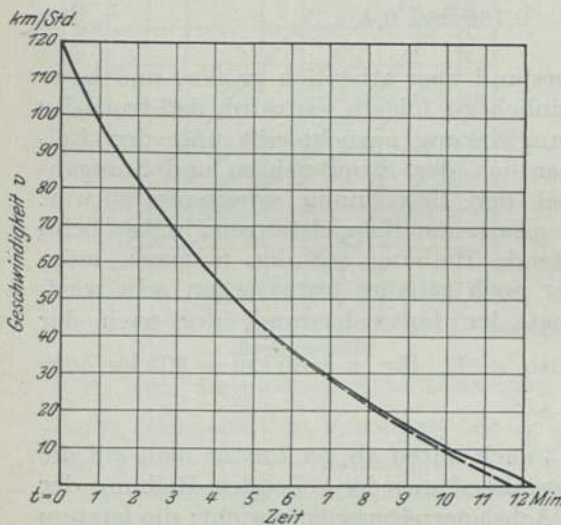


Fig. 198. Auslaufversuche.  
 $\frac{2}{6}$  gek. dreizylindr. Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 4}{2 \cdot B \cdot 2}$ . Bauart Wittfeld.  
 Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 120$  km/st  
 Auslaufweg . . . . . s = 8892 m  
 Auslaufzeit . . . . . t = 12 Min. 17 Sek.

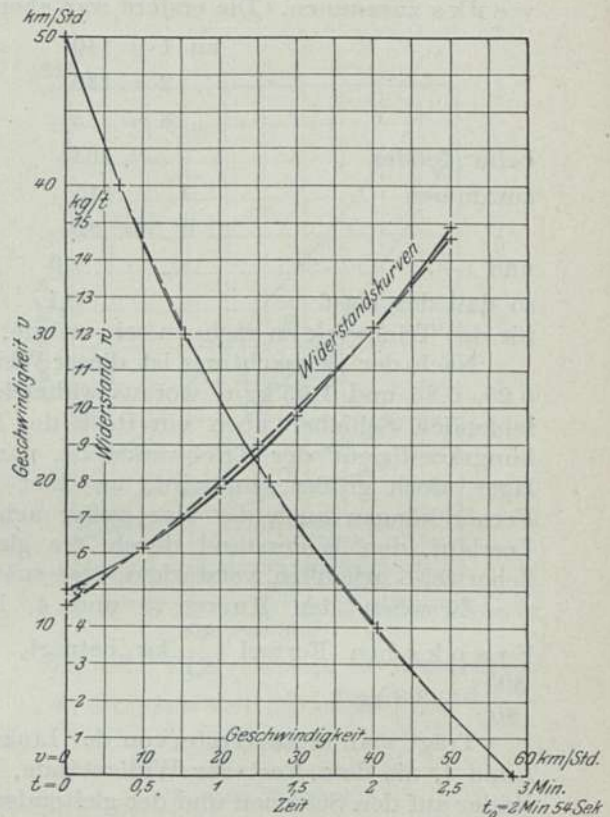


Fig. 199. Auslauf- und Widerstandskurve.  
 $\frac{4}{4}$  gekuppelte Verbund-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$ .  
 Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 50$  km/st.

berechnung einer Schnellzug-Lokomotive, so wird man die höheren Geschwindigkeiten, und zwar für die zweigliedrigen Formeln etwa 60 und 80 und für die dreigliedrigen Formeln etwa 50, 70 und 90 km zugrunde legen, bei Güterzug-Lokomotiven aber etwa 20 und 40, bzw. 10, 30 und 50 km und mit diesen Werten die zwei- bzw. dreigliedrigen Formeln berechnen, wie es auch hier geschehen ist.

Von den weiteren Versuchen des Verfassers auf diesem Gebiete sollen noch zwei zur Ergänzung und Nachprüfung der Auslaufkurven hiermit folgen.



1. Die  $\frac{2}{6}$  gekuppelte, dreizylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 4}{2 \cdot B \cdot 2}$ , Bauart Wittfeld, Fig. 198, zeigt die wirkliche Auslaufkurve — mit einer Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 120$  km/st und die Hyperbel — — — nach der Gleichung  $(9,4 + t)(94,4 + v) = 2015$ ; die sich ziemlich gut anschließt, so daß sogar die ganze Auslaufzeit  $t_0 = \frac{2015}{94,4} - 9,4 = 11,9$  Min. = 11 Min. 54 Sek. nur um  $\sim 23$  Sek. von der wirklichen abweicht.

2. Die  $\frac{4}{4}$  gekuppelte Verbund-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$ , Fig. 199, stellt in gleicher Weise die wirkliche und berechnete Widerstandskurve dar bei einer Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 50$  km/st. Die Auslaufkurve ist als Hyperbel nach der Gleichung  $(219 + t)(63 + v) = 24765$  berechnet und (— — —) aufgezeichnet worden. Auch hier ist der Unterschied nicht bedeutend.

3. Die Versuche der Studiengesellschaft. Nach diesen schon erwähnten Versuchen mit einem sechsachsigen elektrischen Motorwagen ergaben sich nach sorgfältigen Messungen folgende Gesamtwiderstände für

|           |     |      |      |     |            |
|-----------|-----|------|------|-----|------------|
| $v = 0$   | 60  | 120  | 160  | und | 200 km/st, |
| $w = 1,2$ | 4,4 | 11,0 | 17,6 | „   | 25,7 kg/t. |

Der Eigenwiderstand ohne den der Luft

|     |     |     |     |     |           |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----------|
| 1,2 | 2,3 | 2,9 | 3,1 | und | 3,2 kg/t, |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----------|

daher den Luftwiderstand für sich

|   |     |     |      |     |            |
|---|-----|-----|------|-----|------------|
| 0 | 2,1 | 8,1 | 14,5 | und | 22,5 kg/t. |
|---|-----|-----|------|-----|------------|

Denninghoff hat in Glasers Annalen 1906, S. 696, bei der Bearbeitung dieser Versuchsergebnisse die Widerstandskurve des Eigenwiderstands als Gerade betrachtet und folgende Formel für den spezifischen Gesamtwiderstand aufgestellt:

$$W = \left(1,8 + \frac{v}{149}\right) G + \frac{v^2}{192} \cdot F.$$

Hierin bezeichnet  $F$  die theoretische Stirnfläche = 9,6 qm, also

$$W = \left(1,8 + \frac{v}{149}\right) G + \frac{v^2}{20} = \left(1,8 + \frac{v}{149}\right) 90 + \frac{v^2}{20}$$

und

$$w = 1,8 + \frac{v}{149} + \frac{v^2}{1800} \text{ kg/t,}$$

z. B. für

$$v = 200 \text{ km/st} = 25,36.$$

Da auch hier die Ablaufkurve sich einer Hyperbel nähert, so habe ich versucht, diese in Vergleich zu stellen; ihre Gleichung lautet  $(9,5 + t)(42 + v) = 2320$  und die hieraus sich ergebende Widerstandsformel  $w = \frac{(42 + v)^2}{2320}$  mit folgenden Werten für

|           |     |      |      |     |            |
|-----------|-----|------|------|-----|------------|
| $v = 0$   | 20  | 120  | 160  | und | 200 km/st, |
| $w = 0,8$ | 4,5 | 11,3 | 17,6 | „   | 25,3 kg/t. |

### Versuche zur Ermittlung des Kurvenwiderstandes.

Bei der Ermittlung des Kurvenwiderstands durch Ablaufversuche auf Gefällstrecken ist es erforderlich, daß der Eigenwiderstand in grader Bahn vorher bekannt und die Kurve so lang ist, daß das abgestoßene Fahrzeug in derselben zum Stillstand kommt. Man kann sich zwar immer damit behelfen, daß der Versuch mit verschiedenen Anfangsgeschwindigkeiten wiederholt wird und die dabei erlangten einzelnen Ablaufkurven aneinander gesetzt werden. Zeichnet man die beiden Ab-



laufkurven für die Gerade und Kurve auf ein Blatt, so ist der Kurvenwiderstand  $= 28,3 (\operatorname{tg} \varphi_1 - \operatorname{tg} \varphi)$  unmittelbar aus der Figur zu erkennen, und man findet dadurch also auch die Abhängigkeit von der Geschwindigkeit. Wäre der Kurvenwiderstand konstant, so müßte also auch der Unterschied der beiden Tangenten unveränderlich sein. In diesem Fall könnte nach Feststellung der übrigen Widerstände der Grad des Schleifens der Räder auf den Schienen in der Bahnkrümmung, bzw. die Abweichung von dem Zustande des vollkommenen Rollens der Räder ermittelt werden. Bei einem Ablaufversuch mit der  $\frac{4}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Zwillings-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0.8.0}{D}$  auf grader Bahn im Gefälle  $\frac{1}{200}$  wurde festgestellt, daß die Beharrungsgeschwindigkeiten 20 km/st und in Bahnkrümmungen mit dem Halbmesser  $R = 1883$  m 18 km/st war, auf  $\frac{1}{100}$  bzw. 49 und in Kurven von  $R = 753$  m 46 km/st. Dies führt zu folgenden zweigliedrigen Widerstandsformeln

$$w = 4,0 + \frac{v^2}{400}$$

auf grader Bahn, also

$$= 4,0 + \frac{20^2}{400} = 5,0$$

bzw.

$$4,0 + \frac{49^2}{400} = 10,0$$

und zur Bestimmung des Kurvenwiderstands innerhalb dieser Grenzen nach den Bedingungen

$$a + bv^2 + \frac{c}{R-x} = n$$

und

$$a + bv_1^2 + \frac{c}{R_1-x} = n_1,$$

oder ziffermäßig

$$4,0 + \frac{18^2}{400} + \frac{c}{1883-x} = 5$$

und

$$4,0 + \frac{46^2}{400} + \frac{c}{753-x} = 10.$$

Hieraus ergibt sich aber, daß der Koeffizient  $c$  nur dann konstant ist, und zwar  $= 293$ , wenn  $x = 340$  gesetzt wird, also der Kurvenwiderstand ebenfalls von der Geschwindigkeit abhängen wird, was insofern auch erklärlich ist, als die Drehung des Fahrzeugs und das damit verbundene Schaben und Schleifen auf den Schienen, also der Kurvenwiderstand überhaupt aufhört, wenn die Geschwindigkeit sich der 0 nähert, so daß die Konstante  $a$  unverändert bleibt und der Kurvenwiderstand in irgendeinem Grade von der Geschwindigkeit allein beeinflußt wird. Dies dürfte auch dadurch zu begründen sein, daß die vom Radstand herrührende Seitenkomponente der gleitenden Reibung senkrecht zur Bahn infolge der heftiger werdenden und stoßweise auftretenden Ablenkungen des Fahrzeugs von der äußeren Schiene, am führenden Vorderrad größere Reibungswege entstehen. Indessen läßt sich der Kurvenwiderstand selbst aus den Beobachtungswerten für bestimmte Geschwindigkeiten feststellen; denn es war

$$w = 4,0 + \frac{18^2}{400} = 4,8$$

bzw.

$$4,0 + \frac{46^2}{400} = 9,3;$$



daher der Kurvenwiderstand bei diesen Geschwindigkeiten 0,2 bzw. 0,7 kg/t und nach der oben für diese Lokomotivbauart aufgestellten Formel  $= 4,43 \cdot \frac{1000 \mu}{2 \cdot R} = 0,29$  und 0,735. Nach der R ö c k l'schen Formel  $= 0,36$  und 0,93, daher größer. Es muß jedoch bemerkt werden, daß sich diese Formel vorzugsweise nur auf zweiachsige Personenwagen bezieht, die einen größeren spezifischen Kurvenwiderstand haben. Ferner habe ich mit dieser Lokomotive noch Ablaufversuche auf Gefällstrecken aus der Ruhelage, auf grader und gekrümmter Bahn angestellt. Auf dem graden Gefälle  $\frac{1}{50}$  wurde nach 95 Sek. eine Geschwindigkeit von 45 km/st erreicht und in Bahnkrümmungen von 350 m Halbmesser erst nach 140 Sek. Diese Versuche, die eine große Schärfe der Beobachtung gestatten, sollen deshalb noch näher durch Rechnung untersucht werden. Die beschleunigende Kraft ist

$$P = Z - W = G(n - w) = Mf = \frac{G \cdot 1000}{g} \cdot f = G \cdot \frac{1000}{g} \cdot \frac{dv}{dt};$$

also die Beschleunigung

$$\begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= 3,6 \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{3,6 \cdot g}{1000} (n - w) = \frac{3,6 \cdot 9,81}{1000} [n - (a + bv^2)] \\ &= \frac{20 - (a + bv^2)}{28,3} = \frac{20 - 4,0 - \frac{v^2}{400}}{28,3} = \frac{16 - \frac{v^2}{400}}{28,3}; \end{aligned}$$

also allgemein

$$t = 28,3 \int \frac{dv}{a - \beta v^2} = \frac{28,3}{2\sqrt{\alpha\beta}} \cdot \ln \left( \frac{\sqrt{\alpha\beta} + \beta v}{\sqrt{\alpha\beta} - \beta v} \right) + C$$

und da für  $t = 0$  auch  $v = 0$ , so ist das bestimmte Integral

$$t = \frac{23,8}{2\sqrt{\alpha\beta}} \ln \left( \frac{\sqrt{\alpha\beta} + \beta v}{\sqrt{\alpha\beta} - \beta v} \right);$$

$$\sqrt{\alpha\beta} \text{ ist } = \sqrt{\frac{16}{400}} = 0,2;$$

also

$$\begin{aligned} t &= \frac{28,3}{2 \cdot 0,2} \ln \left( \frac{0,2 + \frac{v}{400}}{0,2 - \frac{v}{400}} \right) \\ &= 70,75 \ln \left( \frac{80 + v}{80 - v} \right) \end{aligned}$$

und für  $v = 45$  ergibt sich

$$t = 70,75 \ln \frac{125}{35} = 90 \text{ Sek.}$$

also um 5 Sek. kleiner. Der Unterschied rührt wohl daher, daß der Ablauf aus der Ruhelage durch zufällige Hindernisse, besonders ungünstige Stellung des Triebwerks oder durch einen Schienenstoß verzögert worden ist.

Für die Fahrt in der Bahnkrümmung ergibt sich folgende Berechnung; der gesamte Widerstand kann

$$w = a + bv^2 = 4,0 + \frac{v^2}{150}$$

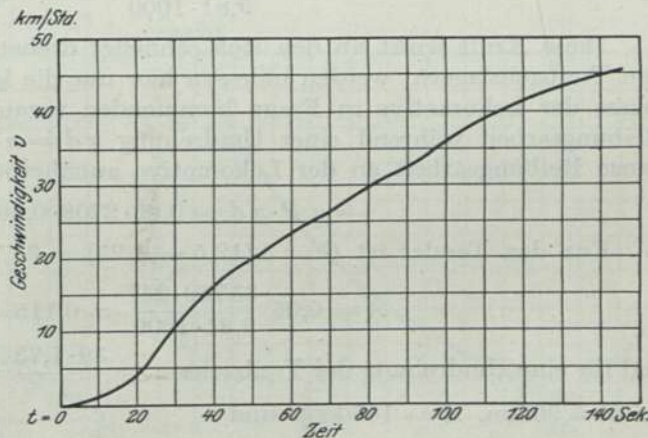


Fig. 200. Kurvenwiderstand. Ablaufversuch mit einer  $\frac{1}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Zwillings-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0.8.0}{D}$  auf  $\frac{1}{50}$  Gefälle. Kurvenhalbmesser  $R = 350$  m.

gesetzt werden; dann ist hier

$$\sqrt{\alpha\beta} = \sqrt{\frac{16}{150}} = 0,3265$$

und 
$$t = \frac{28,3}{2 \cdot 0,3265} \ln \left( \frac{49 + v}{49 - v} \right) = 43,34 \ln \frac{94}{4} = 137 \text{ Sek.};$$

Fig. 200.

Außerdem liegen noch viele Beobachtungen des Verfassers vor, die mit den obigen Ergebnissen übereinstimmen, sie genügen jedoch nicht, eine endgültige Widerstandsformel für die Fahrt durch die Bahnkrümmungen aufzustellen.

### Seitenreibung der Achsschenkel in Bahnkrümmungen.

Bei der Fahrt durch Bahnkrümmungen drängt die auf den Tragfedern ruhende Lokomotivmasse infolge ihrer Fliehkraft gegen die Achsen und mit diesen gegen die äußere Schiene. Die Übertragung dieser Kraft auf die Hohlkehlen der Achsschenkel erzeugt in diesen einen Reibungswiderstand gegen die Fortbewegung, der mit zum Kurvenwiderstand zu rechnen ist.

Bezeichnet  $P$  diesen Seitenschub der Lokomotivmasse auf die Achslager, so ist derselbe, ohne Berücksichtigung einer etwa vorhandenen Schienenüberhöhung  $= \frac{G \cdot v^2}{gR}$ . Für die  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Personenzug-Lokomotive ist

$$G = 2(10,5 + 14,5) - 2(1,25 + 2,5) = 42,5 t.$$

Für  $v = 90 \text{ km/st}$ , also  $v = \frac{v}{3,6} = 25 \text{ m/sek}$  und einen Bahnkrümmungshalbmesser von  $R = 1000 \text{ m}$  ist der Seitenschub

$$= \frac{42500 \cdot 25^2}{9,81 \cdot 1000} = 2708 \text{ kg.}$$

Diese Kraft wirkt an den sich schneller drehenden Laufachsen anders, als an den Treibachslagern, werden indessen hier nur die letzteren, als die für die Hauptmasse der Lokomotive in Frage kommenden vorausgesetzt, so ist der Weg dieser Reibungsarbeit während einer Umdrehung  $\pi d = \pi \cdot 0,18 = 0,566 \text{ m}$  und daher die ganze Reibungsarbeit an der Lokomotive annähernd

$$= \mu P \cdot \pi d = 0,05 \cdot 2708 \cdot 0,566 = 77 \text{ kgm.}$$

Für den Tender ist  $G = 3(12,5 - 1,25) = 33,75 t$

$$A = 0,05 \frac{33750 \cdot 25^2}{9,81 \cdot 1000} \cdot \pi \cdot 0,115 = 39 \text{ kgm}$$

und für eine Umdrehung der Treibachsen  $= \frac{39 \cdot 1,73}{1} = 68 \text{ kgm}$  und daher im ganzen bei  $v = 90 \text{ km}$ ,  $A = 145 \text{ kgm}$  und

$$w = \frac{A}{\pi D \cdot G_1} = \frac{145}{\pi \cdot 1,73 \cdot 87,5} = 0,3 \text{ kg/t.}$$

### Fest angezogene Kurbelstangenlager und Schieberstopfbuchsen.

Ferner sind noch Versuche mit einer  $\frac{2}{5}$  gekuppelten, vierzylindrigen Verbund-Schnellzug-Lokomotive in folgenden drei Zuständen angestellt worden:

1. im betriebsfähigen Zustande,
2. mit einem fest angezogenen hinteren Kurbelstangenlager und
3. mit einer fest angezogenen Schieberstopfbuchse.



Die Auslaufversuche wurden auf einer wagerechten Strecke mit der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 100 \text{ km/st}$  bis zum Stillstand ausgeführt. Die dabei festgestellten Auslaufzeiten waren

- zu 1. 11 Min. 8 Sek. = 668 Sek.,
- „ 2. 10 „ 16 „ = 616 „ und
- „ 3. 10 „ 40 „ = 640 „

Der mittlere Widerstand

$$w_m = \frac{v_0^2 \cdot 1000}{3,6^2 \cdot g \cdot 2 \cdot s} = 3,93 \cdot \frac{v_0^2}{s}$$

ist umgekehrt proportional dem Auslaufweg  $s$  und annähernd auch der Auslaufzeit  $t$ , so daß, wenn diejenige zu 1,  $t_0 = 668 \text{ Sek.}$  beim betriebsfähigen Zustand vergleichsweise = 1 gesetzt wird, die Widerstände für 2 und 3 = 1,084 bzw. 1,044, also um 8,4 bzw. 4,4% größer sind, genauer aus der Berechnung der Auslaufkurven um 9 bzw. 4%.

Dieser Einfluß ist ja nicht sehr groß und wird bei mittlerer Lokomotivleistung wohl nicht eher bemerkt worden, als bis das Lager oder die Stopfbuche durch Warmgehen oder Ausschmelzen einen allerdings weit größeren Widerstand veranlassen wird. Indessen können auch schon die oben gefundenen Werte bei größter Lokomotivleistung, die ein weiteres Vorlegen der Steuerung nicht zuläßt, sich sofort bemerklich machen.

### Die Graphitschmierung.

Aus vergleichenden Versuchen mit  $\frac{3}{3}$  und  $\frac{4}{4}$ gekuppelten Verbund-Güterzug-Lokomotiven, deren Ergebnisse in den Fig. 201 und 202 dargestellt sind, hat

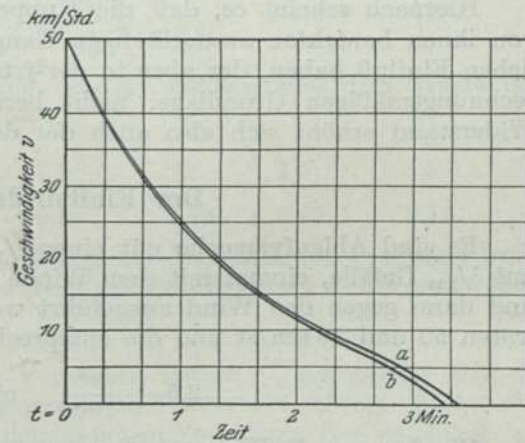
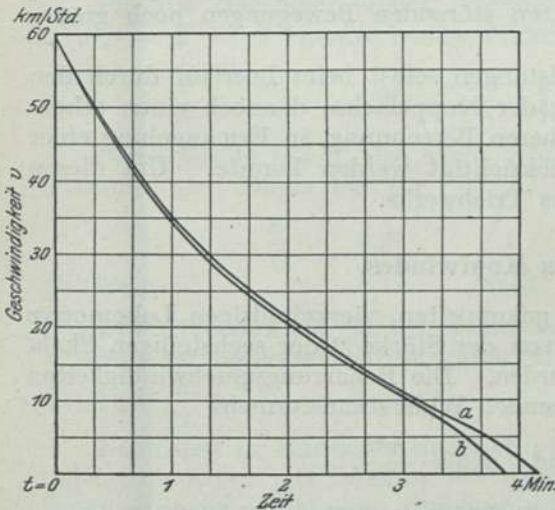


Fig. 201. Öl- und Graphitschmierung. Auslaufversuch mit einer  $\frac{3}{3}$  gek. Verb.-Güterzug-Lok.  $\frac{0.6 \cdot 0}{C}$  auf wagerechter Bahn.

Fig. 202. Öl- und Graphitschmierung. Auslaufversuche mit einer  $\frac{4}{4}$  gek. Verbund-Güterzug-Lok.  $\frac{0.8 \cdot 0}{D}$  auf wagerechter Bahn.

|                           |   |                    |
|---------------------------|---|--------------------|
| Anfangsgeschwindigkeit    | $v_0 = 60 \text{ km/st}$                              |                    |
|                           | a) Öl-  | b) Graphit-        |
|                           | schmierung  | schmierung         |
| Auslaufzeit . . . . .     | $t_0 = 4' 10''$                                       | $3' 57''$          |
| Auslaufweg . . . . .      | $s = 1560 \text{ m}$                                  | $1508 \text{ m}$   |
| Mittlerer Eigenwiderstand |   |                    |
|                           | $w_m = 3,93 \cdot \frac{v_0^2}{s} = 9,1 \text{ kg/t}$ | $9,4 \text{ kg/t}$ |

|                           |   |                     |
|---------------------------|---|---------------------|
| Anfangsgeschwindigkeit    | $v_0 = 50 \text{ km/st.}$                             |                     |
|                           | a) Öl-  | b) Graphit-         |
|                           | schmierung  | schmierung          |
| Auslaufzeit . . . . .     | $t_0 = 3' 25''$                                       | $3' 17''$           |
| Auslaufweg . . . . .      | $s = 1037 \text{ m}$                                  | $1002 \text{ m}$    |
| Mittlerer Eigenwiderstand |   |                     |
|                           | $w_m = 3,93 \cdot \frac{v_0^2}{s} = 9,4 \text{ kg/t}$ | $9,8 \text{ kg/t.}$ |



sich herausgestellt, daß der mittlere Reibungswiderstand bei der Graphitschmierung (17 Teile Flockengraphit und 8 Teile Mineralöl) um etwa 3 bis 4% größer ist, als beim Schmieren mit reinem Mineralöl. Es ist schwierig, den Graphit mit dem Öl so innig zu vermischen, daß er sich nicht absetzt.

### Einfluß der Kuppelstangen.

Eine  $\frac{2}{4}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  erreichte beim Leerlauf auf  $\frac{1}{200}$  Gefälle im Beharrungszustande die Geschwindigkeit 40 km/st und als die beiden, die Triebwerke verbindenden Kuppelstangen abgenommen waren, eine Geschwindigkeit von 51 km. Ist nun im ersten Fall des betriebsfähigen Zustands der Eigenwiderstand der Lokomotive nach der Zahlentafel 14,  $w = 3,8 + \frac{v^2}{1333}$ , so sind in beiden Fällen die Widerstände  $3,8 + \frac{40^2}{1333}$  und  $a + b \cdot 51^2$  einander gleich; indem nun vorausgesetzt wird, daß der durch die beiden Kuppelstangen hervorgerufene Reibungswiderstand unabhängig von der Geschwindigkeit, also der Wert von  $b$  in beiden Fällen gleich sei und nur die Konstante  $a$  beeinflußt würde, kann  $3,8 + \frac{40^2}{1333} = a + \frac{51^2}{1333}$  gesetzt werden, oder  $a = 5 - \frac{51^2}{1333} = 5 - 1,95 = 3,05$  anstatt 3,8, d. h. der Widerstand der beiden Kuppelstangen, an denen bei der Leerfahrt eigentlich keine Kräfte weiter angreifen, als die eigene Schwerkraft, wäre  $\frac{3,8 - 3,05}{3,8} \cdot 100 = 20\%$  des gesamten Reibungswiderstandes.

Es ist jedoch anzunehmen, daß der Einfluß der Achsenkuppelung bei den durch höhere Geschwindigkeiten verstärkten störenden Bewegungen noch größer wird.

Hiernach scheint es, daß die Kuppelstangen selbst beim Leerlauf durch den von ihnen bewirkten zwangsläufigen Gang der Kuppelachse dennoch einen erheblichen Einfluß haben, der aber in der früheren Berechnung, in Ermangelung einer rechnungsmäßigen Grundlage, nicht berücksichtigt werden konnte. Um diesen Widerstand erhöht sich also auch der des Triebwerks.

### Der Einfluß des Kopfwindes.

Es sind Ablaufversuche mit einer  $\frac{2}{5}$  gekuppelten, vierzylindrigen Lokomotive auf  $\frac{1}{200}$  Gefälle, einmal mit dem Winde von der Stärke 2 der sechsteiligen Skala und dann gegen den Wind ausgeführt worden. Die Beharrungsgeschwindigkeiten waren 50 und 38 km/st und die entsprechenden Widerstandsformeln

$$2,5 + \frac{v^2}{1000} \quad \text{und} \quad 2,5 + \frac{v^2}{578}.$$

Werden nun die Widerstände im ersten Fall für  $v = 50$ , bzw.  $30 \text{ km} = 1$  gesetzt, so sind diejenigen beim Gegenwinde 1,36 bzw. 1,19, so daß sich der Widerstand des Windes gegenüber der Windstille zu 18 bzw. 9,5% ergibt.

### Einfluß des betriebsfähigen Zustandes der Lokomotiven.

Eine  $2 \cdot \frac{2}{2}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 0}{B + B}$ , Bauart Mallet, ergab im ausgelaufenen Zustande auf  $\frac{1}{200}$  Gefälle eine Beharrungsgeschwindigkeit von 5 km/st und nach erfolgter gründlicher Ausbesserung 10 km/st.



## B. Die Lokomotive im Dampfe.

Zu den im vorigen besprochenen Widerstandskräften der Lokomotive, als Fahrzeug betrachtet, tritt bei ihrer Leistung noch die Dampfkraft hinzu, die einige der inneren Widerstände verstärkt.

### I. Der innere Widerstand.

#### a) Die Reibungswiderstände.

Ist nach v. Borries  $K$  der wagerechte Lagerdruck,  $G$  die Belastung sämtlicher Achsschenkel einer Seite, so ist, wenn man beide Kräfte auf einen Schenkel vereinigt denkt, der aus beiden hervorgehende Lagerdruck  $P = \sqrt{G^2 + K^2}$ . Den durch  $P$  bewirkten Reibungswiderstand muß man ganz der Maschinenreibung zurechnen, wenn man diese als den Verlust zwischen der Dampfzugkraft und der Zugkraft am Treibradumfang betrachten will. Das würde insofern zweckmäßig sein, als man eben diesen Verlust auf den Lokomotivprüfständen ermittelt; für die Berechnung der Lokomotiven ist es aber besser, die von  $G$  verursachte Lagerreibung auszuschneiden, da diese zu dem Laufwiderstande der Lokomotive gehört und dieser nach dem Gesamtgewicht der Lokomotive berechnet wird. Wollte man den Laufwiderstand der Treibachsen ausschneiden, so müßte man den Bewegungswiderstand der Lokomotiven aus der verbleibenden Belastung der Laufachsen, für die Steigungen aus dem Gesamtgewichte ermitteln, was zu unzulässigen Formeln führen würde.

Für die Maschinenreibung verbleibt hiernach der einem Lagerdruck  $P = G = \sqrt{G^2 + K^2} - G$  entsprechende Widerstand am Kurbelumfang

$$W = \frac{\mu G d}{2r} \cdot \left( \sqrt{1 + \left(\frac{K}{G}\right)^2} - 1 \right).$$

Seine Größe hängt also nicht einfach von  $K$ , sondern von dem Werte der Klammer ab. Dieser hat für

|           |                 |      |      |     |      |      |       |
|-----------|-----------------|------|------|-----|------|------|-------|
|           | $\frac{K}{G} =$ | 0,5  | 1    | 1,5 | 2    | 2,5  | 3     |
| die Werte |                 | 0,12 | 0,41 | 0,8 | 1,24 | 1,69 | 2,16. |

Der Widerstand  $W$  ist also wesentlich kleiner als derjenige, den der Lagerdruck  $K$  allein hervorgerufen haben würde, und zwar im Verhältnis zu  $K$  um so kleiner, je kleiner  $\frac{K}{G}$  ist.

Nach den in Hannover angestellten Versuchen laufen  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Schnellzug-Lokomotiven mit Tendern bei abgenommenem Triebwerke ebenso leicht wie Personenwagen. Bei dem durchschnittlich gleichen Verhältnis der Schenkel- zu den Raddurchmessern wird also auch die Schenkelreibung die gleiche sein und  $\mu = 0,015$  gesetzt werden können für die wiederholt als Beispiel angenommene Lokomotive. Ist ferner  $K = 13000$  kg also auf 1 qcm Fläche des Kolbens von 500 mm Durchmesser = 6,6 kg, ferner  $d = 200$ ,  $2r = 660$  mm, so ist

$$W = 0,03 \left( \sqrt{1 + \left(\frac{K}{6,6}\right)^2} - 1 \right).$$

Ein großer Teil der Reibungsarbeit liegt in der Nähe des toten Punktes, wo die Triebkraft 0 oder sehr klein ist. Dieser Teil der Reibung beginnt um so früher vor diesem Punkte, je früher die Dampfeinströmung beginnt, je größer also der



Voröffnungswinkel, oder die Voröffnung, ist. Dazu kommt, daß auch der Dampfdruck auf den Kolben in der Nähe des toten Punktes um so höher steigt, je größer die Voröffnung ist, wodurch die Reibung noch weiter vermehrt wird.

Die Folge der großen Reibung sind heiße Kurbelzapfen, des großen Dampfdruckes auf die Deckel, lose Zylinder.

Der Druck auf die Zapfen und Schenkel nimmt aber auch zu, wenn die Geschwindigkeit und damit die ausgleichende Wirkung der Fliehkräfte der Triebwerksteile abnimmt, um so mehr, als damit auch wieder die Anfangsspannung des eintretenden Dampfes steigt. Kleine Füllungsgrade mit wenig Triebkraft erzeugen also bei geringer Geschwindigkeit verhältnismäßig viel Reibung; deshalb wendet man die kleinen Füllungen erst bei angemessener Geschwindigkeit an. Ob die Voröffnung für die betreffenden Verhältnisse richtig bemessen ist, erkennt man daran, daß die Dampfschaulinie am toten Punkte mit einem Bogen in die Einströmung übergeht, so daß der Dampfdruck erst nach Beginn des Hubes seinen größten Wert erreicht. Schaulinien mit Spitzen deuten dagegen auf zu große Voröffnung und viel Zapfenreibung.

Man soll die Voröffnung daher nur so groß bemessen, daß man bei den kleinen Schieberöffnungen der kleinen Füllungsgrade nicht zu viel Drosselung der Einströmung erhält. Bei Verbundlokomotiven, wo kleine Füllungen nicht benutzt werden, ist eine Voröffnung = 0 zweckmäßig. Für große Füllungen kann die Voröffnung ohne Nachteil negativ, zu einer kleinen Deckung werden, wenn es darauf ankommt, bei der *Stephensonsteuerung* mit offenen Stangen für die kleinen Füllungen zweckmäßige Voröffnungen herzustellen. Steuerungen nach *Stephenson* und *Allan* mit gekreuzten Stangen, bei denen die Voröffnung mit der Füllung zunimmt, sind unzweckmäßig.

Welchen maßgebenden Einfluß die Voröffnung hat, zeigte sich unter anderem schon 1878 in Hannover daran, daß Güterzuglokomotiven mit Kanalschiebern, die 4 statt 2 mm Voröffnung erhalten hatten, einen um 20% höheren Kohlenverbrauch zeigten. Bei den Personenzug-Lokomotiven wurde schon bei Abweichungen der Voröffnung von mehr als  $\frac{1}{2}$  mm über mangelhafte Leistung geklagt. Übrigens leidet noch heute die Mehrzahl aller Lokomotiven unter zu großer Voröffnung. In Amerika, wo man lange Zeit alle Mängel der großen Voröffnung geduldig ertragen hat, haben die Versuche seit zehn Jahren richtige Anschauungen verbreitet.

In den folgenden Beispielen soll indessen von der obigen Trennung der einzelnen Kraft- und Reibungswirkungen abgesehen, und den von der Dampfkraft bewirkten Achslagerwiderstand ungeteilt als zusätzlicher Widerstand infolge der Dampfwirkung angenommen werden.

## 1. Die Achsenreibung der Treibachsen.

### Die Laufflächen.

Die Kraftübertragung von den Treib- und Kuppelachsen auf die Lokomotivmasse erfolgt zwischen den Achsschenkeln und Lagerschalen, wodurch daselbst eine Reibungsarbeit entsteht. Bezeichnet wieder  $K$  die Kolbenkraft und  $d$  den Achsschenkeldurchmesser, so ist diese Arbeit  $A$ , für sich betrachtet,  $= \mu K \cdot \pi d$  kgm/1 Umdrehung. Wird hier wieder die Leistung der Lokomotive für die drei Geschwindigkeiten  $v = 0, 35$  und  $90$  km/st vorausgesetzt, so soll zunächst der Reibungskoeffizient  $\mu$  vergleichsweise wieder  $= 0,010, 0,020$  und  $0,035$  gesetzt werden. Unter Vernachlässigung der Kurbelstangenlänge ist bei der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Verbund-Personenzug-Lokomotive die effektive Kolbenkraft.

$$K = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_m = \frac{\pi \cdot 46^2}{4} \cdot p_m \text{ beim Hochdruck}$$



und 
$$K' = \frac{\pi d'^2}{4} \cdot p_m' = \frac{\pi \cdot 68^2}{4} \cdot p_m'$$
 beim Niederdruck,

wenn  $p_m$  und  $p_m'$  die mittleren, effektiven Dampfdrucke in den Zylindern bezeichnen; sie sind bei der größten Lokomotivleistung im langsamsten Gange nach eingeleiteter Verbundwirkung = 7 und 4 kg/qcm; daher  $K = 11\,634$  und  $K' = 14\,528$  kg und die Reibungsarbeit auf beiden Seiten

$$A = \mu (K + K') \pi \cdot 0,18 = 0,01 (11\,634 + 14\,528) 0,566 = 148 \text{ kgm.}$$

Für die Geschwindigkeiten  $v = 35$  und  $90$  berechnet man die indizierten Kolbenkräfte aus den bekannten Leistungen

$$L = \frac{Z \cdot v}{270}; \text{ also } K + K' = \frac{270 L \cdot \pi D}{v \cdot 2h}.$$

Sind nun diese Leistungen 600 und 800 PS, so erhält man unter Vernachlässigung der verschiedenen Kraftmomente auf beiden Lokomotivseiten, die sich aber teilweise wechselseitig ausgleichen, und mit Bezug auf die schwankenden Werte von  $K$  und  $K'$  ungefähr  $K + K' = 20\,838$  und  $10\,872$  kg und daher

$$A = 0,02 \cdot 20\,838 \cdot \pi \cdot 0,18 = 236 \text{ kgm bzw. } 0,035 \cdot 10\,872 \cdot \pi \cdot 0,18 = 217 \text{ kgm.}$$

Hierbei ist noch vorausgesetzt, daß die entgegengesetzt wirkenden Trägheitskräfte sich ausgleichen, eigentlich sind sie im ersten Wirkungsabschnitt des Kolbenlaufs bis zum Kraftumkehrpunkt in Abzug zu bringen, im folgenden dagegen zu addieren.

### Die Schleifbacken.

Die weitere Kraftübertragung von den Lagerschalen erfolgt ohne Reibung auf die Achsbuchsen und von diesen auf die Schleifbacken unter Eintritt einer, wenn auch geringfügigen Reibung infolge der durch das Spiel der Tragfedern entstehenden senkrechten Bewegungen. Die Kräfte sind die oben berechneten, und der Reibungsweg kann etwa  $\pm 20$  mm und die ganze Periode der schwingenden Bewegung = 2 Sek., der Reibungskoeffizient aber  $\mu = 0,05$  gesetzt werden, so daß

$$A = \mu (P + P') s = 0,05 (K + K') \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0,02 \text{ kgm/sek}$$

und für eine Umdrehung der Treibachsen

$$= \frac{1}{n} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot 1,73}{v} = \frac{19,6}{v} \text{ mal so viel.}$$

Für  $v = 0$  ist  $s$ , also auch  $A = 0$ ; für  $v = 35$  bzw.  $90$  ist die Ziffer

$$\frac{1}{n} = \frac{1}{1,8}, \text{ bzw. } \frac{1}{4,6};$$

daher 
$$A = \frac{0,05 \cdot 20\,838 \cdot 0,04}{1,8} = 23 \text{ kgm}$$

und 
$$= \frac{0,05 \cdot 10\,872 \cdot 0,04}{4,6} = 5 \text{ kgm.}$$

## 2. Die Kolbenreibung.

Diese ist voraussichtlich nicht sehr groß, da die Kolbenringe keine erhebliche Abnutzung zeigen; nur bei der Kompression scheint etwas mehr Dampf dahinter zu treten, wodurch ein stärkeres Auslaufen der Zylinder an ihren Enden verursacht wird. In den Druckwechsellpunkten ist ein Anschlagen der Ringe nicht zu hören, nur bei Fahrten ohne Dampf öfters ein ziemlich starkes Klappern.

Ist  $p_1$  der Überdruck, der auf das Anpressen der Kolbenringe gegen die Zylinderfläche wirkt,  $d$  der äußere Durchmesser der Kolbenringe und  $b$  ihre Breite, so sind die Reibungsdrucke beider Ringe eines Kolbens  $P = 2 \cdot \pi d \cdot b \cdot p_1$ , indem für  $p_1$  als obere Grenze der volle Dampfdruck gesetzt werden soll, wenn auch der in der Bewegungsrichtung vorangehende Ring wahrscheinlich etwas schwächer angedrückt werden wird. Ist  $p$  der effektive treibende und  $q$  der effektive Rückdruck in den Zylindern, so ist  $p = p_1 - q$ .

Für  $v = 0$  war  $p = p_m = 7$  und  $q = 4$  kg, also  $p_1 = 7 + 4 = 11$  kg.

Für größere Geschwindigkeiten erhält man die Dampfspannungen wieder aus der Formel für die indizierte Zugkraft

$$Z = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_{m1} \frac{2h}{\pi D} = \frac{d^2 h}{2D} \cdot p_{m1} = \frac{46^2 \cdot 0,6}{2 \cdot 1,73} \cdot p_{m1} = 364 \cdot p_{m1};$$

daher

$$p_{m1} = p_m + \frac{d'^2}{d^2} \cdot p_m' = p_m + \frac{68^2}{46^2} \cdot p_m' = p_m + 2,2 p_m' = \frac{Z}{364} = 12,6 \text{ bzw. } 6,6.$$

Wird nun ferner vorausgesetzt, daß der Kolbendruck auf beiden Seiten gleich ist, also  $p_m = 2,2 \cdot p_m'$ , so wird  $p = p_m = 6,3$  und  $3,3$  und  $p' = p_m' = 2,9$  und  $1,5$ .

Da nun der Rückdruck gegen den Hochdruckkolben  $q =$  dem Verbindendruck  $p_r = 3,5$  bzw.  $3,0$  und der Rückdruck gegen den Niederdruckkolben

$$q' = 0,6 \text{ bzw. } 1,5,$$

so ist  $p = 9,8$  „  $6,3$

und  $p' = 3,5$  „  $3,0$ .

Die Pressung zweier Kolbenringe ist

$$P = 2 \cdot p \cdot \pi \cdot 46 \cdot 2,6 = 751 \cdot p \text{ bzw. } 1110 \cdot p',$$

also für den Hochdruck bei den drei Geschwindigkeiten: 8261, 7360 und 4736 kg und im Niederdruckzylinder 4440, 3889 und 3330 kg und schließlich die Reibungsarbeiten

$$A = \mu (P + P') 2h \text{ kgm/1 Umdreh.}$$

$$= 0,01 \cdot 12701 \cdot 1,2 = 153 \text{ kgm,}$$

$$0,02 \cdot 11249 \cdot 1,2 = 270 \text{ „}$$

und  $0,035 \cdot 8066 \cdot 1,2 = 339 \text{ „}$

### 3. Die Schieberreibung.

Bezeichnet  $p_s$  den Dampfüberdruck in den Schieberkästen,  $F$  die unter Druck stehende Schieberfläche,  $s$  den veränderlichen Schieberhub, so ist die Reibungsarbeit beider Schieber  $A = \mu (F p_s \cdot 2 \cdot s + F' p_s' \cdot 2 \cdot s')$  kg/Umdrehung.

Wird nun wieder  $p_s = 11$  und  $p_s' = p_r = 4, 3,5$  und  $3,0$  gesetzt, so daß also hier bei den Niederdruckzylindern derselbe Druck vorausgesetzt wird wie bei den Kolbenringen; ist ferner

$$F = 1120, F' = 1830 \text{ qcm,}$$

$$s = 125, 100 \text{ und } 80 \text{ mm,}$$

$$s' = 160, 120 \text{ „ } 100 \text{ „}$$

so ist  $A = 0,01 (11 \cdot 1120 \cdot 2 \cdot 0,125 + 4 \cdot 1830 \cdot 2 \cdot 0,16)$

$$= 54 \text{ kgm für } v = 0$$

$$0,02 \cdot (11 \cdot 1120 \cdot 2 \cdot 0,1 + 3,5 \cdot 1830 \cdot 2 \cdot 0,12)$$

$$= 80 \text{ kgm für } v = 35$$

und  $0,035 (11 \cdot 1120 \cdot 2 \cdot 0,08 + 3 \cdot 1830 \cdot 2 \cdot 0,1)$

$$= 108 \text{ kgm für } v = 90.$$



#### 4. Die Reibung der Gradführung.

Der Druck der Kreuzköpfe gegen ihre Gradführung liegt zwischen den Grenzen 0 und  $K \cdot \operatorname{tg} \psi$ , und der größte Wert der Tangente ist  $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{0,3}{2,5}$  etwa  $= \frac{1}{8}$ . Wird als Durchschnittswert für  $P = K \operatorname{tg} \psi$  die Hälfte, also  $\frac{1}{16}K$  in Rechnung gestellt, so ist der Reibungsdruck während der Verbundwirkung für  $v = 0$

$$P = \frac{1}{16} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_m = \frac{1}{16} \cdot 1662 \cdot 7 = 727 \text{ kg}$$

und

$$P' = \frac{1}{16} \cdot \frac{\pi d'^2}{4} \cdot p_m' = \frac{1}{16} \cdot 3632 \cdot 4 = 908 \text{ kg.}$$

Für die beiden anderen Geschwindigkeiten ist

$$K + K' = \frac{Z \cdot \pi D}{2h} = \frac{Z \cdot \pi \cdot 1,73}{2 \cdot 0,6} = 4,53 \cdot Z,$$

da  $Z = 4600$  und  $2400$  kg ist,  $= 20838$  und  $10872$  kg, so daß

$$P + P' = \frac{K + K'}{16} = 1602 \text{ und } 680 \text{ kg}$$

und die beiderseitigen Reibungsarbeiten

$$A = \mu (P + P') 2h = 0,05 (\bar{P} + P') 2 \cdot 0,6$$

$$= 0,06 \cdot 1635 = 98 \text{ kgm,}$$

$$0,06 \cdot 1602 = 96 \text{ ,,}$$

und

$$0,06 \cdot 680 = 41$$

#### 5. Die Reibung der Stangenlager.

##### Die Kurbelstangen.

##### Die Lager am Kreuzkopf.

Das Widerstandsmoment am Kreuzkopfbolzen vom Durchmesser  $d$  gegen Verdrehen der Schubstange beträgt  $\mu K_1 \cdot \frac{d}{2}$ , worin  $K_1$  den Stangendruck,  $\mu$  den Reibungswert bezeichnen. Am Kurbelende der Stange von der Länge  $l$  erzeugt

dies Moment einen Widerstand  $\frac{\mu K_1 \cdot d}{l}$ , der am Kurbelzapfen mit einer Teilkraft  $\frac{\mu K_1 \cdot d}{2l} \cos(\varphi + \psi)$  der Drehung entgegenwirkt, wenn  $\varphi$  den Kurbel- und  $\psi$  den Kurbelstangenwinkel bezeichnen. Da  $K_1 = \frac{K}{\cos \psi}$ , so ließe sich hieraus der Verlauf

der Widerstandskraft auf dem Kurbelumfang bildlich darstellen. Dies lohnt aber nicht, weil die Widerstände sehr klein ausfallen. Setzt man  $d = 80$ ,  $l = 2000$  mm,  $\mu = 0,04$ , so ergibt sich für die größten Werke an den toten Punkten für  $\varphi + \psi = 0$ , nur  $W = \frac{K}{1250}$ . Für die übrigen Stellungen ergeben sich geringere Werte, für  $\varphi + \psi$

$= \frac{\pi}{2}$  und  $3 \cdot \frac{\pi}{2}$  wird  $W = 0$ . Die Durchschnittswerte sind also so klein, daß sie vernachlässigt werden können. Bemerkenswert ist nur noch, daß die Größe des Reibungsverlustes vorwiegend von dem Kolbendruck in der Nähe der Totpunkte, also von der Größe der Verdichtung und Voröffnung abhängt.

Bezeichnet  $K$  wieder die effektive Kolbenkraft,  $d$  die Stärke des Kreuzkopfbolzens und  $k \cdot \pi d$  den Reibungsweg bei einer Treibachsumdrehung, etwa

$$= \frac{15^{\circ}}{360^{\circ}} \cdot \pi d = \frac{1}{24} \cdot \pi \cdot 0,085 = \frac{0,267}{24} = 0,011 \text{ m,}$$

so ist die Reibungsarbeit der beiden vorderen Kurbelstangenlager

$$A = \mu (K + K') k \cdot \pi d = 0,01 (K + K') \cdot 0,011 = \frac{K + K'}{9090} \text{ usw.}$$

$K + K'$  war = 26162, 20838 und 10872,  
daher  $A = 2,9$  4,6 „ 4,2 kgm.

#### Die Lager an der Treibachse.

Größer ist der Reibungswiderstand an den Kurbel- und Kuppelzapfen. Ist  $K$  der Stangendruck,  $\mu$  der Reibungswert,  $d$  der Durchmesser des Kurbelzapfens,  $r$  der Kurbelhalbmesser, so übt die Reibung  $\mu K$  am Kurbelkreise einen Widerstand  $\mu \frac{K \cdot d}{2r}$  aus. Sind weiter  $d_1$  und  $d_2$  die Durchmesser der Kuppelzapfen und nimmt man an, daß bei  $n$  Triebachsen der  $\frac{n-1}{n}$  te Teil der Triebkraft  $K$  der Lokomotive auf die Kuppelachsen übertragen wird, so ist nach v. B o r r i e s der an den Kuppelzapfen entstehende Reibungswiderstand

$$\mu K \cdot \frac{n-1}{n} \left( \frac{d_1}{2r} + \frac{d_2}{2r} \right),$$

also der Gesamtwiderstand

$$W = p \frac{K}{2r} \left[ d + \frac{n-1}{n} (d_1 + d_2) \right].$$

Für eine mit zwei Achsen gekuppelte Lokomotive und  $\mu = 0,02$ ,  $2r = 660$ ,  $d = 110$ ,  $d_1 = 120$ ,  $d_2 = 90$  mm ergibt sich annähernd  $W = 0,007 K$ ; für eine mit vier Achsen gekuppelte und  $d = 120$ ,  $d_1 = 140$ ,  $d_2 = 90$  mm,  $W = 0,009 K$ .

Ist der Zapfendurchmesser  $d = 110$  mm, so erhält man

$$\begin{aligned} A &= \mu (K + K') \pi d \\ &= 0,01 (K + K') \pi \cdot 0,11 \text{ usw.} \\ &= 91, 144 \text{ und } 132 \text{ kgm.} \end{aligned}$$

Der größte spezifische Flächendruck in diesen Lagern ist

$$p = \frac{P}{d l} = \frac{\pi d^2 \cdot p_m}{4 \cdot d l} = \frac{\pi \cdot 46^2 \cdot 7}{4 \cdot 8,6 \cdot 6,5} = 210 \text{ kg/qcm für } v = 0,$$

während er für  $v = 90$  nur  $\frac{3,3}{7,0} = 0,47$  mal so groß ist, = 99 kg/qcm.

#### Die Kuppelstangenlager.

##### Die vorderen an der Treibachse.

Es wird nun vorausgesetzt, daß sich die Kolbenkräfte  $K$  und  $K'$  auf beide Treibachsen gleichmäßig verteilen, so daß also auf jeden Zapfen die Hälfte  $\frac{K}{2}$  und  $\frac{K'}{2}$  kommt. Die Reibungskräfte sind daher wieder  $P + P' = 13081, 10419$  und  $5436$  kg. Der Zapfendurchmesser ist  $d = 120$  mm, also  $A = \mu (P + P') \pi d = 49, 79$  und  $72$  kgm.

Der größte spezifische Lagerdruck ist bei gleicher Verteilung der zu übertragenden Kräfte auf die Treib- und Kuppelachse bei der letzteren nur halb so groß, weshalb diese Lager auch weniger oft warm gehen.



## Die hinteren Kuppelstangenlager.

Die Kräfte sind die gleichen, nur die Zapfendurchmesser kleiner = 90 mm; daher  $A = \mu(P + P')\pi d = 37, 58$  und  $53$  kgm.

## 6. Die Steuerungsbolzen.

Die Heusingersche Steuerung enthält 20 Gewerbolzen, die durch Einsetzen glashart herzustellen sind, von 40 bis 50 mm Stärke, die im Durchschnitt eine Kraft zu übertragen haben, die, abgesehen von den beim Schleudern auftretenden Stoßwirkungen und sonstigen Trägheitskräften, der halben Schieberreibung  $\frac{S}{2}$  gleich gesetzt werden kann; denn die Reibungsarbeit verteilt sich ungefähr so, daß sie auf jeder Seite an den 10 Bolzen =  $(4 \cdot 1 + 2 \cdot \frac{1}{3} + 4 \cdot \frac{1}{10}) \mu S = 5 \mu S$ , oder für jeden der verschiedenen beanspruchten Bolzen im Durchschnitt =  $\frac{5}{10} \cdot \mu S = \frac{1}{2} \mu S$  ist. Der Ausschlag der drehenden Bewegungen, also der Reibungsweg, ist auch verschieden und kann im Durchschnitt etwa

$$= \frac{6 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,1}{10} \cdot 2\pi = 0,16 \cdot 2\pi$$

gesetzt werden, so daß die ganze Reibung des Steuerungstriebwerks

$$A = \frac{10}{2} \cdot \mu(P + P')k \cdot \pi d = 5 \cdot 0,05 \cdot (P + P') \cdot 0,16 \pi d = 0,0056(P + P') \text{ ist.}$$

Die Schieberreibung war aber

$$0,01 \cdot (11 \cdot 1120 + 4 \cdot 1830) = 196 \text{ kg,}$$

$$0,02 \cdot (11 \cdot 1120 + 3,5 \cdot 1830) = 375 \text{ ,,}$$

und  $0,035 \cdot (11 \cdot 1120 + 3 \cdot 1830) = 623 \text{ ,, ;}$

daher  $P + P' = 196 \quad 375 \text{ und } 623 \text{ kg}$

und  $A = 1,1 \quad 2,1 \text{ ,, } 3,5 \text{ kgm.}$

Der größte spezifische Lagerdruck auf die Gewerbolzen ist daher

$$\frac{P}{dl} = \frac{\mu S}{dl} = \frac{\mu p F}{dl} \text{ etwa } = \frac{0,035 \cdot 11 \cdot 1120}{4,5 \cdot 2,5} = 38 \text{ kg/qcm.}$$

Es folgen nun eigentlich noch mehrere schwer bestimmbare Reibungswiderstände, wie die des Kessels in seinen hinteren Führungstragflächen, der Federstifte in ihren Führungen, der Ausgleichhebelbolzen usw., für die insgesamt überschläglich 10 kgm für jede Treibachsumdrehung gerechnet werden sollen.

Hiernach sind die einzelnen Werte der Reibungsarbeiten in der Zahlentafel 19 gleichzeitig mit den anderen, früher bestimmten der Lokomotive als Fahrzeug, eingetragen.

## II. Der äußere Lokomotivwiderstand.

Die hierzu gehörigen Widerstände:

- die rollende Reibung der Räder,
- der Kurvenwiderstand und
- der Luftwiderstand

werden von der Dampfkraft nicht beeinflusst, sind daher die früher festgestellten, so daß die hierher gehörigen Widerstandskurven ebenfalls aufgezeichnet werden können, wie es in der Fig. 203 geschehen ist. Die wagerechte grade, mit 1 bezeichnete

Zahlentafel 19.

Eigenwiderstand der Lokomotiven im Dampfe.  
 $\frac{2}{4}$  gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Personenzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$

## I. Die Lokomotive.

| Bezeichnung |   | Gegenstand                       | Zuggeschwindigkeit $v$                         |           |           |            |      |
|-------------|---|----------------------------------|--|-----------|-----------|------------|------|
|             |   |                                  | 0<br>kgm                                       | 35<br>kgm | 90<br>kgm | km/st<br>% |      |
| 1           | a | Achslagerdruckfläche . . . . .   |  |           |           | für $v=90$ |      |
|             |   | Schwerkraft . . . . .            |  |           |           | —          |      |
|             |   | a                                | 2 Laufachsen . . . . .                         | 140       | 280       | 490        | 23,6 |
|             |   |                                  | 2 Treibachsen . . . . .                        | 136       | 272       | 476        | 23,0 |
|             |   | b                                | Dampfkraft . . . . .                           |           |           |            | —    |
|             |   |                                  | 2 Treibachsen . . . . .                        | 148       | 236       | 217        | 10,7 |
|             |   | b                                | Hohlkehlen (in Kurven<br>$R=1000$ m) . . . . . | —         | 12        | 77         | 3,7  |
|             |   |                                  | Schleifbacken . . . . .                        | —         | 23        | 5          | 0,2  |
|             | 2 | c                                | 2 Dampfkolben . . . . .                        | 153       | 270       | 339        | 16,3 |
|             | 3 |                                  | 2 Dampfschieber . . . . .                      | 54        | 80        | 108        | 5,2  |
|             | 4 | a                                | 4 Kolbenstopfbuchsen . . . . .                 | 42        | 42        | 42         | 2,0  |
| b           |   | 4 Schieberstopfbuchsen . . . . . | 3,3  | 2,5       | 2,1       | 0,1        |      |
| 5           |   | 2 Gradführungen . . . . .        | 98   | 96        | 41        | 2,0        |      |
| 6           | a | 2 vord. Kurbelstangenlager       | 2,9  | 4,6       | 4,2       | 0,2        |      |
|             |   | 2 hint. Kurbelstangenlager       | 91   | 144       | 132       | 6,4        |      |
|             | b | 2 vord. Kuppelstangenlager       | 49   | 79        | 72        | 3,4        |      |
|             |   | 2 hint. Kuppelstangenlager       | 37   | 58        | 53        | 2,5        |      |
| 7           |   | 20 Gewerbolzen . . . . .         | 1,1  | 2,1       | 3,5       | 0,2        |      |
| 8           |   | Die übrigen Widerstände          | 10   | 10        | 10        | 0,5        |      |
|             |   | $A_r$                            | 965  | 1621      | 2072      | 100,0      |      |
|             |   | $W_r$                            | 177  | 298       | 381       |            |      |
|             |   | $w_r$                            | 3,5  | 6,0       | 7,6       |            |      |

## II. Der Tender.

| Bezeichnung |   | Gegenstand                                     | Zuggeschwindigkeit $v$ |           |           |            |
|-------------|---|--|------------------------|-----------|-----------|------------|
|             |   |  | 0<br>kgm               | 35<br>kgm | 90<br>kgm | km/st<br>% |
| 1           | a | 3 Achsen . . . . .                             |                        |           |           | für $v=90$ |
|             |   | Achslagerdruckflächen . . . . .                | 164                    | 328       | 574       | 88,7       |
|             | b | Hohlkehlen (in Kurven<br>$R=1000$ m) . . . . . | —                      | 10        | 68        | 10,5       |
|             |   | Die übrigen Widerstände                        | 5                      | 5         | 5         | 0,8        |
| 2           |   | $A_r$  | 169                    | 343       | 647       | 100,0      |
|             |   | $W_r$  | 31                     | 63        | 119       |            |
|             |   | $w_r$  | 1,0                    | 2,1       | 4,0       |            |

## Lokomotive mit Tender.

|       |      |      |      |
|-------|------|------|------|
| $A_r$ | 1134 | 1964 | 2719 |
| $W_r$ | 209  | 361  | 500  |
| $w_r$ | 2,6  | 4,5  | 6,25 |



Linie in der Ordinatenentfernung von 0,8 kg/t von der Abszissenachse stellt wieder die rollende Reibung dar, die Linie 2 diesen Widerstand mit dem oben berechneten der inneren gleitenden Reibungen, die hier nach also nicht gradlinig mit der Geschwindigkeit wachsen, sondern mit einer anderen Potenz, im schwächeren Grade, denn aus der Formel  $a + b v^n = w$  ergeben sich z. B. die zwei Beobachtungsgleichungen

$$a + b \cdot 35^n = 4,5$$

und  $a + b \cdot 90^n = 6,2;$

man erhält hieraus die Konstante

$$b = 0,15$$

und den Exponenten

$$n = 0,7.$$

Es ist jedoch zu bemerken, daß diese Werte keineswegs eine allgemeine Bedeutung haben, da sie von den verschiedenen Füllungsgraden abhängig sind, wie wir gleich sehen werden. Die Linie 3 gibt diese unter 1 und 2 bezeichneten Widerstände mit dem Luftwiderstande  $\frac{v^2}{21 \cdot G} = \frac{v^2}{1680}$  kg/t, also den gesamten Widerstand der Lokomotive im Dampfe unter den gemachten Voraussetzungen, also bei den den Zuggeschwindigkeiten und Lokomotivleistungen entsprechenden Füllungsgraden, was also eine Nachprüfung nötig macht.

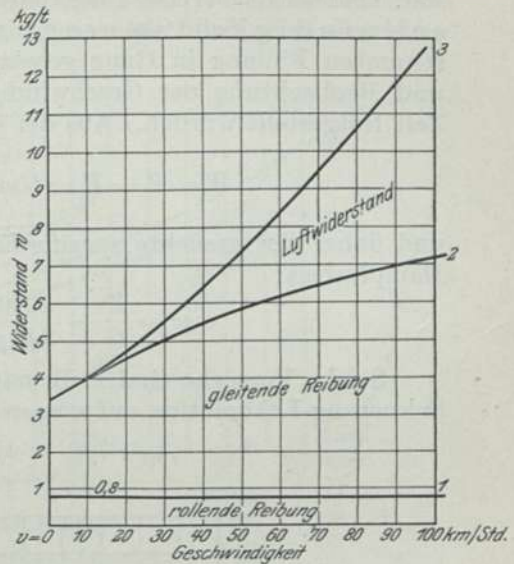


Fig. 203. Eigenwiderstand der Lokomotiven im Dampfe.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Personenzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

### Versuche zur Ermittlung des Eigenwiderstandes der Lokomotiven im Dampfe.

#### Beschleunigungsversuche.

Die allgemeine Bewegungsgleichung, die wir schon mehrfach und insbesondere auch bei der Berechnung der Widerstände eines Eisenbahnfahrzeugs angewandt haben, lautete: Die beschleunigende Kraft  $P$  ist

- = der indizierten Zugkraft  $Z$ ,
- dem Widerstand  $W$  und
- = Masse  $\times$  Beschleunigung =  $M f$ .

Beim Ablauf eines Fahrzeugs auf dem Gefälle  $n \text{ ‰}$  ist die bewegende Kraft  $Z = + \frac{Mg}{1000} n$ ; an ihre Stelle tritt beim Beschleunigungsversuch die indizierte Zugkraft

$$Z = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} p_m \frac{2h}{\pi D}$$

für zweizylindrige Zwillingslokomotiven,

$$\frac{\pi d^2}{4} \left( p_m + \frac{d'^2}{d^2} p_m' \right) \frac{2h}{\pi D}$$

für zweizylindrige Verbundlokomotiven und

$$2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \left( p_m + \frac{d'^2}{d^2} p_m' \right) \frac{2h}{\pi D}$$

für vierzylindrige Verbundlokomotiven.

**Beschleunigungskurve.** Die Versuche, deren genauere Beschreibung im III. Teil erfolgen wird und aus der hier nur ein Beispiel vorweggenommen werden soll, sind in der Weise ausgeführt worden, daß die mit Indikator und Geschwindigkeitsmesser versehenen Versuchslokomotiven bei einer bestimmten Füllung in Gang gesetzt wurden und dann auf Grund der Indizierung und Beobachtung der Geschwindigkeit, diese und die Zugkraft als Funktion der Zeit festgestellt wurden. Aus der obigen Gleichung ergibt sich

$$W = Z - P = Gw = Z - Mf = Z - \frac{G \cdot 1000}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

und daher der gesuchte spezifische Eigenwiderstand der Lokomotive während der Dampfarbeit

$$w = \frac{Z}{G} - \frac{1000}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{Z}{G} - 28,3 \cdot \text{tg } \varphi \text{ kg/t.}$$

Solche Versuche sind z. B. mit einer  $\frac{2}{5}$  gekuppelten, vierzylindrigen Verbund-Schnellzug-Lokomotive auf wagerechter Strecke mit den Hochdruckfüllungsgraden

$$\varepsilon = 7,8 \quad 18,7 \quad 27,7 \quad 37,0 \quad \text{und} \quad 66,8\%$$

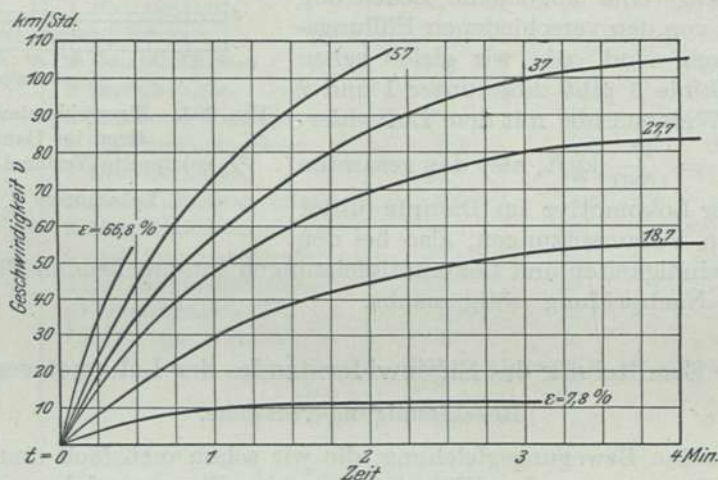


Fig. 204. Beschleunigungsversuche.

$\frac{2}{5}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ .

ausgeführt worden. Die dabei erlangten Beschleunigungskurven sind in der Fig. 204 dargestellt und die sich daraus ergebenden Werte, z. B. für  $\varepsilon = 37\%$  als  $f(v)$  und diejenige für die Endgeschwindigkeit  $v = 50$  km/st als  $f(\varepsilon)$  in der Fig. 205. Die einzelnen Werte für die zur Zeit  $t$  erlangten Geschwindigkeiten  $v$ , die indizierte Zugkraft  $Z$  und die der Tangente  $\text{tg } \varphi$  befinden sich in den Zahlentafeln 20 und 21. Ferner sind in der Fig. 206 auch die aus den Indikatordiagrammen berechnete indizierte Zugkraft als bewegende Kraft und die Werte des Eigenwiderstands  $W = Z - \frac{G \cdot 1000}{3,6 \cdot g} \cdot \text{tg } \varphi = Z - G \cdot 28,3 \cdot \text{tg } \varphi$ , sowie der Unterschied beider  $P = Z - W$ , als beschleunigende Kraft bildlich dargestellt. Die zwischen den beiden Kurven für  $Z$  und  $W$  liegenden Ordinatenabschnitte stellen diese beschleunigende Kraft dar. Die indizierte Kraft  $Z$  nimmt bei unveränderter Füllung, wie bekannt, infolge der Dampfdrosselung und Erhöhung des Rückdrucks ab, während der Widerstand wächst, die den Unterschied beider bildende beschleunigende Kraft  $P$  wird also dabei immer kleiner, bis sie (im vorliegenden Fall etwa



bei 108 km Geschwindigkeit) verschwindet, an diesem Punkte also der Beharrungszustand eintritt, bei dem Kraft und Widerstand im Gleichgewicht sind. Die berechneten Werte für  $w$  bei kleinen Geschwindigkeiten erscheinen hier nach etwas zu niedrig, was teils darauf zurückzuführen sein wird, daß der hohe

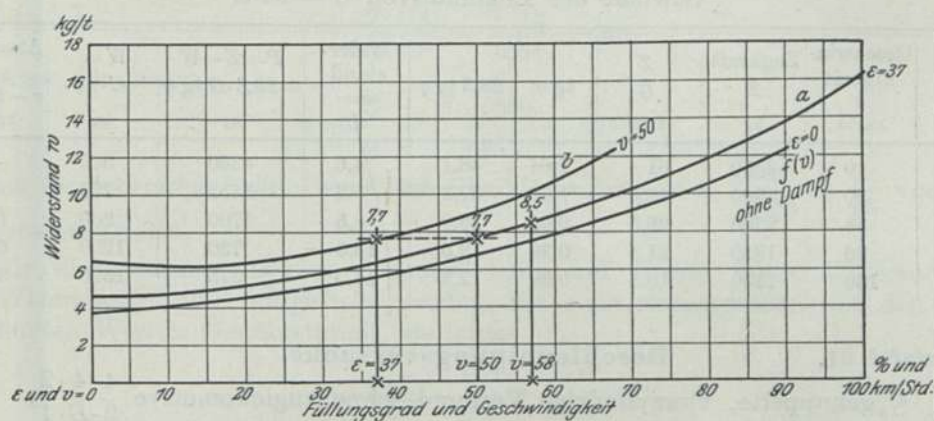


Fig. 205. Eigenwiderstand im Dampfe.

$\frac{2}{5}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot I}$

- a) Hochdruckfüllung  $\epsilon = 37 \text{ ‰}$ .
- b) Endgeschwindigkeit  $v = 50 \text{ km/st.}$

Reibungskoeffizient der Ruhe, allerdings nur bis etwa 5,0 km Geschwindigkeit, doppelt so groß ist als der hier eingesetzte Anfangswert, also nicht 0,01, sondern etwa 0,02. Bei anderen Versuchen habe ich Zugwiderstände von 20 kg/t und

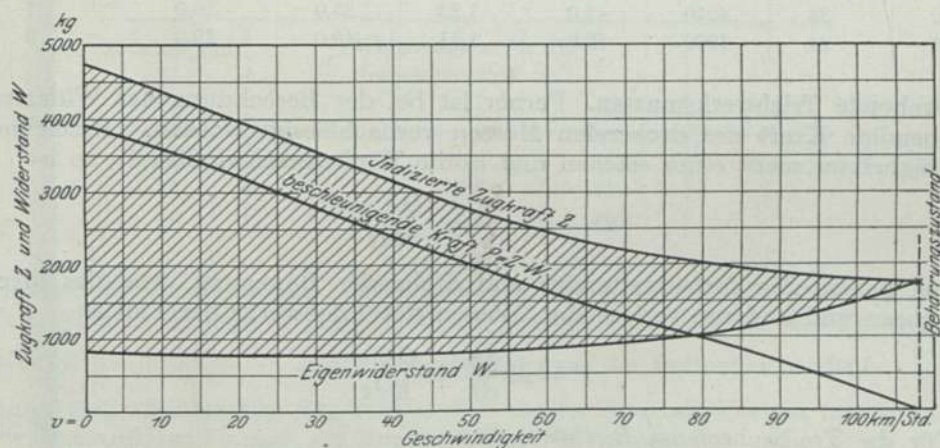


Fig. 206. Eigenwiderstand im Dampfe.

$\frac{2}{5}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot I}$

Hochdruckfüllung  $\epsilon = 37 \text{ ‰}$ .

darüber festgestellt. Ferner werden auch die nicht in Berechnung gezogenen Reibungswiderstände, die bei der schlingernden Bewegung der Lokomotive, die gleich nach dem Ingangsetzen meistens in heftigem Grade auftreten, den anfänglichen Widerstand nicht unwesentlich erhöhen.

## Zahlentafel 20. Beschleunigungsversuche.

$$^{2}/_5 \text{gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive } \frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$$
Hochdruckfüllungsgrad  $\varepsilon = 37\%$ .Gewicht der Lokomotiven  $G = 94 \text{ t}$ .

| Zeit<br>$t$<br>Min. | Geschwindigkeit<br>$v$<br>km/st | Zugkraft<br>$Z$<br>kg | $\frac{Z}{G}$<br>kg/t | $\text{tg } \varphi$ | $28,3 \text{ tg } \varphi$ | Widerstand<br>$w =$<br>kg/t | $P = Z - W = 28,3 \cdot G \text{ tg } \varphi$<br>kg | $W = G \cdot w$<br>kg | Abschnitt<br>$x = v - t \cdot \text{tg } \varphi$<br>km/st |
|---------------------|---------------------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|----------------------------|-----------------------------|--|-----------------------|--|
| 0                   | 0                               | 4800                  | 51                    | 1,64                 | 46,4                       | 4,6                         | 4360   | 870                   | —  |
| $1/4$               | 20                              | 4000                  | 42,5                  | 1,32                 | 37,3                       | 5,2                         | 3555   | 775                   | 0,2  |
| 1                   | 58                              | 2500                  | 26,5                  | 0,64                 | 18,0                       | 8,5                         | 1700   | 800                   | 19,5   |
| 2                   | 86                              | 1950                  | 21,5                  | 0,30                 | 8,5                        | 13,0                        | 750  | 1200                  | 60,0   |
| 3                   | 100                             | 1800                  | 18,5                  | 0,08                 | 2,3                        | 16,2                        | 275  | 1525                  | 86,0   |

## Zahlentafel 21. Beschleunigungsversuche.

$$^{2}/_5 \text{gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive } \frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$$
Endgeschwindigkeit  $v = 50 \text{ km/st}$ .Gewicht der Lokomotive  $G = 94 \text{ t}$ .

| Füllung<br>$\varepsilon$<br>% | Zeit<br>$t$<br>Sek. | Zugkraft<br>$Z$<br>kg | $\frac{Z}{G}$<br>kg/t | $\text{tg } \varphi$ | $28,3 \text{ tg } \varphi$ | Widerstand<br>$w =$<br>kg/t | Abschnitt<br>$x = v - t \cdot \text{tg } \varphi$<br>km/st |
|-------------------------------|---------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|----------------------------|-----------------------------|--|
| 18,7                          | 150                 | 800                   | 8,5                   | 0,08                 | 2,2                        | 6,3                         | 38   |
| 27,7                          | 65                  | 1900                  | 20,0                  | 0,47                 | 13,2                       | 6,8                         | 19,5   |
| 37,0                          | 51                  | 2750                  | 29,5                  | 0,74                 | 21,8                       | 7,7                         | 12   |
| 57,0                          | 35                  | 4250                  | 45,0                  | 1,23                 | 35,0                       | 10,0                        | 7  |
| 66,8                          | 24                  | 4900                  | 52,0                  | 1,41                 | 40,0                       | 12,0                        | 6  |

Drehende Triebwerksmassen. Ferner ist bei der Berechnung des Widerstands die lebendige Kraft der drehenden Massen vernachlässigt worden. Bezeichnet  $Q$  das Trägheitsmoment einer solchen und  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit, so ist

$$P = Z - W = \frac{Q d\omega}{R dt},$$

also bei gleichzeitig fortschreitender und drehender Bewegung, wie dies hier bei den Achsen und anderen rotierenden Massen des Triebwerks der Fall ist

$$P = M \frac{dv}{dt} + \frac{Q d\omega}{R dt}$$

Für die Treibachsen ist  $R \omega = v$ , also

$$\frac{M}{3,6} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{Q}{3,6 \cdot R^2} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{1}{3,6} \left( M + \frac{Q}{R^2} \right) \frac{dv}{dt}.$$

Für die Lauf- und Tenderachsen ist  $R_1 \omega_1 = R \omega = v$ ,

$$P = \frac{1}{3,6} \left( M_1 + \frac{Q_1}{R_1^2} \right) \frac{dv}{dt}.$$

Es kommt also darauf an, welchen Anteil diese lebendigen Kräfte an dem Wert für  $W$  zuzumessen sein wird.



Die Trägheitsmomente  $Q$  sind

für die Treib- und Kuppelachsen = 100 kgm<sup>2</sup>

und „ „ Lauf- und Tenderachsen = 12 „

also die hierdurch entstehende Erhöhung ist

$$\frac{2 \cdot 100}{0,99^2} + \frac{7 \cdot 12}{0,5^2} = 540$$

gegenüber der Masse

$$M = \frac{G}{g} = \frac{80 \cdot 1000}{9,81} = 8155;$$

also ist die lebendige Kraft der rotierenden Bewegung etwa  $\frac{540}{8155} = \frac{1}{15}$  von der der fortschreitenden.

Für die genannte Lokomotivbauart kann auf Grund dieser Untersuchung eine Widerstandsformel aufgestellt werden, die auch einigermaßen mit den oben berechneten Werten übereinstimmt, sie lautet

$$w = 3,7 + \frac{v^2}{880} + \frac{\varepsilon^2}{1250},$$

deren Werte in der Zahlentafel 22 zusammengestellt sind.

#### Zahlentafel 22.

##### Eigenwiderstand der Lokomotiven im Dampf.

<sup>2</sup>/<sub>8</sub>gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

$$w = a + bv^2 + c\varepsilon^2 = 3,7 + \frac{v^2}{880} + \frac{\varepsilon^2}{1250}.$$

| Füllungsgrad<br>$\varepsilon$<br>% | Widerstand $w$ für die<br>Geschwindigkeit $v =$ |      |      | km/st |
|------------------------------------|---|------|------|-------|
|                                    | 0   | 50   | 100  |       |
| 0                                  | 3,7   | 6,3  | 15,1 | kg/t  |
| 40                                 | 5,0   | 7,6  | 16,4 | „     |
| 80                                 | 8,8   | 11,6 | 20,2 | „     |

Handelt es sich bei einer Lokomotive um ihre größte Leistung, so ist, wie im III. Teil, in dem Abschnitt über Versuche gezeigt werden wird, der Füllungsgrad von der Geschwindigkeit bei dieser Lokomotive nach der Formel  $\varepsilon v = 8370 - \frac{840000}{98 + v}$  abhängig, siehe Zahlentafel 23, woraus sich die annähernde Formel für den Lokomotivwiderstand im Dampf, als Funktion des Füllungsgrades

$$w = 98 - 2,95 \varepsilon + 0,024 \cdot \varepsilon^2$$

ergibt.

Der Verfasser hat zwar noch mit mehreren anderen wichtigeren Lokomotivbauarten derartige Versuche angestellt, aber nicht planmäßig, sondern nur mit einzelnen Füllungsgraden und Geschwindigkeiten, aus denen allgemeine Schlußfolgerungen nicht gezogen und keine Widerstandsformeln abgeleitet werden können.

## Zahlentafel 23.

Eigenwiderstand der Lokomotiven im Dampfe.

$\frac{2}{5}$ gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  bei ihrer größten Leistung.

$$\varepsilon v = 8370 - \frac{840000}{98 + v}$$

| Zuggeschwindigkeit<br>$v$<br>km/st | Füllung<br>$\varepsilon$<br>‰ | $v^2$<br>880 | $\varepsilon^2$<br>1250 | Widerstand<br>$w$<br>kg/t | $w = 98 - 2,95 \cdot \varepsilon$<br>$+ 0,024 \cdot \varepsilon^2$ |
|------------------------------------|-------------------------------|--------------|-------------------------|---------------------------|--|
| 0                                  | 70                            | 0            | 3,92                    | 7,6                       | 9,1  |
| 20                                 | 65                            | 0,45         | 3,38                    | 7,5                       | 7,6  |
| 40                                 | 57                            | 1,82         | 2,60                    | 8,1                       | 7,8  |
| 60                                 | 51                            | 4,09         | 2,08                    | 9,9                       | 9,9  |
| 80                                 | 46                            | 7,28         | 1,69                    | 12,7                      | 13,1   |
| 100                                | 42                            | 11,36        | 1,40                    | 16,5                      | 16,4   |

Ermittlung des Eigenwiderstandes der Lokomotive im Dampfe aus den Ergebnissen der Leistungsversuche.

Der wichtigste Zweck der mit Lokomotiven anzustellenden Leistungsversuche, die im III. Teil, Abschnitt I, zur ausführlichen Besprechung kommen werden, liegt in der Aufstellung der Leistungstabellen und Darstellung

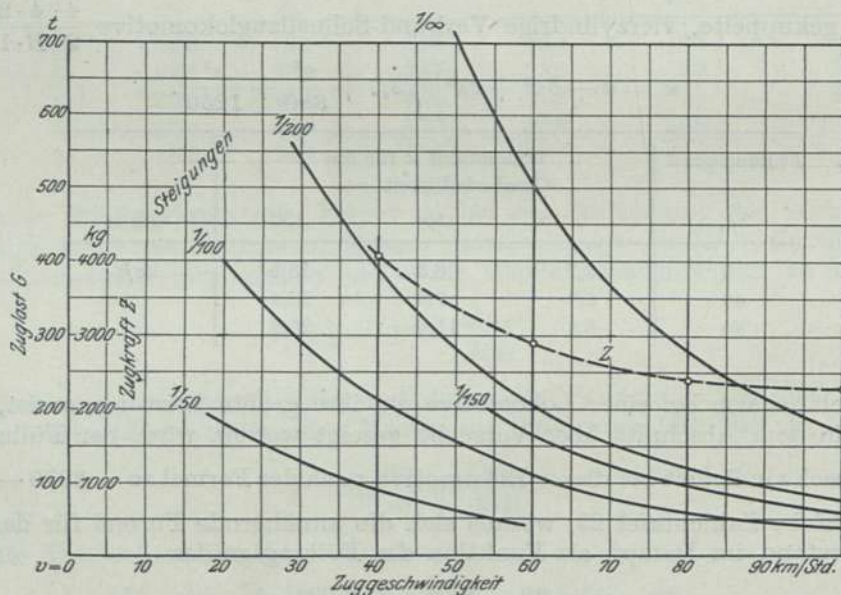


Fig. 207. Leistungskurven für die  $\frac{2}{4}$  gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

der Kurven für den praktischen Lokomotivdienst, aus denen die Zugstärke für bestimmte Steigungsverhältnisse und Geschwindigkeiten entnommen werden. Indem nun hier ein solches Versuchsergebnis, nur zu dem vorliegenden Zweck, als Beispiel herausgegriffen werden soll, mögen die in der Fig. 207 dargestellten



Leistungskurven einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  benutzt werden.

Im Beharrungszustand gilt die Bewegungsgleichung  $P = Z - W = 0$ , also ist dann die indizierte Zugkraft  $Z =$  dem gesamten Widerstand  $W$ . Bewegt sich der Eisenbahnzug auf der gleichmäßigen Steigung  $n \text{ ‰}$  mit der Geschwindigkeit  $v$  in km/st, bezeichnet

$G_1$  das Eigengewicht der Lokomotive in t,

$w_1$  den spezifischen Eigenwiderstand in kg/t,

$G$  und  $w$  die entsprechenden Werte des Wagenzuges, so ist

$$Z = G_1(w_1 + n) + G(w + n)$$

und die Werte von  $w_1$  und  $w$  sind Funktionen der Geschwindigkeit  $v$ , also bei derselben Geschwindigkeit gleich groß. Denkt man sich nun zwei Positionen in der Fig. 207 für zwei verschiedene Steigungsgrade, aber dieselbe Geschwindigkeit, so ist auch die indizierte Zugkraft

$$\begin{aligned} Z &= G_1(w_1 + n) + G(w + n) \text{ konstant} \\ &= G_1(w_1 + n') + G'(w + n'), \end{aligned}$$

so daß hieraus  $w = \frac{(G_1 + G)n' - (G_1 + G)n}{G - G'}$  kg/t

berechnet werden kann.

Wählt man nun im vorliegenden Beispiel vier verschiedene Geschwindigkeiten  $v = 40, 60, 80$  und  $100$  km/st für diese Berechnung aus und für jede dieser Geschwindigkeiten zwei verschiedene Steigungen, wie aus der Zahlentafel 24 zu ersehen ist, so erhält man für jede Gruppe bei derselben Geschwindigkeit auch gleiche Werte für den Widerstand  $w$ ; z. B. für die Geschwindigkeit  $v = 40$  km,

$$\begin{aligned} n &= 5 & n' &= 10 \text{ ‰} \\ G &= 385 & G' &= 215 \text{ t} \\ w &= \frac{(80 + 215)10 - (80 + 385)5}{385 - 215} = 3,65 \text{ kg/t.} \end{aligned}$$

Denselben Wert erhält man für eine andere Gruppe derselben Geschwindigkeit

$$\begin{aligned} n &= 5 & n' &= 20 \text{ ‰} \\ G &= 385 & G' &= 90 \text{ t} \\ w &= \frac{(80 + 90)20 - (80 + 385)5}{385 - 90} = 3,65 \text{ kg/t.} \end{aligned}$$

In der Zahlentafel 24 sind diese Werte zusammen- und in der Fig. 208 auch bildlich dargestellt. Man erkennt sogleich, daß aus diesen Berechnungen der Eigenwiderstand  $w_1$  der Lokomotive nicht unmittelbar ermittelt werden kann, weil das Gewicht der Lokomotive unveränderlich ist, sondern hierzu die Kenntnis der Zugkraft  $Z$  unentbehrlich ist, die aber nur durch Indikatorversuche gefunden werden kann. Ist diese Zugkraft für einen bestimmten Fall, also für eine gewisse Steigung und Geschwindigkeit bekannt, so erhält man den Eigenwiderstand  $w_1$  aus der obigen Gleichung

Leitzmann u. v. Borries, Lokomotivbau.

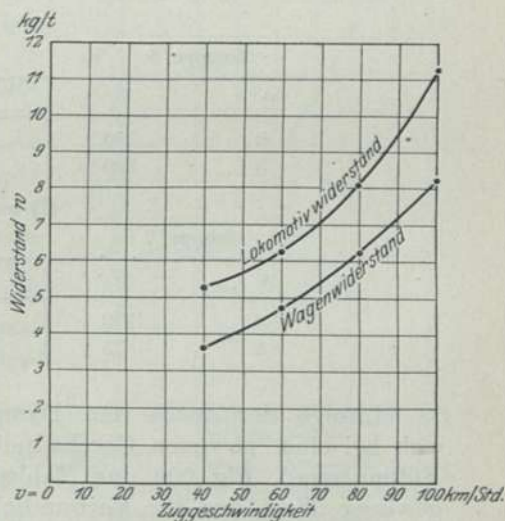


Fig. 208. Eigenwiderstand im Dampfe. Berechnung aus den Leistungsversuchen.  $\frac{2}{4}$  gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

$$Z = G_1(w_1 + n) + G(w + n),$$

$$\text{indem } w_1 = \frac{Z - G_1 n - G(w + n)}{G_1}.$$

Wir wollen, indem wir allerdings einem späteren Abschnitt über die Lokomotivversuche vorgreifen, schon jetzt eine nähere Erläuterung über den Zusammenhang der Geschwindigkeit  $v$ ,

den Füllungsgrad  $\varepsilon$ ,

den spezifischen, effektiven Dampfdruck  $p_m$  und

die indizierte Zugkraft  $Z$  geben.

#### Zahlentafel 24.

#### Eigenwiderstände.

Berechnung aus den Leistungsversuchen.

$\frac{2}{4}$ gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

a) Geschwindigkeit  $v = 40$  km/st.  $G_1 = 80$  t.

Indizierte Zugkraft  $Z = 4150$  kg.

| Gruppe 1                    |                     | Gruppe 2                    |                     | Widerstände          |                             |
|-----------------------------|---------------------|-----------------------------|---------------------|----------------------|-----------------------------|
| Steigung<br>$n$<br>für 1000 | Zuglast<br>$G$<br>t | Steigung<br>$n$<br>für 1000 | Zuglast<br>$G$<br>t | Wagen<br>$w$<br>kg/t | Lokomotive<br>$w_1$<br>kg/t |
| 5                           | 385                 | 5                           | 385                 | 3,65                 | 5,25                        |
| 10                          | 215                 | 20                          | 90                  |                      |                             |

b)  $v = 60$ .  $Z = 2900$ .

| Gruppe 3 |     | Gruppe 4 |     | $w$  | $w_1$ |
|----------|-----|----------|-----|------|-------|
| $n$      | $G$ | $n$      | $G$ |      |       |
| 0        | 505 | 0        | 505 | 4,75 | 6,25  |
| 5        | 205 | 10       | 108 |      |       |

c)  $v = 80$ .  $Z = 2400$ .

| Gruppe 5 |     | Gruppe 6 |     | $w$  | $w_1$ |
|----------|-----|----------|-----|------|-------|
| $n$      | $G$ | $n$      | $G$ |      |       |
| 0        | 280 | 0        | 280 | 6,25 | 8,10  |
| 5        | 120 | 10       | 59  |      |       |

d)  $v = 100$ .  $Z = 2300$ .

| Gruppe 7 |     | Gruppe 8       |     | $w$  | $w_1$ |
|----------|-----|----------------|-----|------|-------|
| $n$      | $G$ | $n$            | $G$ |      |       |
| 0        | 170 | 0              | 170 | 8,25 | 11,25 |
| 5        | 75  | $6\frac{2}{3}$ | 58  |      |       |

Infolge der durch den Dampfkessel bestimmten Dampfentwicklung ergibt sich bei einer gewissen Geschwindigkeit ein bestimmter, nicht zu überschreitender Füllungsgrad, Fig. 209 und Zahlentafel 25, sowie aus den Indikatorversuchen ein gewisser Wert der für Verbundlokomotiven zusammengesetzte effektive Dampf-

überdruck  $p_{m1} = p_m + \frac{d'^2}{d^2} \cdot p_m'$ , Fig. 210, und hieraus die indizierte Zugkraft

$$Z = \left( \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_m + \frac{\pi d'^2}{4} \cdot p_m' \right) \frac{2h}{\pi D} = \frac{d^2 h}{2D} \cdot p_{m1} = \frac{u}{2} \cdot p_{m1}$$



und gleichzeitig die Werte von  $p_{m1}$  als  $f(\varepsilon)$ , Fig. 211. Hierzu ist folgendes zu bemerken. Während bei den zum besonderen Zweck der Ermittlung der Eigenwiderstände angestellten Versuchen auf die Witterung möglichst Rücksicht genommen und die Versuche überhaupt nur bei ruhigem Wetter angestellt wurden, konnte

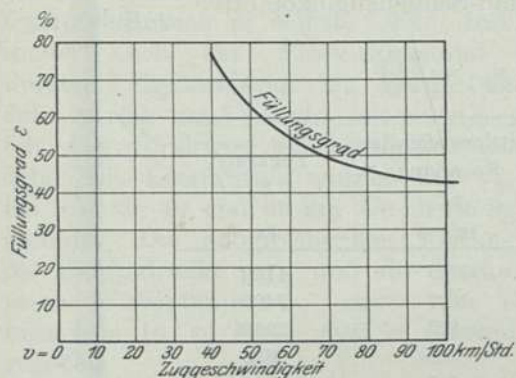


Fig. 209. Hochdruckfüllungsgrad  $\varepsilon$  als Funktion der Zuggeschwindigkeit  $v$  bei größter Lokomotivleistung.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

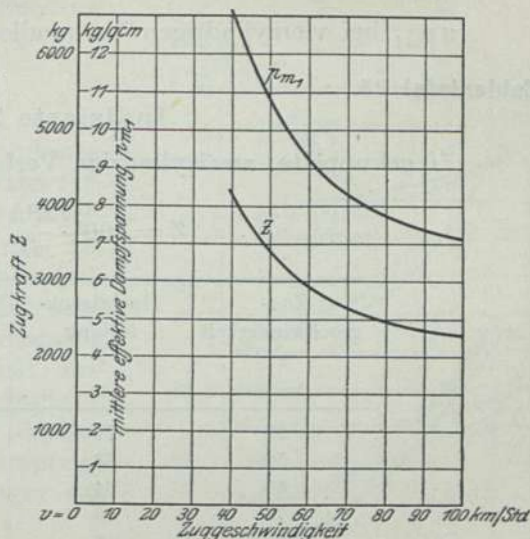


Fig. 210. Indizierte Zugkraft und mittlere effektive Dampfspannung in den Zylindern.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

dies bei den auf verschiedenen Strecken und in fremden Bezirken, in einer ununterbrochenen Reihenfolge zu erledigenden Versuchsfahrten zur Bestimmung der Leistungsfähigkeit nicht geschehen. Es ist daher der, wenn auch nicht sehr bedeutende Einfluß des Windes in den hier zuletzt ermittelten Werten mit enthalten.

Diese Widerstände der Lokomotiven bei der Dampfarbeit können auch noch durch unmittelbare Messung bestimmt werden, wenn die indizierte Zugkraft der Lokomotive beim Leerlauf im Dampfe bekannt ist. Der Verfasser hat über 100 solcher Versuche mit zehn verschiedenen Lokomotivbauarten auf verschiedenen Steigungen und bei verschiedenen Geschwindigkeiten ausgeführt, die jetzt einer kurzen Besprechung unterzogen werden sollen.

Bezeichnet  $u$  die Wertziffer der Lokomotiven  $100^2 \cdot \frac{d^2 h}{D}$ , indem der Kolbendurchmesser  $d$  in m, der Hub  $h$  und Treibraddurchmesser  $D$  ebenfalls in m anzugeben ist, und  $p_m$  wieder den mittleren effektiven Dampfüberdruck in den Zylindern der Zwillings- und  $p_{m1} = p_m + \frac{d'^2}{d^2} \cdot p_m'$  der Verbundlokomotiven, so ist die indizierte Zugkraft

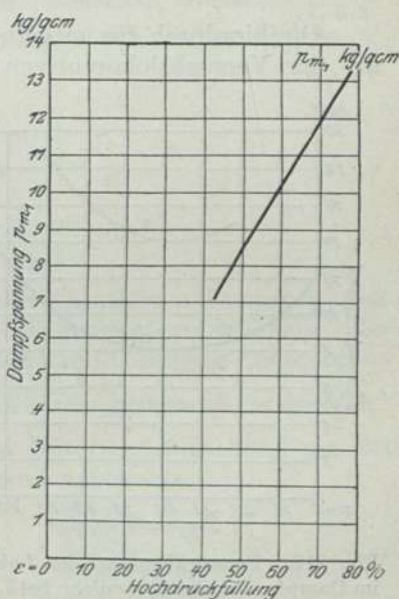


Fig. 211. Zusammengesetzte mittlere, effektive spezifische Dampfspannung in den Zylindern

$$p_{m1} = p_m + \frac{d'^2}{d^2} p_m'$$

$\frac{2}{4}$  gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

$Z = u p_m$  bei zweizylindrigen Zwillingslokomotiven,  
 $\frac{u}{2} p_{m1}$  desgleichen Verbund- und  
 $u p_{m1}$  bei vierzylindrigen Verbundlokomotiven.

## Zahlentafel 25.

## Indizierte Zugkräfte.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

$$Z = 100^2 \cdot \frac{d^2 h}{D} \cdot p_{m1} = \frac{u p_{m1}}{2}$$

| Zug-<br>geschwindigkeit<br>$v$<br>km/st | Hochdruck-<br>füllung<br>$\varepsilon$<br>% | Mittlere effektive<br>Spannung<br>$p_{m1}$<br>kg/qcm | Zugkraft<br>$Z$<br>kg |
|---|---|--|-----------------------|
| 40                                      | 77  | 13,0   | 4150                  |
| 50                                      | 63  | 10,6   | 3400                  |
| 60                                      | 54  | 9,2  | 2950                  |
| 70                                      | 49  | 8,3  | 2650                  |
| 80                                      | 46  | 7,7  | 2480                  |
| 90                                      | 44,5  | 7,4  | 2360                  |
| 100                                     | 43  | 7,15   | 2300                  |

Für den Beharrungszustand ist nun  $Z = \text{dem Widerstand } W = G(w + n)$ ; also

$$w = \frac{Z}{G} - n = \frac{u p_m}{G} - n \text{ usw.}$$

Die hierdurch für  $w$  gefundenen Werte gehen bei der verschiedenartigen Bauart der Versuchslokomotiven ziemlich weit auseinander, indessen liegen doch die

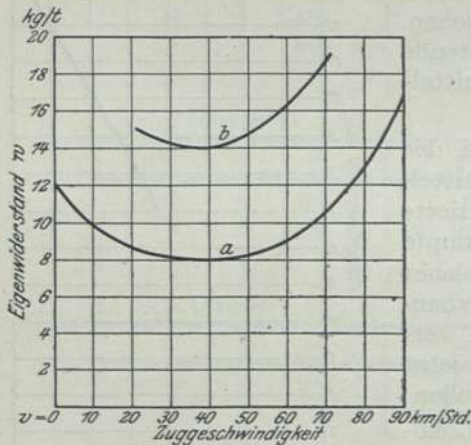


Fig. 212. Eigenwiderstand der Lokomotiven im Dampfe. Indikatorversuche bei Leerfahrten.

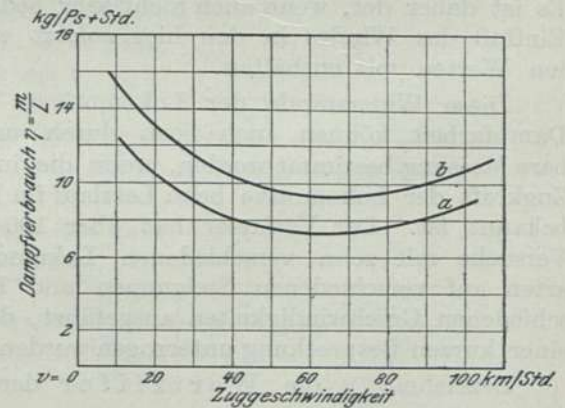


Fig. 213. Dampfverwertung.

meisten bei Schnell- und Personenzuglokomotiven zwischen den in der Fig. 212 mit  $a$  und  $b$  bezeichneten Grenzlinien, und es stellt sich auch hier wie bei den französischen Versuchen heraus, daß der Widerstand in einzelnen Fällen noch beträchtlich höhere Werte erreichen kann, als bisher angenommen wurde.

**Dampfverbrauch.** Gleichzeitig ist bei diesen Versuchen auch der Dampfverbrauch bestimmt worden, welcher infolge der den verschiedenen Steigungen



und Geschwindigkeiten entsprechenden Füllungsgraden ebenfalls sehr ungleich ist. Die Werte liegen in ihrer Mehrzahl zwischen den durch die Linien *a* und *b* der Fig. 213 gegebenen Grenzen. Bei der Kenntnis dieses Dampfverbrauchs

$$\eta = \frac{m}{L} \text{ kg/PS-st}$$

könnte schon aus dem leicht bestimmaren Dampfverbrauch *m* selbst, ohne Indikatorversuche, auch der Eigenwiderstand ermittelt werden. Fig. 214 zeigt ein Beispiel hierzu, bei dem es sich um Versuche mit einer  $\frac{2}{5}$  gekuppelten, vierzylindrigen Schnellzug-Lokomotive handelt. Die Leerfahrten wurden auf  $\frac{1}{30}$  Steigung bei *v* = 20, 40 und 68 km Geschwindigkeit ausgeführt. Die entsprechenden Füllungsgrade  $\epsilon$ , die Dampfdrucke  $p_{m1}$ , und die hieraus abgeleiteten Widerstände  $w_1$ , sowie der Dampfverbrauch  $\eta$  in kg/PS-st sind in dieser Figur angegeben.

$$\eta = \frac{m}{L} = \frac{270 \cdot m}{Z v}$$

$$Z = G (w + n),$$

daher der Eigenwiderstand *w*, als Funktion des Dampfverbrauchs

$$= \frac{Z}{G} - n = \frac{270 \cdot m}{\eta \cdot v G} - n.$$

Im vorliegenden Beispiel war für

|                 |      |               |
|-----------------|------|---------------|
| <i>v</i> = 20   | 40   | 68 km/st      |
| $\epsilon$ = 32 | 40   | 52%           |
| <i>m</i> = 3902 | 6780 | 13600 kg/st   |
| $\eta$ = 12,8   | 11,0 | 12,0 kg/PS-st |
| <i>w</i> = 7,8  | 8,3  | 11,7 kg/t     |

Ich habe auch versucht, aus einem Vergleich der verbrauchten Dampfmen gen den Eigenwiderstand der Lokomotive von dem des Wagenzugs zu trennen. Zu diesem Zweck wurden mit einer  $\frac{4}{4}$  gekuppelten Verbund-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$  auf  $\frac{1}{50}$  Steigung zwei Beobachtungen im Beharrungszustande angestellt, und zwar einmal beim Leerlauf und dann mit einem Güterzug, bestehend aus 36 Achsen zu 6,64 t = 239 t. Das Ergebnis ist nachfolgend angegeben.

|                          | Leerfahrt | Mit Zug    |
|--------------------------|-----------|------------|
| Füllungsgrad $\epsilon$  | 8,4       | 37,0%      |
| Geschwindigkeit <i>v</i> | 16,2      | 16,5 km/st |
| Dampfverbrauch <i>m</i>  | 2188      | 6860 kg/st |

Der gesamte Zugwiderstand

$$Z' = Z_1 + Z = G_1 (w_1 + n) + G (w + n) \text{ sei } = k \cdot m,$$

$$Z_1 = G_1 (w_1 + n) = k \cdot m_1,$$

wenn die indizierte Leistung *L*, bzw. bei fast gleicher Geschwindigkeit *v*, auch die indizierte Zugkraft *Z* dem Dampfverbrauch proportional gesetzt wird. Nach der

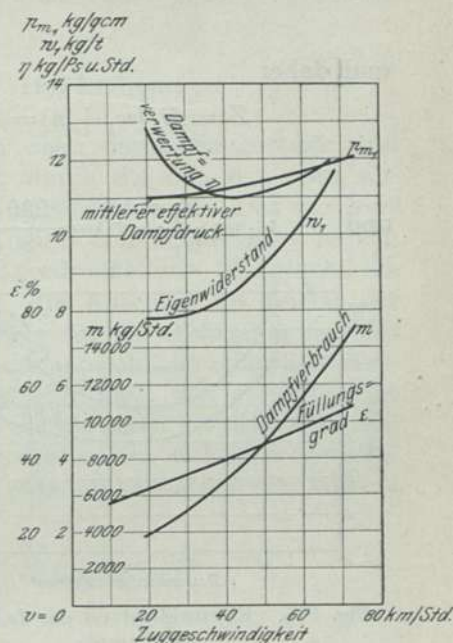


Fig. 214.  $\frac{2}{5}$  gekuppelte, vierzylindrige Verb.-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  Leerfahrten auf  $\frac{1}{30}$  Steigung.

Zusammensetzung des Zugs aus leeren und beladenen Wagen war der Eigenwiderstand des Wagenzugs bei 16,5 km Geschwindigkeit  $w = 1,75 \text{ kg/t}$ , woraus

$$1 + \frac{Z}{Z_1} = \frac{m}{m_1}$$

und daher

$$Z_1 = G_1(w_1 + n) = \frac{Z}{\frac{m}{m_1} - 1} = \frac{G(w + n)}{\frac{m}{m_1} - 1} = \frac{239(1,75 + 20)}{\frac{6860}{2188} - 1}$$

$$\text{und } w_1 = \frac{Z_1}{G_1} - n = \frac{239(1,75 + 20)}{80(3,14 - 1)} - 20 = \frac{5198}{171,2} - 20 = 10,4 \text{ kg/t.}$$

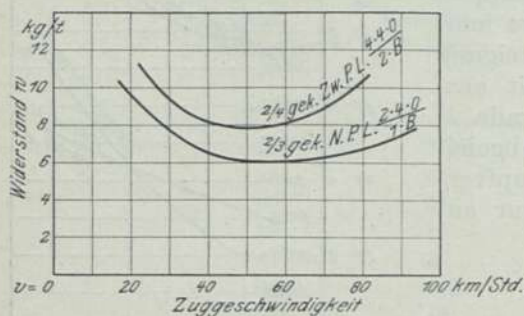


Fig. 215. Eigenwiderstand der Lokomotiven im Dampfe.  
Indikator- und Dynamometer-Versuche.

Bei anderen Versuchen ist auch die dynamometrische Messung der Kraft am Zughaken der Lokomotive zur Ermittlung des Zugwiderstands angewandt worden. Wird diese Kraft von der durch Indizierern festgestellten Zugkraft bei den Leistungsversuchen im Beharrungsstande in Abzug gebracht, so erhält man ebenfalls den Lokomotivwiderstand im Dampfe. Fig. 215 enthält z. B. die bildliche Darstellung des auf diesem Wege erlangten Eigenwiderstands der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Zwilling- und der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Personenzug-Lokomotiven.

## 2. Der Eigenwiderstand der Wagen.

Das im vorigen Kapitel über den Eigenwiderstand der Lokomotiven als Fahrzeug Gesagte gilt im allgemeinen mit entsprechender Abänderung und Ergänzung auch hier. Es tritt nur ein Umstand hinzu, der die Feststellung der spezifischen Widerstände sehr erschwert, nämlich die Belastung, die, wie bekannt, äußerst verschieden ist, und der eigenartige Widerstand, den die ruhende und bewegte Luft dem Wagenzuge entgegengesetzt, indem, nicht wie bei der an der Spitze des Zuges befindlichen Lokomotive, die ganze, sondern nur ein gewisser Teil der Stirnfläche zur Wirkung kommt. Im übrigen sind, ebenso wie bei der Lokomotive, als Fahrzeug betrachtet, die inneren Widerstände (Achslagerreibung) von den äußeren (Bahn- und Luftwiderstand) zu unterscheiden.

### A. Der innere Widerstand.

#### a) Die Achslagerreibung.

Die Bauart der Lager ist dieselbe wie bei der Lokomotive; sie sind ebenso geteilt und bestehen aus Ober- und Unterbuchse. Das eigentliche Lager in der Oberbuchse besteht aus Weißmetall. Der spezifische Lagerdruck ist, je nach der Belastung, sehr verschieden. Bei einem leeren, zweiachsigen 10-t-Güterwagen ist der Lagerdruck  $P = \frac{6 - 2}{4} = 1 \text{ t}$ , bei einem beladenen 20-t-Wagen  $= \frac{8 + 20}{4} = 6,5 \text{ t}$  und bei einem vierachsigen D-Wagen  $= \frac{8 - 1}{2} = 3,5 \text{ t}$ .



Die Stärke der Achsschenkel kann im Durchschnitt  $d = 100$  mm und ihre Länge  $l = 180$  mm angenommen werden. Hieraus gehen die den obigen drei Beispielen entsprechenden folgenden spezifischen Lagerdrucke hervor, wenn die ganze Lagerfläche zum Tragen kommt,

$$p = \frac{P}{dl} = \frac{P}{10 \cdot 18} = 5,5, 36,1 \text{ und } 19,4 \text{ kg/qcm.}$$

Das Schmieren der Lager erfolgt von oben durch Saugdochte und gleichzeitig auch von unten mittels Schmierkissen, durch die das von oben ablaufende Öl unaufhörlich dem Lagerschenkel wieder zugeführt wird. Das zur Verwendung kommende Mineralschmieröl darf keinen zu hohen Kältepunkt haben, da schon ein Zusatz von  $\frac{1}{5}$  Petroleum für Achslagerdrucke von  $35 \text{ kg/qcm}$  die Schmierfähigkeit in unzulässigem Grade herabsetzt. Im Anschluß an die bei der Lokomotive angegebenen Verbrauchssätze ist derjenige für ein Achskilometer der Wagen  $0,28 \text{ Gr.}$ , wovon  $70\%$  erspart werden, so daß der tatsächliche stündliche Verbrauch  $0,3 \cdot 0,28 \cdot v = 0,084 \cdot v$ , z. B. für eine Zuggeschwindigkeit von  $v = 50 \text{ km/st} = 0,084 \cdot 50 = 4,2 \text{ Gr./Achse}$  und Stunde. Wir werden später sehen, ob diese Schmiermaterialmenge zu der entsprechenden bei der Lokomotive im richtigen Verhältnis steht. Die Geschwindigkeit der reibenden Flächen schwankt zwischen den Werten bei Güterzügen mit  $20 \text{ km}$  Geschwindigkeit von

$$n \cdot \pi d = \frac{v}{3,6} \cdot \frac{\pi d}{\pi D} = \frac{v}{3,6} \cdot \frac{\pi \cdot 0,1}{\pi \cdot 1} = \frac{20}{36} = 0,56 \text{ m/sek}$$

und der bei Schnellzügen mit  $100 \text{ km/st} = \frac{100}{36} = 2,78$ .

Was den Reibungskoeffizienten betrifft, so soll er bei der gleichen Bauart der Achslager dem der Lokomotiven gleich gestellt werden; also

für  $v = 0$  (abgesehen von der größeren Reibung der Ruhe)  $= 0,01$ ,  
 „  $v = 35 \text{ km/st}$   $0,02$  und  
 „  $v = 80 \text{ km/st}$   $0,035$ .

Hiernach ergibt sich die Reibungsarbeit einer Achse für eine Umdrehung derselben:

### 1. Für einen zweiachsigen Güterwagen.

a) Unbeladen. Achsschenkelbelastung.

$$P = \frac{G - G'}{2} = \frac{3 - 1}{2} = 1 \text{ t,}$$

$A = 2 \mu P \cdot \pi d$  für 1 Achse  $= 2 \cdot 0,01 \cdot 1000 \cdot \pi \cdot 0,1 = 6,3 \text{ kgm}$ , bzw.  $12,6$  und  $22,0 \text{ kgm}$  und für  $1 \text{ t}$  Bruttobelastung

$$\frac{A}{G} = \frac{A}{3} = 2,1, 4,2 \text{ und } 7,3 \text{ kgm/t.}$$

Der hierzu gehörige Zugwiderstand

$$Z = W = \frac{2 \cdot \mu P \cdot \pi d}{G \cdot \pi D} = \frac{2 \mu P \cdot 0,1}{G \cdot 1,0} = \frac{2 \cdot 0,01 \cdot 1000 \cdot 0,1}{3} = 0,67 \text{ kg/t bzw. } 1,34 \text{ und } 2,35.$$

b) Für den beladenen Güterwagen.

$$P = \frac{G - G' + G_1}{2} = \frac{4 - 1 + 10}{2} = 6,5 \text{ t,}$$

$A = 2 \mu P \cdot \pi d$  für 1 Achse  $= 2 \cdot 0,01 \cdot 6500 \cdot \pi \cdot 0,1 = 40,9 \text{ kgm}$ ,

$$\frac{A}{G} = \frac{A}{14} = 2,9 \text{ kgm/t,}$$

$$Z = \frac{A}{G \cdot \pi D} = 0,93 \text{ kg/t, bzw. 1,86 und 3,26.}$$

## 2. Für einen vierachsigen D-Wagen.

$$P = \frac{G - G'}{2} = \frac{8 - 1}{2} = 3,5 \text{ t,}$$

$$A = 2 \mu P \cdot \pi d \text{ für 1 Achse} = 2 \cdot 0,01 \cdot 3500 \cdot \pi \cdot 0,1 = 22 \text{ kgm,}$$

$$\frac{A}{G} = \frac{A}{8} = 2,75 \text{ kgm/t,}$$

$$Z = \frac{A}{G \cdot \pi D} = 0,875 \text{ kg/t, bzw. 1,75 und 3,06.}$$

Ist das Eigengewicht einer Satzachse unveränderlich = 1 t und  $G$  der Schienen-  
druck, also  $P = \frac{G - 1}{2}$  die Belastung eines Achslagers, so ist der Zugwiderstand  
infolge der Lagerreibung proportional

$$\frac{P}{G} \text{ kg/t} = \frac{G - 1}{2G} = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{1}{G} \right),$$

wächst also mit  $G$  und daher auch mit der Ladung.

## Die Walzen- und Kugellager.

Man hat versucht, die in der Industrie schon vielfach angewandten Lager mit  
rollender Achslagerreibung auch auf die Eisenbahnfahrzeuge zu übertragen. Es  
sind zwei Arten derselben zu unterscheiden, indem entweder zylindrische oder  
kugelförmige Zwischengleider zur Anwendung kommen. Der Verfasser hat auf  
ministerielle Anordnung diese Systeme an Eisenbahnwagen ausprobiert, und zwar  
mit den im folgenden dargestellten Ergebnissen.

### 1. Die Walzenlager.

Zur Anstellung eines Vergleichs wurde ein dreiachsiger Personenwagen mit  
solchen Lagern versehen, bei denen also die gleitende Reibung der Achslager durch  
die rollende von genau zylindrischen und gehärteten Walzen ersetzt wurde. Zur  
Ermittlung der Reibungswiderstände beider Vergleichswagen wurden zunächst  
Auslaufversuche auf grader, wagerechter Bahn mit 50 km Anfangsgeschwindig-  
keit angestellt und die Geschwindigkeitsauslaufkurven wie in der Fig. 216<sub>1</sub> dar-  
gestellt. Gleichzeitig enthält dieselbe auch die Angaben über die Auslaufwege und  
Zeiten, sowie die zwei- und dreigliedrigen Formeln für den ebenfalls bildlich dar-  
gestellten Widerstand, Fig. 216<sub>2</sub>. Hiernach ergab sich eine Verminderung der  
Lagerreibung bei den Geschwindigkeiten

$$\begin{array}{l} v = 10 \quad 30 \text{ und } 50 \text{ km/st} \\ \text{um } 38 \quad 25 \quad \text{,,} \quad 17\% \end{array}$$

Die mittleren Reibungswiderstände für den ganzen Auslaufweg waren

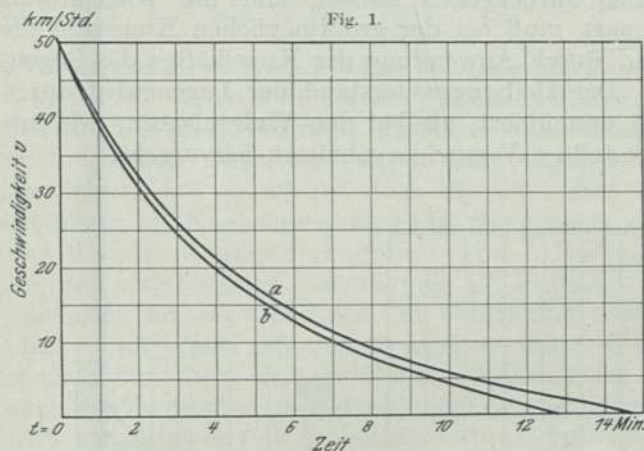
$$0,31 \quad 1,12 \text{ und } 2,20 \text{ kg/t}$$

und bei gewöhnlichen Achslagern

$$0,63 \quad 1,65 \text{ und } 3,07 \text{ kg/t.}$$



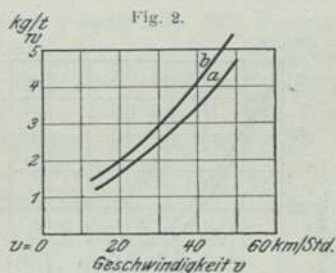
Durch eine genaue Feststellung des von den Walzen durch Abrollen auf den Achsschenkeln zurückgelegten Weges ergab sich, daß die rollende Bewegung tatsächlich eine vollkommene war, indem ein meßbarer Unterschied nicht festgestellt werden konnte und daher ein Gleiten auch nicht teilweise eingetreten war. Wenn also hiernach eine beträchtliche Verminderung der Lagerreibung nicht bestritten werden kann, so ist dies doch bezüglich des gesamten Widerstands eines Eisenbahnfahrzeugs nicht zutreffend; denn die übrigen Widerstände und die der Bahn, namentlich aber der Luftwiderstand bleiben auch bei diesen Lagern dieselben;



Walzenlager. Fig. 216.

Auslaufversuche auf  $1/\infty$ .

|                   | s      | t       | Widerstandsformeln       |   |
|-------------------|--------|---------|--------------------------|---|
| a Walzenlager . . | 3780 m | 14' 37" | $1,10 + \frac{v^2}{700}$ | $0,5 + \frac{v}{30} + \frac{v^2}{1000}$ |
| b Gewönl. Lager   | 3438 „ | 12' 46" | $1,5 + \frac{v^2}{600}$  | $0,6 + \frac{v}{20} + \frac{v^2}{1000}$ |



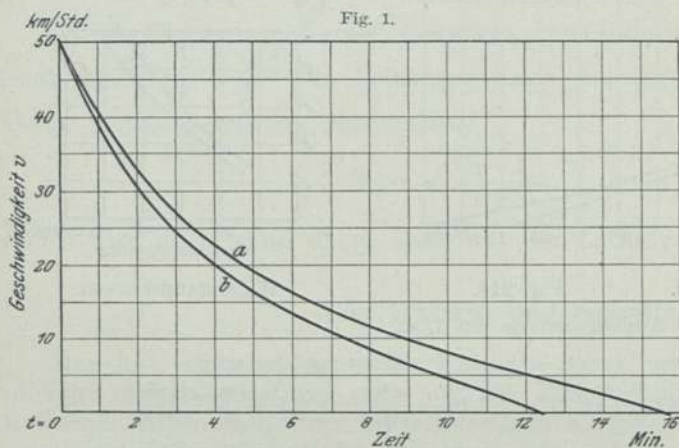
Widerstandskurven.

es ändert sich nur die Konstante  $a$  in der Widerstandsformel  $w = a + f(v)$ , z. B.  $a + b v^2$ , und daher kann nur dann ein Erfolg erwartet werden, wenn der zweite Summand klein ist, also bei geringen Geschwindigkeiten. Es war daher vorauszu sehen, daß besonders bei der Anzugskraft ein erheblicher Gewinn erreicht werden kann, weshalb auch dieser durch sorgfältige Anfahrversuche mit beiden Vergleichswagen festgestellt wurde. Diese Zugkräfte, die an den Wagen zu ihrer Ingangsetzung aus der Ruhelage angebracht werden mußten, waren 26,8 bzw. 162,8 kg und daher die spezifische Anzugskraft 1,6 bzw. 10,1 kg/t.

Der Wagen mit den Walzenlagern konnte daher durch eine Kraft in Bewegung gesetzt werden, die nur 16% von der des gewöhnlichen Wagens betrug, was als ein außerordentlich günstiges Ergebnis zu betrachten ist und mit dem besten Erfolg da ausgenutzt werden kann, wo Massen durch Menschenkräfte öfters in Bewegung gesetzt werden, z. B. bei Drehscheiben, Schiebebühnen, Bahnmeisterwagen und sonstigen Transportwagen in Werkstätten u. dgl. Ferner könnten diese Lagerbauarten auch noch dort einen Erfolg erringen, wo nicht nur das Anfahren sich sehr oft wiederholt, sondern auch die Geschwindigkeit eines Fahrzeugs keine zu hohe ist, wie bei Straßen- und allenfalls auch bei Nebenbahnen. Steigt aber die Geschwindigkeit über etwa 30 km/st hinaus, und erfolgt das Ingangsetzen weniger oft, so kann von dieser Einrichtung kein Gebrauch gemacht werden.

## 2. Die Kugellager.

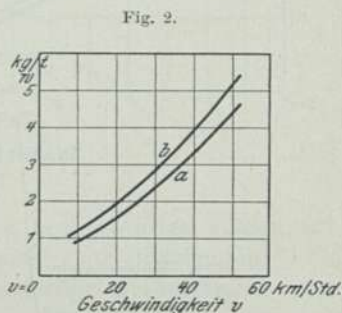
Ähnlich verhält es sich auch mit denjenigen Lagern, bei denen die rollende Reibung nicht durch zylindrische Zwischenglieder, sondern durch Kugeln erfolgt. Bei diesen ist zu berücksichtigen, daß sie aus einem besonderen Material herzustellen sind, das neben der Härte auch einen so hohen Grad von Elastizität besitzen muß, daß die unvermeidlichen Verdrückungen der fast in einem Punkte sich vereinigenden sehr starken Pressungen keine bleibenden Formveränderungen hinterlassen, sondern diese vollkommen zurückgehen müssen und die Kugelgestalt dauernd erhalten bleibt. Die Bauart muß bei der größtmöglichen Kugelzahl die höchste Tragfähigkeit besitzen und durch Anwendung der Kugelkäfige die Gegenreibung der Kugeln verhindern. Der Reibungswiderstand der Lager wird durch sie in einem noch höheren Grade vermindert, als bei den Walzenlagern, wie aus den auf den Fig. 217<sub>1</sub>, 217<sub>2</sub> dargestellten Versuchsergebnissen hervorgeht.



Kugellager. Fig. 217.

Auslaufversuche auf  $1/\infty$ .

|                  | s      | t       | Widerstandsformeln      |
|------------------|--------|---------|-------------------------|
| a Kugellager . . | 4133 m | 15' 34" | $1,0 + \frac{v^2}{705}$ |
| b Gewönl. Lager  | 3390 „ | 12' 15" | $1,3 + \frac{v^2}{600}$ |



Widerstandskurven.

**Ölverbrauch.** Im vorigen Kapitel hatten wir zunächst durch Rechnung gefunden, daß für eine  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Lokomotive der Reibungswiderstand im Dampfe bei 35 km Geschwindigkeit  $W = 361$  kg gesetzt werden kann, während dieser Widerstand bei einem beladenen 20-t-Wagen

$$= \frac{2\mu P \cdot \pi d}{\pi D} = \frac{2 \cdot 0,02 \cdot 6500 \cdot 0,1}{1,0} = 26 \text{ kg/Achse}$$

beträgt; es verhalten sich daher beide Reibungsarbeiten wie  $\frac{26}{361} = \frac{1}{13,9}$ , während der tatsächliche Ölverbrauch im Verhältnis

$$\frac{0,3 \cdot 0,28}{0,65 \cdot 22} = \frac{0,084}{14,300} = \frac{1}{170}$$

steht. Die gegebenen Verbrauchssätze verhalten sich aber wie

$$\frac{0,280}{22,000} = \frac{1}{79}$$



Stellt man indessen bei den Wagen als Mittelnert nur eine Achsbelastung vor 7,5 t und bei den Lokomotiven nur die Reibung und den Ölverbrauch der Achslager in Vergleich, die den Ziffern 13 und 209 kg, bzw.

$$22 \cdot \frac{209}{361} = 22 \cdot 0,58$$

etwa 12,76 g/Lok.-km entsprechen, so sind die Verhältnisse

$$\frac{13}{209} = \frac{1}{16}, \quad \frac{0,28}{12,76} = \frac{1}{46} \quad \text{und} \quad \frac{0,3 \cdot 0,28}{0,65 \cdot 12,76} = \frac{1}{99}$$

Dies erscheint aber auch dann noch als ein grobes Mißverhältnis. Während allerdings auf der einen Seite bei den Wagen die leichtere Möglichkeit einer weitergehenden Sparsamkeit im Ölverbrauch gegeben ist und diese auch durchgeführt wird, andererseits bei den Lokomotiven mit schwierigeren Verhältnissen auf diesem Gebiete zu rechnen ist, so scheint doch die bei einem Ölprämiensystem für die Wagenschmierer an Knauserei grenzende Ölersparnis zu weit zu gehen, indem dabei die viel teurere Zugkraft vergrößert wird. Rechnet man den Reibungskoeffizienten bei der sorgfältigsten Schmierung als kleinsten Wert für  $v = 35$  km/st, wie hier geschehen ist,  $\mu = 0,02$  und im vollständig trocknen Zustand der reibenden Flächen  $= 0,20$ , also zehnmal so groß, so kann es leicht eintreten, daß bei einer Ersparnis von 70% der gewährten Ölmenge der Reibungskoeffizient und hiermit auch die Zugkraft eine bedenkliche Höhe erreicht, namentlich bei Güterzügen; deshalb empfiehlt es sich dringend, und es würde sich besonders auch vom wirtschaftlichen Standpunkt aus verlohnen, über den Zusammenhang zwischen Zugkraft und Schmiermaterialverbrauch genaue Versuche anzustellen.

Hierzu muß bemerkt werden, daß bei allen vom Verfasser angestellten Versuchen ausnahmslos eine unter Aufsicht erfolgte reichliche Schmierung der Versuchsfahrzeuge bewirkt wurde.

### Die Seitenreibung.

Zu den inneren Reibungswiderständen gehört noch die in Bahnkrümmungen auftretende Seitenreibung in den Hohlkehlen der Achsschenkel. Die Fliehkraft der Wagenmasse treibt diese gegen die äußere Schiene, wobei die Kraftübertragung durch die Lagerschalen gegen die Hohlkehle der Achsschenkel und durch die Spurkränze der Räder auf die Schiene erfolgt. Die Fliehkraft einer mit der Geschwindigkeit  $v$  in einer Bahnkrümmung von  $R$  m Halbmesser sich bewegenden Masse  $M$  ist, ohne Berücksichtigung einer Schienenüberhöhung

$$P = \frac{M \cdot \left(\frac{v}{3,6}\right)^2}{R} = \frac{G \cdot v^2}{3,6^2 \cdot g \cdot R} = \frac{Gv^2}{127 \cdot R} \text{ kg.}$$

Diese Kraft wirkt gegen die sich drehenden Achsschenkel und unter der gemachten Voraussetzung auch gegen die äußere Schiene; sie ist z. B. bei einem vierachsigen D-Wagen mit 8 t Achsbelastung bei

$$v = 80 \text{ km/st} \quad \text{und} \quad R = 500 \text{ m} = \frac{8000 \cdot 80^2}{127 \cdot 500} = 806 \text{ kg,}$$

der Widerstand

$$W = \frac{\mu P \cdot \pi d}{\pi D} = 0,1 \cdot \mu P = 0,1 \cdot 0,035 \cdot 806 = 2,8 \text{ kg}$$

und

$$w = \frac{W}{G} = \frac{2,8}{8} = 0,35 \text{ kg/t.}$$

## b) Sonstige Widerstände.

Bei den Wagen treten noch einige geringere und schwer bestimmbare Reibungswiderstände auf, die mehr oder weniger auch den Zugwiderstand beeinflussen, zu denen folgende gehören: Die Reibung der

Zugstangenführungen,  
Pufferscheiben,  
Pufferführungen,  
Federgehänge,  
Achsbuchsführungen usw.

## B. Die äußeren Widerstände.

### a) Der Bahnwiderstand.

#### 1. Die rollende Reibung.

Die Formel zur Berechnung derselben war  $\varphi = \frac{Z}{G} = \frac{k}{\sqrt{r}} = \frac{0,0006}{\sqrt{r}}$  und führt hier bei einem Radhalbmesser von  $r = 0,5$  m zu dem Werte  $\frac{0,0006}{\sqrt{0,5}} = 0,85$  kg/t.

#### 2. Der Kurvenwiderstand.

**Zweiachsige Fahrzeuge.** Dieser Widerstand ist für zweiachsige Fahrzeuge bereits bestimmt worden, und es handelt sich daher nur noch um einige Ergän-

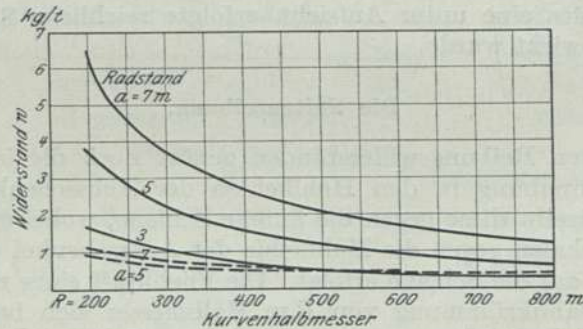


Fig. 218. Grund-Kurvenwiderstand bei kleinster Geschwindigkeit.

———— Steife Achsen.

----- Lenkachsen.

Gesamtwiderstand

$$1,5 + 21 \cdot \frac{4a + a^2}{R - 45}$$

$$+ \frac{0,02 \cdot L v + 0,0014 (L + H) v^2}{G}$$

$L$  = Länge der Wagen  
 $H$  = Höhe der Wagenkasten

$$21 \cdot \frac{4a + a^2}{R - 45} \text{ für steife Achsen}$$

$$\frac{40a}{R} + 0,4 \text{ für Lenkachsen.}$$

Grundwiderstand in der Geraden

| Radstand  | Steife Achsen | Lenkachsen |
|-----------|---------------|------------|
| $a = 3$ m | 1,0           | —          |
| $a = 5$ „ | 1,6           | 1,1        |
| $a = 7$ „ | 1,6           | 1,4        |

Mittel 1,3 kg/t.

$v$  = Geschwindigkeit in km/st  
 $G$  = Wagengewicht in t.

zungen bezüglich verschiebbarer Mittelachsen, Lenkachsen und Drehgestelle. Es erscheint jedoch zweckmäßig, hier die, wenn auch allseitig bekannten Versuchsergebnisse Hoffmanns mit steif- und lenkachsigen Personenwagen auf der



sächsischen Staatsbahn einzuschalten. Sie sind in der Fig. 218 dargestellt durch die Widerstandskurven für verschiedene Radstände und Bahnkrümmungen bei kleinster Geschwindigkeit, als Grundkurvenwiderstand, während der Einfluß der Geschwindigkeit durch die bekannten Formeln gekennzeichnet wird.

### Dreiaxige Fahrzeuge mit verschiebbarer Mittelachse.

Wir hatten gesehen, daß eine Einzelachse unter einem Fahrzeuge im Abstand  $x$  vom Drehpunkt des Wagens beim Durchlaufen einer Bahnkrümmung um den Winkel  $\varphi$  zwei Reibungswiderstände verursacht:

1. infolge einer Verschiebung senkrecht der Bahn um  $x\varphi$  und
2. infolge einer gleitenden Reibung längs der Bahn um  $\frac{s}{2}\varphi$ ,

so daß die gesamte Reibungsarbeit auf den Weg  $R\varphi$  des Fahrzeugs bezogen

$$A = \frac{\mu G (2x + s)}{2} \varphi$$

ist und der dadurch entstehende Zugwiderstand

$$w = \frac{\mu (2x + s)}{2R} \text{ kg/t.}$$

Hiernach hatten wir uns die vereinfachende Annahme gestattet, daß die Drehung des Wagens um seinen Mittelpunkt erfolge, in der Erwägung, daß bei einer beliebigen anderen Lage des Drehpunkts zwar die Verteilung der Reibungswiderstände eine andere, ihre Summe aber, gegenüber den hierbei mitwirkenden unsicheren und unberechenbaren Faktoren, nicht erheblich verschieden sein dürfte. Übrigens fällt dieses Bedenken bei einer Mittelachse fort, indem der erste Reibungswiderstand verschwindet und nur der durch die Drehung bewirkte gleitende Widerstand in der Schienenrichtung bleibt, wobei wieder die Kegelform des Radreifenprofils vernachlässigt wurde. Wird diese aber, wie es bei neu abgedrehten Reifen nötig ist, beachtet, so ist das mit einer Verminderung dieser gleitenden Reibung verbunden, wenn die Achse genügendes Seitenspiel besitzt; denn sie wird beim Eintritt in eine Bahnkrümmung so weit nach außen laufen, als dieser Spielraum es zuläßt, wodurch sich aber die rollende Bewegung dem von beiden Rädern zurückzulegenden ungleichen Wegstrecken nähert. Die gleitende Reibung verschwindet ganz, wenn zufällig die folgende Bedingung für die Größe der Laufkreise erfüllt ist:

$$\frac{r + \sigma \operatorname{tg} \delta}{r - \sigma \operatorname{tg} \delta} = \frac{R + \frac{s}{2}}{R - \frac{s}{2}}$$

also z. B. für  $R = 300 \text{ m}$

$$\frac{500 + \frac{\sigma}{20}}{500 - \frac{\sigma}{20}} = \frac{300 + \frac{1,5}{2}}{300 - \frac{1,5}{2}}$$

oder

$$\frac{2R}{s} = \frac{r}{\sigma \operatorname{tg} \delta}$$

oder

$$\sigma = \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{s}{\operatorname{tg} \delta} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1,5}{300} \cdot \frac{500}{1} = 25 \text{ mm.}$$

Ist daher im vorliegenden Fall die Seitenverschiebung der Mittelachse so groß, so wird der Kurvenwiderstand dieser Achse durch ihr Anlaufen an der äußeren

Schiene ganz aufgehoben; in jeder anderen Bahnkrümmung bleibt aber ein Rest bestehen, der dem Wegeunterschied entspricht. Dieser ist dann nicht mehr ganz  $\frac{s}{2}\varphi$ , sondern für jede Umdrehung der Achse um  $2\pi \cdot \sigma \cdot \operatorname{tg} \delta$  kleiner, und die noch verbliebene Reibungsarbeit ist dann

$$W = \mu G \left( \frac{s}{2} \cdot \frac{2\pi r}{R} - 2\pi \cdot \sigma \cdot \operatorname{tg} \delta \right) = 2\pi \cdot \mu G \cdot \left( \frac{sr}{2R} - \sigma \operatorname{tg} \delta \right).$$

Sie wird = 0 für  $\sigma = \frac{1}{2} \cdot \frac{sr}{R \operatorname{tg} \delta}$ , wie oben; denn es ist dann

$$\frac{r + \frac{r}{R} \cdot \frac{s}{2}}{r - \frac{r}{R} \cdot \frac{s}{2}} = \frac{R + \frac{s}{2}}{R - \frac{s}{2}}.$$

Der spezifische Kurvenwiderstand

$$w = \frac{W}{G 2\pi r} = \frac{2\pi \mu G \cdot r}{G 2\pi r \cdot 2R} \left( s - \frac{2R}{r} \cdot \sigma \cdot \operatorname{tg} \delta \right) = \frac{\mu}{2R} \left( s - \frac{2R}{r} \cdot \sigma \operatorname{tg} \delta \right)$$

und das Verhältnis beider Widerstände

$$1:1 = \frac{2R}{r} \cdot \frac{\sigma}{s} \cdot \operatorname{tg} \delta.$$

Ist z. B. der Kurvenhalbmesser  $R = 200$  m, so wird dieses Verhältnis

$$1:1 = \frac{2 \cdot 200}{500} \cdot \frac{25 \cdot \frac{1}{20}}{1,5} = 1:0,33$$

und für  $w = 0$  müßte

$$\sigma = \frac{s \cdot r}{2 \cdot R \cdot \operatorname{tg} \delta} = \frac{1,5 \cdot 500}{2 \cdot 200 \cdot \frac{1}{20}} = 37,5 \text{ mm}$$

betragen. Eine Gesamtverschiebung von  $2\sigma = 25$  mm genügt daher nur für einen Krümmungshalbmesser von

$$R = \frac{s \cdot r}{2\sigma \operatorname{tg} \delta} = \frac{1,5 \cdot 500}{25 \cdot \frac{1}{20}} = 600 \text{ m.}$$

Auf diese Weise kann der Kurvenwiderstand durch Seitenspielräume vermindert werden, wie ich auch an  $\frac{4}{4}$  und  $\frac{5}{5}$  gekuppelten Lokomotiven durch den Versuch nachgewiesen habe.

#### Die kurvenbeweglichen Laufachsen.

Stellt sich eine zwangsläufige oder freie Lenkachse tatsächlich radial ein, so fällt die mit dem Wegeunterschied der Laufkreise verbundene schleifende Bewegung längs der Schiene und auch die der Querverschiebung senkrecht zu dieser fort, wenn die Radreifenkonizität mit der Bahnkrümmung übereinstimmt. Ist die Vorderachse eines Fahrzeugs mit der Hinterachse zwangsläufig verbunden, so erfolgt die radiale Einstellung des Fahrzeugs selbsttätig durch die Reibungswiderstände der Vorderachse, denn dem Bestreben eines Rades, vorzueilen, wirkt ein Bahnwiderstand in der Bewegungsrichtung und am anderen Rad ein entgegengesetzter gegen das Zurückbleiben desselben. In derselben Weise verhalten sich auch alle anderen kurvenbeweglichen Einzelachsen. Die Kräfte an der Hinterachse bewirken die Einstellung derselben erst beim Eintritt in die Kurve.



## Drehgestelle.

Bei diesen erfolgt am führenden Vorderrad ein Seitenstoß, der infolge seines Moments um den Drehzapfen des Gestells auch die zweite Achse zum Anlaufen an der äußeren Schiene bringt. Hierdurch stellen sich also beide Achsen nach Maßgabe ihres Radstands radial ein, so daß der Kurvenwiderstand infolge der Querverschiebung ganz und der andere infolge des Schleifens längs der Bahn fast ganz fortfällt.

## b) Der Luftwiderstand.

## 1. Der Kopfwind.

**Winddruck.** Nach Frank ist der Luftwiderstand gegen eine mit der Geschwindigkeit  $v$  m/sek bewegte ebene Fläche  $F$

$$= \frac{k\gamma}{g} \cdot F v^2 = \frac{0,5675 \cdot 1,29}{2 \cdot 9,81} \cdot F \cdot v^2 = 0,07 F \cdot v^2 = \frac{0,07}{3,6^2} \cdot F v^2 = \frac{F v^2}{185} \text{ kg.}$$

Die Stirnfläche  $F$ , der Schienenachsdruk  $G$  und der Luftwiderstand  $w$  gegen die Stirnfläche ist bei zweiachsigen Wagen:

|                             | $F$ qm | $G$ t | $W$ kg           |
|-----------------------------|--------|-------|------------------|
| 1. Offene Güterwagen 10 t   | 3,7    | 6,0   | $\frac{v^2}{50}$ |
| 2. Kohlenwagen 10 t         | 4,3    | 6,0   | $\frac{v^2}{43}$ |
| 3. Bedeckte Güterwagen 10 t | 7,5    | 8,0   | $\frac{v^2}{25}$ |
| 4. Personenwagen            | 8,5    | 15,0  | $\frac{v^2}{22}$ |
| 5. Offene Güterwagen 15 t   | 4,5    | 6,5   | $\frac{v^2}{41}$ |
| 6. Kohlenwagen 15 t         | 5,8    | 7,5   | $\frac{v^2}{25}$ |

Diese Werte für den Luftwiderstand gegen die Stirnfläche gelten aber nur für einzeln bewegte Wagen, ohne Lokomotive an der Spitze. Im regelmäßigen Zugdienst liegen diese Verhältnisse ganz anders. Die Lokomotive nimmt beim Kopfwind fast allein den vollen Luftwiderstand gegen ihre Stirnfläche auf und verdeckt größtenteils diejenige der nachfolgenden Wagen; es kommt daher von den im Zug laufenden Wagen nur ein gewisser Teil ihrer Stirnflächen zur Wirkung, und es hat seine Schwierigkeiten, diesen Anteil richtig zu bestimmen. Nach den französischen Versuchen sind damals folgende Werte festgestellt worden und nach Frank diejenigen der zweiten Spalte:

| Fahrzeuge  | Frankreich | Frank  |
|--|------------|--------|
| Gepäckwagen  | 1,7        | 2,0 qm |
| Personen- oder bedeckte Güterwagen   | 0,5        | 0,56 „ |
| Offene leere Güterwagen  | 1,0        | 1,62 „ |
| Offene beladene Güterwagen   | 0,4        | 0,32 „ |
| und für jeden Personen- oder bedeckten Güterwagen,<br>der einem offenen folgt, außerdem noch | 1,0 qm     | — qm   |

Daß aber diese Werte sehr schwer zu bestimmen sind, geht schon aus den Erwägungen hervor, daß nicht immer vollkommene Windstille herrscht, und wenn

der Eisenbahnzug diesem Winde nicht unausgesetzt in grader Richtung entgegenfährt, so ändert sich die Angriffsfläche der einzelnen Fahrzeuge ganz erheblich.

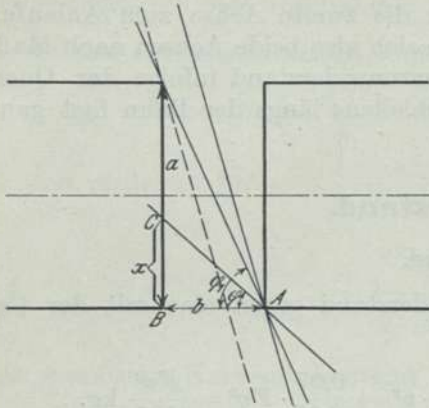


Fig. 219. Luftwiderstand.

Ist in der Fig. 219  $A$  die maßgebende Kante des vorangehenden Fahrzeugs und die Windrichtung augenblicklich unter dem Winkel  $\varphi$  gegen die Bahn geneigt, so tritt beim folgenden Wagen eine neue Angriffsfläche hinzu, die der Breite  $BC$  entspricht. Erreicht der Winkel  $\varphi$  die Größe, bei der  $\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{a}{b}$ , etwa  $\frac{3,0}{1,3} = 2,3$  oder  $\varphi_1 = 66\frac{1}{2}^\circ$  wird, so kommt sogar die ganze Stirnfläche  $F$  zur Wirkung, allerdings unter einem kleineren Winkel der aufstoßenden Luftmasse. Der durch diesen Seitenwind verursachte Luftdruck gegen die als Rechteck  $a \cdot h$  betrachtete Stirnfläche ist, wenn  $p$  den spezifischen Luftdruck auf die Flächeneinheit bezeichnet,

$$P = p \cdot \cos \varphi \cdot x \cdot h \text{ kg}$$

und da

$$\frac{x}{b} = \operatorname{tg} \varphi, = p \cdot b \cdot h \sin \varphi \text{ kg.}$$

Er erreicht seinen größten Wert für

$$\frac{x}{b} = \operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{a}{b} \text{ und ist dann } = p \cdot b \cdot h \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{a^2}{b^2}}} = \frac{p \cdot a \cdot b \cdot h}{\sqrt{a^2 + b^2}}.$$

Der Druck wird also um so kleiner, je mehr die Entfernung  $b$  zwischen den Wagen abnimmt und je kleiner der Winkel  $\varphi$  wird, bis er für  $\varphi = 0$ , ganz verschwindet. Wird aber  $\varphi$  größer als  $\varphi_1$ , so bleibt die getroffene Fläche zwar dieselbe, aber der  $\cos \varphi$  wird kleiner, und der Druck  $P$  verschwindet auch für  $\varphi = 90^\circ$ ,

$$P_{\max} \text{ ist daher } = \frac{p \cdot a \cdot b \cdot h}{\sqrt{a^2 + b^2}} = \frac{1,3}{\sqrt{3^2 + 1,3^2}} \cdot p a h = 0,4 p \cdot a h,$$

also 0,4 von dem vollen Stirnwanddruck  $p a h$ . Dies kann aber im ganzen bei einem großen Zuge eine ziemlich bedeutende Wirkung erreichen.

Rechnet man die ganze Stirnfläche  $F$  im Durchschnitt zu 6 qm, so ergibt dies einen Luftwiderstand für den Wagen von  $\frac{0,4 \cdot 6 \cdot v^2}{185} = \frac{v^2}{77}$ , oder bei einem Wind von der Stärke Nr. 4 der sechsteiligen Skala mit der Geschwindigkeit von 4 m/sek  $= 3,6 \cdot 4 = 14,4 \text{ km/st} = \frac{14,4^2}{77} = 2,7 \text{ kg}$  und bei 6 t Wagengewicht  $= \frac{2,7}{6} = 0,45 \text{ kg/t}$ .

## 2. Der Seitenwind.

Seine Wirkung auf die Seitenfläche der Eisenbahnfahrzeuge und den äußeren Schienenstrang haben wir bereits bei der Lokomotive als Fahrzeug kennen gelernt, so daß hier nur noch wenig hinzuzufügen ist. Während die Zwischenräume der einzelnen Fahrzeuge im Zuge beim Kopfwind nachteilig zur Wirkung kommen, ist dies beim Seitenwind nicht der Fall; der Winddruck wird durch Beseitigung der Zwischenräume durch die Faltenbälge der D-Wagen verstärkt.



## Versuche zur Bestimmung des Eigenwiderstands der Wagen.

### I. Aus- und Ablaufversuche mit Wagen ohne Lokomotive.

**Auslaufkurven.** Die bei der Lokomotive zur Ermittlung des Eigenwiderstands aufgestellten Formeln sind auch hier gültig. Auf Grund der bei Auslaufversuchen in der Ebene erlangte Wert  $w = 28,3 \operatorname{tg} \varphi$  kg/t und bei einem Ablaufversuch auf geneigter Bahn  $= n \mp 28,3 \operatorname{tg} \varphi$ .

Der Widerstand  $w$  wird  $= n$  für  $\varphi = 0$ ; d. h. wenn die Tangente der Ablaufkurve zur Abszissenachse parallel wird, also im Beharrungszustande. Wäre der Widerstand  $= 0$ , so würde  $\operatorname{tg} \varphi = \frac{n}{28,3}$  konstant, die Ablaufkurve also eine Gerade sein unter der Neigung  $3,6 \cdot \frac{n}{1000} \cdot g$ . Für eine senkrechte Bahn wird  $n = 1000$ , also die Beschleunigung  $\frac{\operatorname{tg} \varphi}{3,6} = \frac{d v}{d t}$  konstant = der Beschleunigung der Schwere  $g$  des freien Falles, also die Geschwindigkeit des widerstandslosen freien Falles  $v = g t$  und im widerstehenden Mittel  $= \left(1 - \frac{w}{1000}\right) g$ .

Die Geschwindigkeitskurve des freien Falles im widerstehenden Mittel ist daher eine ähnliche logarithmische Linie wie bei einem ablaufenden Fahrzeug. Die Sache ist nur insofern einfacher, als  $w$  bloß den Luftwiderstand enthält und andere Widerstände fortfallen.

**Ablaufkurven.** Die Ablaufversuche auf Gefällen können in dreierlei Weise angestellt werden:

1. aus der Ruhelage,
2. mit einer größeren Anfangsgeschwindigkeit und
3. zur Nachprüfung mit der konstanten Beharrungsgeschwindigkeit, die während des ganzen Versuchs unverändert bleibt.

Im zweiten Fall ändert sich die Integration der Bewegungsgleichung

$$P = Z - W = G(n - w) = M \frac{d v}{d t} = \frac{G \cdot 1000}{g \cdot 3,6} \cdot \frac{d v}{d t},$$

indem die Differentialgleichung

$$\frac{d v}{d t} = \frac{3,6 \cdot g}{1000} (n - w)$$

zwischen den Grenzen der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0$  und der Beharrungsgeschwindigkeit  $v_1$  zu integrieren ist. Werden diese Versuche weit genug ausgedehnt, so nähern sich die Ablaufkurven ihrem Endwerte  $v_1$  in dem Maße, daß dieser zwischenliegende Wert auch schon hieraus mit einiger Sicherheit bestimmt werden kann; theoretisch erfolgt dies, ebenso wie beim freien Fall im widerstehenden Mittel, erst im Unendlichen, da die Abszissenachse eine Asymptote der Ablaufkurve ist. Deshalb wird es immer zweckmäßig sein, eine Wiederholung der Versuche nach der unter 3. bezeichneten Art zur Nachprüfung anzustellen.

Wird  $w$  in einfachster Weise  $= a + b v^2$  gesetzt, so ist

$$\frac{d v}{d t} = \frac{1}{28,3} [n - (a + b v^2)]$$

und

$$t = 28,3 \int \frac{d v}{n - (a + b v^2)} + C = \frac{28,3}{2\sqrt{(n-a)b}} \ln \left( \frac{\sqrt{(n-a)b} + b v}{\sqrt{(n-a)b} - b v} \right) + C,$$

$$0 = \frac{28,3}{2\sqrt{(n-a)b}} \cdot \ln \left( \frac{\sqrt{(n-a)b} + bv_0}{\sqrt{(n-a)b} - bv_0} \right) + C$$

und hieraus

$$t = A \cdot \ln \left( B \cdot \frac{c + bv}{c - bv} \right),$$

wenn zur Abkürzung

$$A = \frac{28,3}{2\sqrt{(n-a)b}},$$

$$B = \frac{\sqrt{(n-a)b} - bv_0}{\sqrt{(n-a)b} + bv_0}$$

und  $c = \sqrt{(n-a)b}$  gesetzt wird.

Zur Umkehrung der Formel hat man

$$\frac{c + bv}{c - bv} = \frac{1}{B} \cdot e^{\frac{t}{A}}$$

und daher

$$v = \frac{-Bc + ce^{\frac{t}{A}}}{+B \cdot b + b \cdot e^{\frac{t}{A}}} = \frac{c - B + e^{\frac{t}{A}}}{B + e^{\frac{t}{A}}}$$

Hiernach erreicht die Geschwindigkeit  $v$  ihren konstanten Wert des Beharrungszustandes  $= \sqrt{\frac{n-a}{b}}$  erst für  $t = \infty$ , die  $\text{tg } \varphi = \frac{dv}{dt} = \frac{1}{28,3} [n - (a + bv^2)]$  wird dann = 0.

Auf Grund dieser Untersuchungen können nun die folgenden Beobachtungsergebnisse berechnet werden.

### A. Versuche mit Personenwagen.

#### a) Auf wagerechter Bahn.

**Personenwagen. Auslaufversuche.** Fig. 220 zeigt die Auslaufkurven in der Ebene vergleichsweise eines zwei-, drei und vierachsigen Wagens bei einer Anfangsgeschwindigkeit von  $v_0 = 50 \text{ km/st.}$  Der Eigenwiderstand der Wagen setzt sich aus drei Gliedern zusammen,

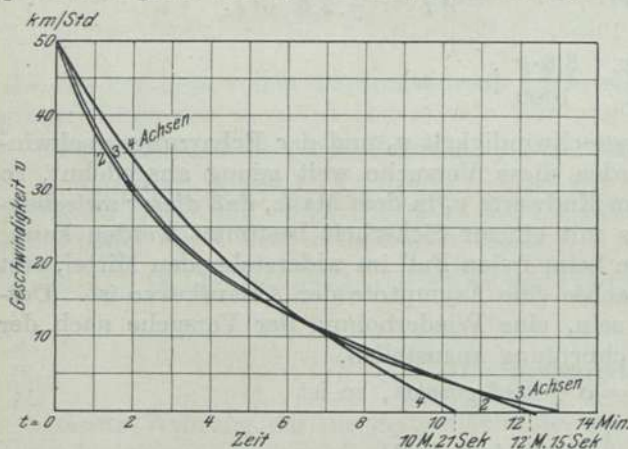


Fig. 220. Eigenwiderstand der Wagen.

| Auslaufversuche.              |  | Gewicht $G$ kg |
|-------------------------------|--|----------------|
| 1. Zweiachsiger Personenwagen |  | 12850          |
| 2. Dreiachsiger               |  | 16060          |
| 3. Vierachsiger               |  | 35700          |

der rollenden Reibung, der gleitenden Reibung und dem Luftwiderstand.

Die beiden ersteren wachsen mit der Belastung, während der Luftwiderstand nur von der Stirnfläche abhängt, also für alle drei Wagen annähernd gleich ist. Dies gelangt in dem Verlauf der Kurven auch zum Ausdruck, indem die Neigung der Kurve anfangs beim zweiachsigen Wagen am größten und beim vierachsigen am kleinsten ist. Der größere Reibungswiderstand der letzteren ändert dies Verhältnis beim allmählichen Auslauf der Wagen.



Fig. 221 zeigt die Auslaufversuche mit 1 und 3 vierachsigen Personenwagen. Auch aus diesen ist der geringere spezifische Einfluß des Luftwiderstands bei größerer

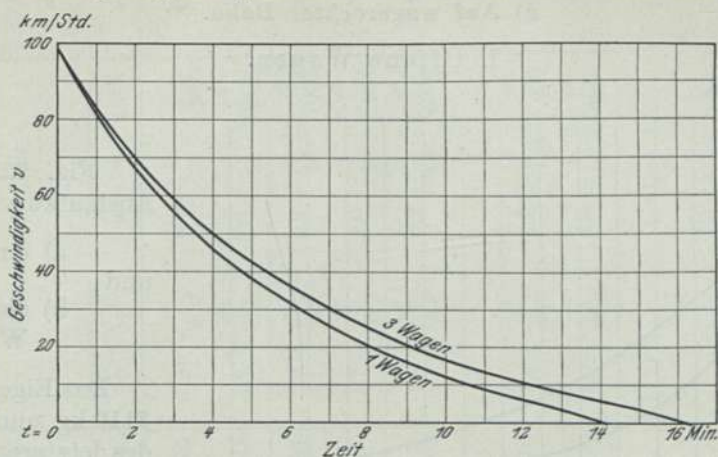


Fig. 221. Eigenwiderstand der Wagen.  
Auslaufversuche. Gewicht  $G$   
36 u. 107 t.  
1 und 3 vierachsige Wagen.

Länge des Zuges und Zahl der Wagen, bzw. bei größerer Geschwindigkeit des Zuges zu erkennen.

**b) Ablaufversuche auf geneigter Bahn.**

Fig. 222 gibt die Ablaufkurve von 3 dreiachsigen Wagen auf  $1/200$  Gefälle  
*a* aus der Ruhelage,  
*b* mit der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 80$  km/st und  
*c* mit derselben von 57,5 km.

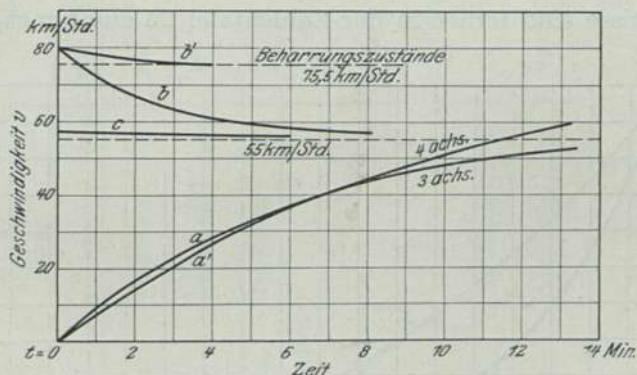


Fig. 222. Eigenwiderstand der Wagen.  
Ablaufversuche auf  $1/200$ . Gewicht  $G$   
*a, b, c* 3 dreiachsige Personenwagen 51 t  
*a' b'* 3 vierachsige „ 87 t

Der Beharrungszustand liegt bei  $v_1 = 55$  km. Auf derselben Figur sind ferner die Ablaufkurven

*a'* von 3 vierachsigen Wagen für  $v_0 = 0$   
und *b'* „ „ „ „ „ „  $v_0 = 80$  km  
gezeichnet mit der Beharrungsgeschwindigkeit  $v_1 = 55$  km. Die Bearbeitung dieser Ergebnisse erfolgt später.

## B. Versuche mit Güterwagen.

## a) Auf wagerechter Bahn.

## 1. Offene Wagen.

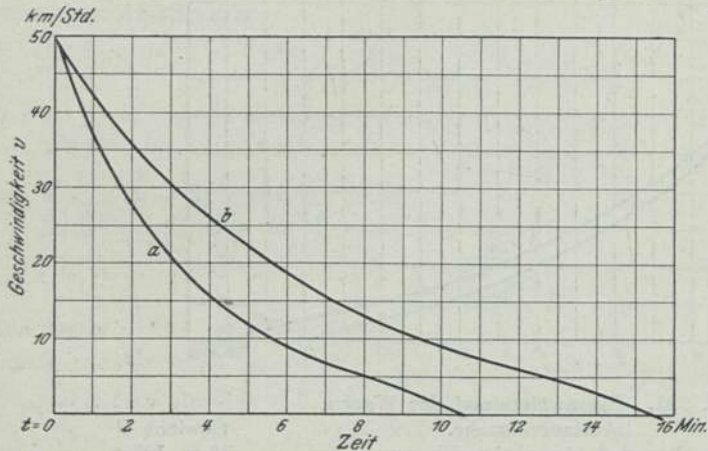


Fig. 223 zeigt die Auslaufkurven

a) eines leeren und  
b) eines beladenen Wagens.

Das Eigengewicht war 8110 kg und die Ladung des letzteren 14500 kg.

Fig. 223. Eigenwiderstand der Wagen.  
Auslaufversuche.

| Zweiachsige offene Güterwagen. | Gewichte     |        |
|--------------------------------|--------------|--------|
|                                | Eigengewicht | Ladung |
| a 1 leerer Wagen               | 8,11         | —      |
| b 1 beladener „                | 8,11         | 14,5   |

## 2. Bedeckte Wagen.

Fig. 224a 5 leere Wagen  $G = 5 \cdot 9660$  kg,

„ 224b 5 beladene „  $G = 5 \cdot 9660$  „

Ladung =  $5 \cdot 15000$  kg.

Diese Ergebnisse sind ferner in der Zahlentafel 26 zusammengestellt.

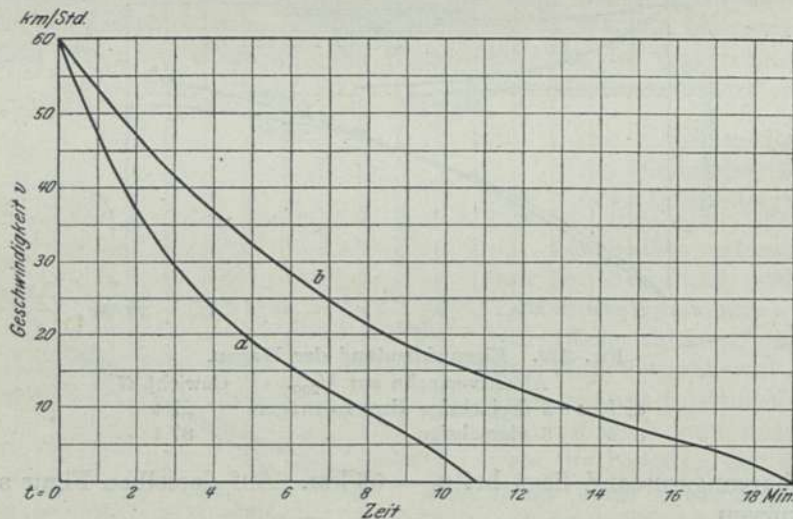


Fig. 224. Eigenwiderstand der Wagen.  
Auslaufversuche.

| Zweiachsige bedeckte Güterwagen. | Gewichte     |        |
|----------------------------------|--------------|--------|
|                                  | Eigengewicht | Ladung |
| a 5 leere Wagen                  | 48           | —      |
| b 5 beladene „                   | 53           | 75     |



Zahlentafel 26.

## Aus- und Ablaufversuche mit Wagen ohne Lokomotive.

## a) Personenwagen.

## 1. Auf wagerechter Bahn.

| Bezeichnung | Fig. Nr. | Wagengattung                  | Nähere Bezeichnung | Zahl der Achsen beim Versuch | Gewicht des Wagens in t |        |        | Anfangs- bzw. Endgeschwindigkeit $v_0$ und $v_1$ km/st | Aus- u. Ablauf |                    | Widerstandsformeln       |   | Mittlerer Widerstand $w_m = 3,93 \cdot \frac{v_0^2}{s}$ kg/t |
|-------------|----------|-------------------------------|--------------------|------------------------------|-------------------------|--------|--------|--|----------------|--------------------|--------------------------|---|--|
|             |          |                               |                    |                              | leer                    | Ladung | Gesamt |  | Weg $s$ m      | Zeit $t$ Min. Sek. | zweigliedrige $a + bv^2$ | dreigliedrige $a + bv + cv^2$           |  |
| $P_2$       | 200      | Personenwagen                 | zweiachsige        | 2                            | 13                      | —      | 13     | 50   | 3390           | 12.15              | $1,3 + \frac{v^2}{600}$  | $0,7 + \frac{v}{27} + \frac{v^2}{890}$  | 2,9  |
| $P_3$       | „        | „                             | dreiachsige        | 3                            | 16                      | —      | 16     | 50   | 4072           | 13.48              | $1,5 + \frac{v^2}{600}$  | $0,4 + \frac{v}{13} + \frac{v^2}{2300}$ | 2,4  |
| $P_4$       | „        | Schnellzugwagen               | vierachsige        | 4                            | 36                      | —      | 36     | 50   | 3335           | 10.21              | $1,7 + \frac{v^2}{725}$  | $1,4 + \frac{v}{44} + \frac{v^2}{1000}$ | 2,95   |
| $P_4$       | 221      | Schnellzugw. ohne Faltenbälge | „                  | 4                            | 36                      | —      | 36     | 100  | 7460           | 14.7               | $1,7 + \frac{v^2}{795}$  | $1,0 + \frac{v}{30} + \frac{v^2}{1125}$ | 5,3  |
| $P_4$       | „        | Schnellzugw. ohne Faltenbälge | „                  | 12                           | 107                     | —      | 107    | 100  | 8540           | 16.22              | $1,8 + \frac{v^2}{1420}$ | $0,8 + \frac{v}{23} + \frac{v^2}{4500}$ | 4,6  |

2. Auf dem Gefälle  $\frac{1}{200}$ .

|       |     |                 |             |    |    |   |    |    |      |       |                          |   |      |
|-------|-----|-----------------|-------------|----|----|---|----|----|------|-------|--------------------------|---|------|
| $P_3$ | 222 | Personenwagen   | dreiachsige | 9  | 51 | — | 51 | 55 | 9000 | 14.00 | $1,5 + \frac{v^2}{820}$  | $1,0 + \frac{v}{125} + \frac{v^2}{840}$ | 3,7  |
| $P_4$ | „   | Schnellzugwagen | vierachsige | 12 | 87 | — | 87 | 60 | 8700 | 14.00 | $2,0 + \frac{v^2}{1890}$ | $1,4 + \frac{v}{37} + \frac{v^2}{3530}$ | 3,35 |

## b) Güterwagen.

## Auf wagerechter Bahn.

|           |     |                            |         |    |    |      |      |    |      |       |                          |   |      |
|-----------|-----|----------------------------|---------|----|----|------|------|----|------|-------|--------------------------|---|------|
| $G_{0.1}$ | 223 | zweiachsige offene Güterw. | leer    | 2  | 8  | —    | 8    | 50 | 2600 | 10.36 | $0,9 + \frac{v^2}{380}$  | $0,4 + \frac{v}{19} + \frac{v^2}{570}$  | 3,7  |
| $G_{0.2}$ | „   | „ „ „                      | beladen | 2  | 8  | 14,5 | 22,5 | 50 | 4735 | 15.30 | $0,9 + \frac{v^2}{705}$  | $0,4 + \frac{v}{23} + \frac{v^2}{1430}$ | 2,1  |
| $G_{b.1}$ | 224 | „ bedeckte „               | leer    | 10 | 48 | —    | 48   | 60 | 3850 | 10.53 | $1,2 + \frac{v^2}{500}$  | $0,9 + \frac{v}{25} + \frac{v^2}{890}$  | 3,65 |
| $G_{b.2}$ | „   | „ „ „                      | beladen | 10 | 53 | 75,0 | 128  | 60 | 7260 | 19.9  | $1,0 + \frac{v^2}{1455}$ | $0,7 + \frac{v}{40} + \frac{v^2}{3200}$ | 1,95 |

## II. Aus- und Ablaufversuche mit ganzen Zügen, also mit einer Lokomotive an der Spitze.

Der eigentliche Zweck dieser Versuche ist, aus dem bekannten Eigenwiderstand der Lokomotive denjenigen eines größeren Wagenzugs zu ermitteln. Die durch Versuche mit einzelnen Wagen, ohne Lokomotive an der Spitze gefundenen Widerstände können nicht ohne weiteres bei Leistungsberechnungen Verwendung finden, denn bei ihnen geht der größte Teil des Luftwiderstands, wenn sie in einen Eisenbahnzug eingestellt werden, auf die Lokomotive über.

Ferner ist dieser Widerstand nur von der der Luft entgegengesetzten Druckfläche und nicht vom Zuggewicht abhängig.

Diese Schwierigkeiten sind um so empfindlicher, je geringer das Gewicht des Wagenzugs gegen das der Lokomotive ist; deshalb werden solche Versuche noch am besten zum Ziele führen, die mit möglichst großen Wagenzügen angestellt werden. Im folgenden sollen indessen auch die Versuche mit Lokomotive und einzelnen Wagen nicht übergangen werden, um eben den Unterschied kennen zu lernen. Bezeichnet

$G_1$  das Gewicht der Lokomotive in t und

$G$  das des Wagenzugs,

$w_1$  und  $w$  die gesuchten spezifischen Widerstände in kg/t (der erstere wurde jedesmal vorher durch besondere Leerfahrten festgestellt), so lautet jetzt die Bewegungsgleichung

$$P = Z - W = (G_1 + G)n - (G_1 w_1 + Gw) = M \frac{dv}{dt} = \pm \frac{(G_1 + G) 1000}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

und daher

$$\frac{G_1 w_1 + Gw}{G_1 + G} = n \mp \frac{1000}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{dv}{dt} = n \mp 28,3 \cdot \text{tg } \varphi.$$

Das obere Vorzeichen gilt für den Ablaufversuch auf Gefällstrecken aus der Ruhelage, also mit der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 0$  und das untere für eine solche  $>$  als die Beharrungsgeschwindigkeit  $v_1$ ; denn der Differentialquotient

$$\frac{dv}{dt} \text{ ist im ersten Fall positiv,}$$

im zweiten Fall negativ.

Es ist daher allgemein

$$n - w = \pm 28,3 \text{ tg } \varphi$$

und daher

$$w = n \mp 28,3 \text{ tg } \varphi.$$

Aus der obigen Gleichung ergibt sich der Wagenwiderstand, wenn der der Lokomotive durch besondere Versuche ermittelt worden ist

$$w = \frac{G_1 + G}{G} (n \mp 28,3 \text{ tg } \varphi) - \frac{G_1 w_1}{G} = (1 + c) (n \mp 28,3 \text{ tg } \varphi) - c w_1,$$

wenn das Verhältnis des Wagengewichts zu dem der Lokomotiven  $= \frac{G}{G_1}$  mit  $1:c$  bezeichnet wird.

Für den Versuch in der Ebene ist  $n = 0$ , also die bewegende Kraft  $Z = 0$  und die beschleunigende Kraft  $P = -W$  negativ.

$$-W = -(G_1 w_1 + Gw) = -M \frac{dv}{dt} = -28,3 \cdot (G_1 + G) \text{ tg } \varphi.$$

Hiernach ist

$$G_1 w_1 + Gw = (G_1 + G) 28,3 \text{ tg } \varphi$$

und

$$w = 28,3 (1 + c) \text{ tg } \varphi - c \cdot w_1,$$



ein Ausdruck, der von dem immerhin, nur schwer einwandfrei zu ermittelnden Lokomotivwiderstand  $w_1$  um so weniger abhängt, je kleiner  $c$ , also je größer das Zuggewicht im Verhältnis zu dem der Lokomotive ist. Ist der Eigenwiderstand  $w_1$  der Lokomotive vorher durch Auslaufversuche festgestellt und werden die Tangenten der Lokomotivauslaufkurven mit  $\text{tg } \varphi_1$  bezeichnet, so ist

$$w = 28,3 [(1 + c) \text{tg } \varphi - c \text{tg } \varphi_1],$$

was zu einer einfachen geometrischen Konstruktion führt. Fig. 225 enthält die beiden Auslaufkurven

- $a_1$  der Lokomotive allein und
- $a$  des ganzen Zuges.

Sind in denselben  $A_1$  und  $A$  zwei entsprechende Positionen für eine beliebige Geschwindigkeit  $v = A_1 C_1 = AC$ ,  $A_1 B_1$  und  $AB$  die Tangenten und

$B_1 D$  eine Parallele zu der letzteren, so ist  $\text{tg } \varphi_1 = \frac{A_1 C_1}{C_1 B_1}$  und  $\text{tg } \varphi = \frac{DC_1}{C_1 B_1}$  und daher

$$w = \frac{28,3}{C_1 B_1} [(1 + c) DC_1 - c \cdot A_1 C_1] = \frac{28,3 (DC_1 - c \cdot DA_1)}{C_1 B_1}.$$

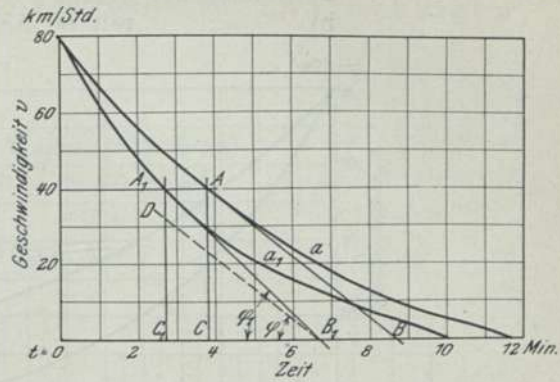


Fig. 225. Eigenwiderstände ganzer Züge. Auslaufversuche.

- $a_1$  Lokomotive ohne Wagen.
- $a$  „ mit „

A. Versuche mit Personenzügen.  
 a) Auslaufversuche in der Ebene.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte, vierzylindrige Schnellzuglokomotive mit zweiachsigen Personenzügen, und zwar

- a) Lokomotive allein,
- b) „ mit 20 Achsen,
- c) „ „ 40 „

Fig. 226 enthält die Auslaufkurven.

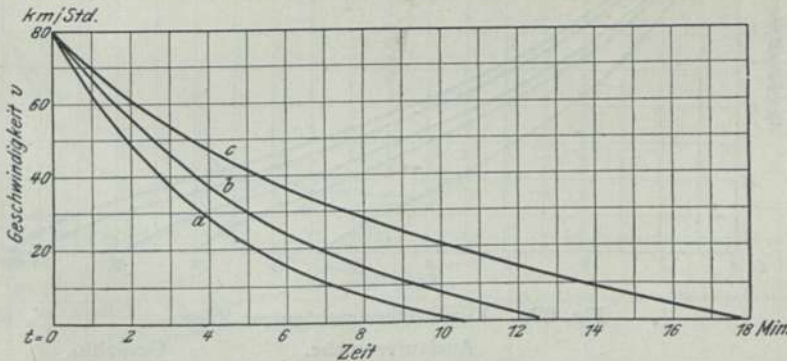


Fig. 226. Eigenwiderstände ganzer Züge. Auslaufversuche.

| Zweiachsige Personenzüge. |                   | Gewichte |      |
|---------------------------|-------------------|----------|------|
|                           |                   | $G_1$    | $G$  |
| $a$                       | Lokomotive allein | 87       | —    |
| $b$                       | „ mit 20 Achsen   | 87       | 120  |
| $c$                       | „ „ 40 „          | 87       | 238. |

Dieselbe Lokomotive mit dreiachsigen Personenwagen. Fig. 227.

- a) Lokomotive allein,  
b) „ mit 60 Achsen.

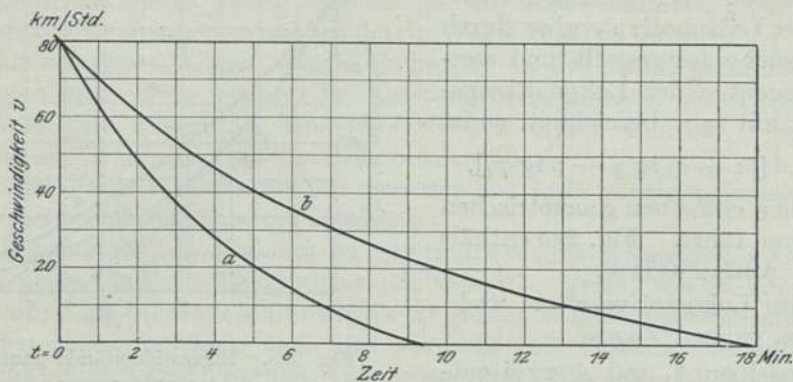


Fig. 227. Eigenwiderstand ganzer Züge.

| Auslaufversuche.           |                   | Gewichte |        |
|----------------------------|-------------------|----------|--------|
| Dreiachsige Personenwagen. |                   | $G_1$    | $G$    |
| a                          | Lokomotive allein | 97       | —      |
| b                          | „ mit 60 Achsen   | 97       | 321 t. |

$\frac{2}{5}$  gekuppelte, vierzylindrige Schnellzuglokomotive mit vierachsigen D - Wagen. Fig. 228.

- a) Lokomotive allein,  
b) „ mit 12 Achsen,  
c) „ „ 20 „  
d) „ „ 40 „  
e) „ „ 60 „

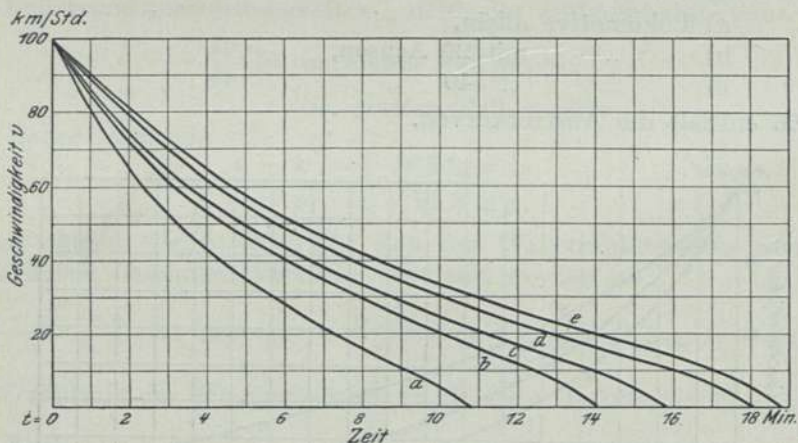


Fig. 228. Eigenwiderstand ganzer Züge.

| Auslaufversuche.             |                   | Gewichte |       |
|------------------------------|-------------------|----------|-------|
| Vierachsige Schnellzugwagen. |                   | Lok.     | Wagen |
| a                            | Lokomotive allein | 107      | —     |
| b                            | „ mit 12 Achsen   | 107      | 93    |
| c                            | „ „ 20 „          | 105      | 163   |
| d                            | „ „ 40 „          | 105      | 325   |
| e                            | „ „ 60 „          | 103      | 485.  |



## b) Ablaufversuche auf Gefällen.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Personenzug-Lokomotive mit zweiachsigen Personenwagen. Fig. 229.

1. Aus der Ruhelage:
  - a) Lokomotive allein,
  - b) „ mit drei Wagen (6<sup>e</sup> Achsen).
2. Mit der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 80$  km/st.
  - a') Lokomotive allein,
  - b') „ mit 3 Wagen.

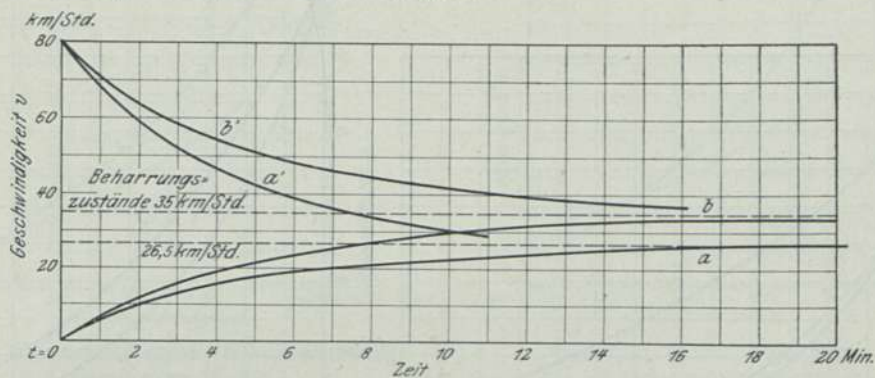


Fig. 229. Eigenwiderstand ganzer Züge. Ablaufversuche auf  $\frac{1}{200}$ .

- a Lokomotive allein  
b „ mit 3 zweiachsigen Personenwagen.

Dieselbe Lokomotive mit dreiachsigen Personenwagen. Fig. 230.

1. Aus der Ruhelage:
  - a) Lokomotive allein,
  - b) „ mit 3 Wagen (9 Achsen).
2. Mit der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 100$  km/st.
  - a') Lokomotive allein,
  - b') „ mit 3 Wagen.

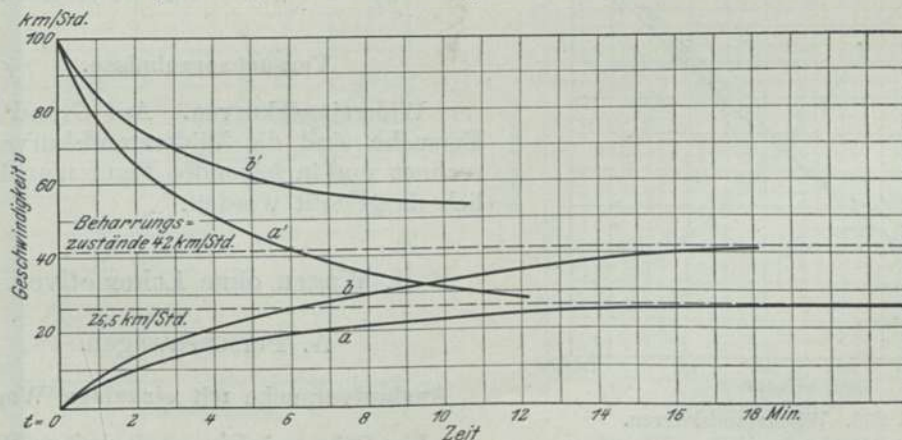


Fig. 230. Eigenwiderstand ganzer Züge. Ablaufversuche auf  $\frac{1}{200}$ .

- a Lokomotive allein  
b „ mit 3 dreiachsigen Personenwagen.

B. Versuche mit Güterzügen.

Auslaufversuche in der Ebene.

<sup>2</sup>/<sub>4</sub> gekuppelte, vierzylindrige Schnellzug-Lokomotive mit offenen Wagen, leer und beladen. Fig. 231.

- a) Lokomotive allein,
- b) „ mit 60 Achsen (leer),
- c) „ „ 60 „ (beladen).

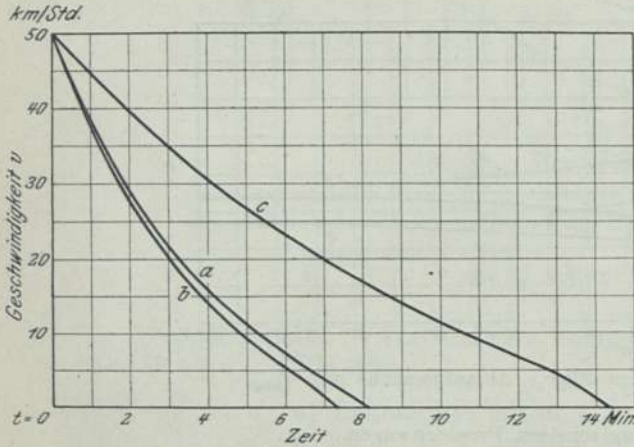


Fig. 231. Eigenwiderstand ganzer Züge. Auslaufversuche. Offene Güterwagen.  
a Lokomotive allein  
b „ mit 60 leeren Achsen  
c „ „ 60 beladenen „

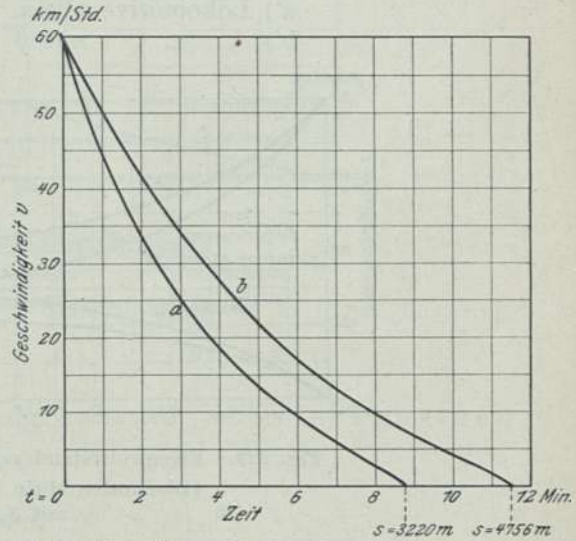


Fig. 232. Eigenwiderstand ganzer Züge. Auslaufversuche. Bedeckte Güterwagen.  
a Lokomotive allein  
b „ mit 60 leeren Achsen.

Dieselbe Lokomotive mit bedeckten Wagen (leere). Fig. 232.

- a) Lokomotive allein,
- b) „ mit 60 Achsen.

Versuchsergebnisse.

Widerstandskurven. Auf Grund dieser Versuche sind die Widerstandskurven berechnet und in folgenden Figuren auch bildlich dargestellt worden.

I. Wagen ohne Lokomotiven.

A. Personenwagen.

Auslaufversuche mit einzelnen Wagen.

- Fig. 233. a) Ein zweiachsiger Wagen,  
(Fig. 220) b) „ dreiachsiger Wagen,  
c) „ vierachsiger Wagen.

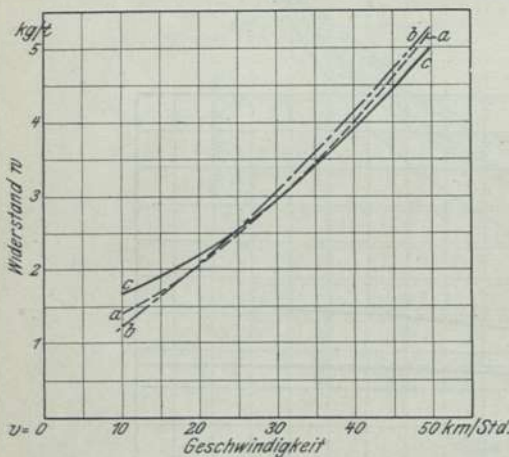


Fig. 233. Widerstandskurven. Personenwagen.  
a 1 zweiachsiger Wagen.  
b 1 dreiachsiger „  
c 1 vierachsiger „



Fig. 234. a) Ein vierachsiger D-Wagen,  
(Fig. 221) b) Drei vierachsige D-Wagen.  
Fig. 235. a) Drei dreiachsige Wagen,  
(Fig. 222) b) „ vierachsige Wagen.

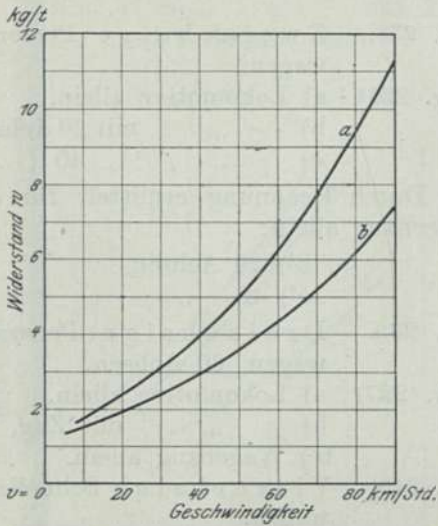


Fig. 234. Widerstandskurven. Schnellzugwagen.  
a 1 vierachsiger Wagen.  
b 3 vierachsige „

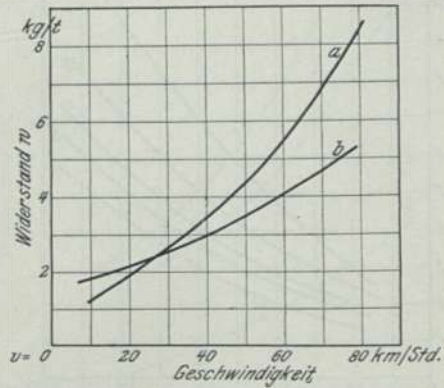


Fig. 235. Widerstandskurven.  
a 1 dreiachsiger Personenwagen  
b 1 vierachsiger Schnellzugwagen.

### B. Güterwagen.

#### Auslaufversuche mit einzelnen Wagen.

Fig. 236. Offene Wagen.  
(Fig. 223) a) Ein leerer Wagen,  
b) „ beladener Wagen.

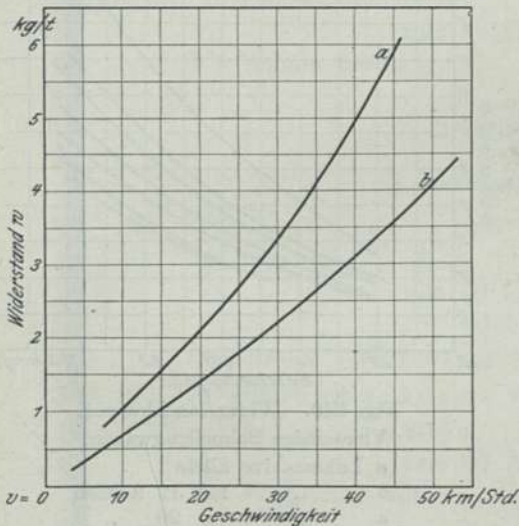


Fig. 236. Widerstandskurven.  
Offene Güterwagen.  
a 1 leerer Güterwagen  
b 1 beladener „

Fig. 237. Bedeckte Wagen.  
(Fig. 224) a) Fünf leere Wagen,  
b) „ beladene Wagen.

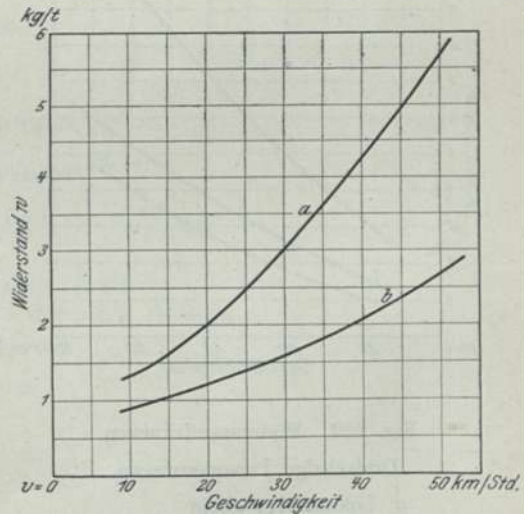


Fig. 237. Widerstandskurven.  
Bedeckte Güterwagen.  
a 5 leere Güterwagen  
b 5 beladene „

## II. Ganze Eisenbahnzüge mit Lokomotive an der Spitze.

### A. Personenzüge.

#### a) Auslaufversuche.

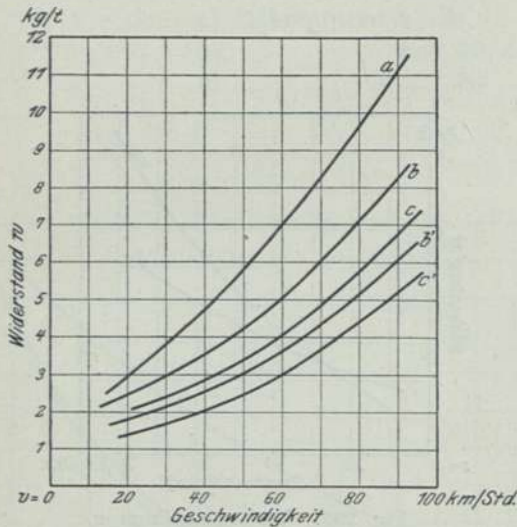


Fig. 238. Widerstandskurven.  
Zweiachsige Personenwagen.

- a Lokomotive allein  
b „ mit 20 Personenwagenachsen  
c „ „ 40 „ „  
b' und c' Wagenwiderstand.

Fig. 238. Zweiachsige Personenwagen.

- (Fig. 226) a) Lokomotive allein,  
b) „ mit 20 Achsen,  
c) „ „ 40 „

Durch Rechnung ermittelt für den  
Wagenzug allein:

- b') 20 Achsen,  
c') 40 „

Fig. 239. Dreiachsige Personenwagen, 60 Achsen.

- (Fig. 227) a) Lokomotive allein.  
b) „ mit Zug,  
b') Wagenzug allein.

Fig. 240. Vierachsige Schnellzugwagen.

- (Fig. 228) a) Lokomotive allein,  
b) „ mit 12 Achsen,  
c) „ „ 20 „  
d) „ „ 40 „  
e) „ „ 60 „  
b') bis e'): Wagenzüge allein.

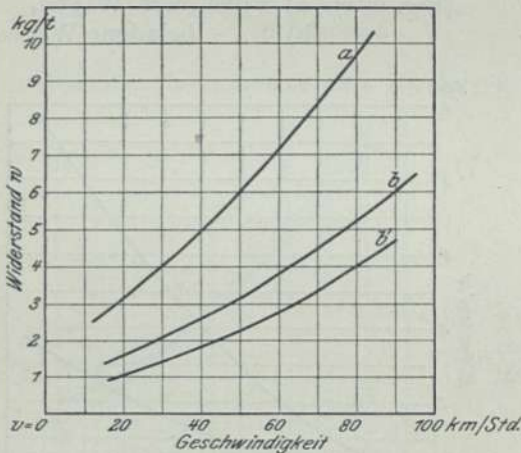


Fig. 239. Widerstandskurven.  
Dreiachsige Personenwagen.

- a Lokomotive allein  
b „ mit 60 Achsen  
b' Wagenwiderstand.

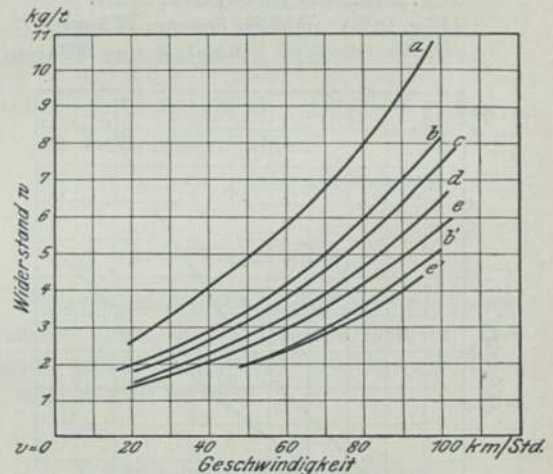


Fig. 240. Widerstandskurven.  
Vierachsige Schnellzugwagen.

- a Lokomotive allein  
b „ mit 12 Achsen  
c „ „ 20 „  
d „ „ 40 „  
e „ „ 60 „  
Wagenwiderstand: b' 12 Achsen,  
e' 60 „



## b) Ablaufversuche.

Fig. 241. Zweiachsige Personenwagen.

(Fig. 229) a) Lokomotive allein,  
 b) „ mit 3 Wagen,  
 b') Wagen allein.

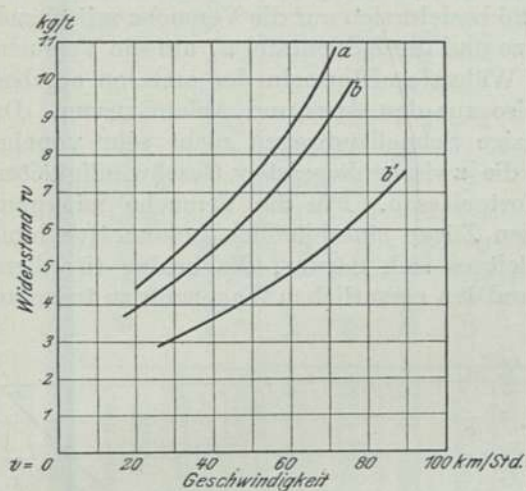


Fig. 241. Widerstandskurven.  
 Zweiachsige Personenwagen.  
 a Lokomotive allein  
 b „ mit 3 Wagen  
 b' Wagenwiderstand.

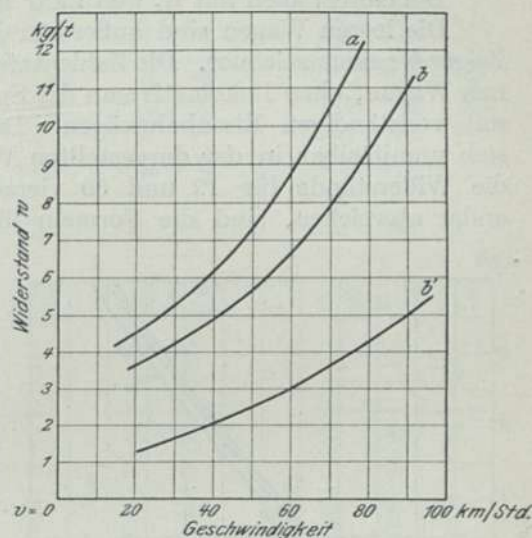


Fig. 242. Widerstandskurven.  
 Dreiachsige Personenwagen.  
 a Lokomotive allein  
 b „ mit 3 Wagen  
 b' Wagenwiderstand.

Fig. 242. Dreiachsige Personenwagen.

(Fig. 230) a) Lokomotive allein,  
 b) „ mit 3 Wagen,  
 b') Wagen allein.

## B. Güterwagen.

## Auslaufversuche.

Fig. 243. Offene, leere und beladene Wagen.

(Fig. 231) a) Lokomotive allein,  
 b) „ mit 60 leeren Achsen,  
 c) „ „ 60 beladenen Achsen,  
 b') und c') Wagenzüge allein.

Fig. 244. Bedeckte, leere Wagen.

(Fig. 232) a) Lokomotive allein,  
 b) „ mit 60 Achsen.  
 b') Wagenzug allein.

Diese Versuchsergebnisse sind in den Zahlentafeln 26 und 27 zusammengestellt. Als Zuglokomotiven kamen nur die  $\frac{2}{4}$  gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Personenzug- und die  $\frac{2}{5}$  gekuppelte, vierzylindrige Schnellzug-Verbund-Lokomotive zur Anwendung.

Die Personenwagen sind allgemein

mit  $P$  bezeichnet und zwar

„  $P_2$  die zweiachsigen,

„  $P_3$  „ dreiachsigen und

„  $P_4$  „ vierachsigen Wagen.

Die Güterwagen mit  $G$ , und zwar mit  $G_0$  die offenen und mit  $G_b$  die bedeckten.

Die leeren Wagen sind außerdem durch den Zeiger  $l$ , die beladenen durch den Zeiger  $b$  gekennzeichnet. Die Zahlentafel 26 bezieht sich auf die Versuche mit einzelnen Wagen, ohne Lokomotive an der Spitze und die Zahlentafel 27 auf die Versuche mit vollständigen Eisenbahnzügen. Die Widerstandsformeln der ersteren ergeben sich unmittelbar in der dargestellten Weise aus den Aus- und Ablaufkurven. Da die Widerstände für 12 und 60 vierachsige Schnellzugwagen nicht sehr voneinander abweichen, sind die Formeln für die zwischenliegenden Geschwindigkeiten fortgelassen. Für die Versuche mit ganzen Zügen einschließlich Lokomotive handelt es sich darum, die beiden für diese und den eigentlichen Wagenzug zu trennen.

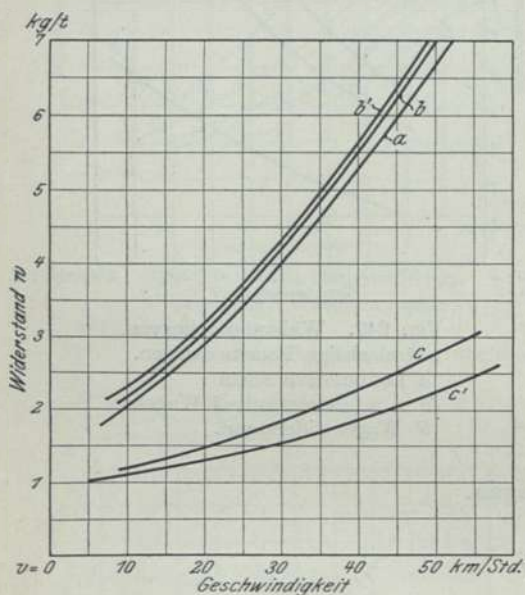


Fig. 243. Widerstandskurven.

Offene Güterwagen.

- $a$  Lokomotive allein  
 $b$  „ mit 30 leeren Wagen  
 $c$  „ „ 30 belad. „  
 Wagenwiderstand:  $b'$  leere „  
 $c'$  belad. „

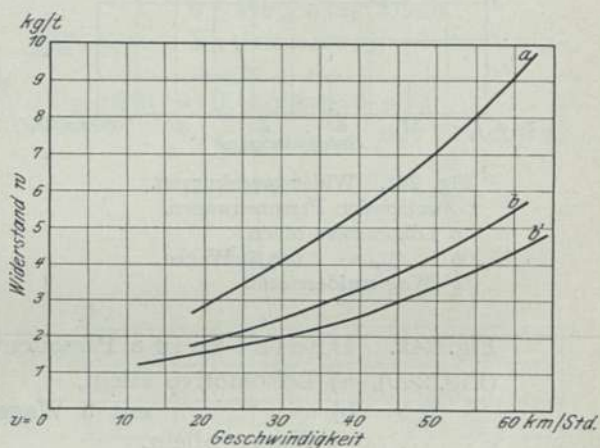


Fig. 244. Widerstandskurven.

Leere bedeckte Wagen.

- $a$  Lokomotive allein  
 $b$  „ mit 60 Achsen  
 $b'$  Wagenwiderstand.

Der unmittelbar aus dem Versuch gefundene Gesamtwiderstand des Eisenbahnzugs ist

$$W = (G_1 + G) w_m = G_1 w_1 + G w;$$

also

$$w = \frac{(G_1 + G) w_m - G_1 w_1}{G}$$

der Widerstand für den Wagenzug allein.

Diese Wagenwiderstände sind in den Fig. 237 bis 243 neben den Widerständen der Lokomotive und der ganzen Eisenbahnzüge ebenfalls bildlich dargestellt und hieraus unter Zugrundelegung bestimmter Geschwindigkeiten zwei- und dreigliedrige Formeln aufgestellt und in der Zahlentafel 27 eingetragen. Diese Grundgeschwindigkeiten sind folgende (s. S. 352):



Zahlentafel 27.

## Aus- und Ablaufversuche mit ganzen Eisenbahnzügen.

## a) Personenwagen.

## 1. Auf wagerechter Bahn.

| Bezeichnung | Figur Nr.     | Wagengattung   | Nähere Bezeichnung | Zahl der Achsen | Gewicht der Lokomotive $G_1$ | Gewicht $G$ der Wagen in t |        |          | Verhältnis $c = \frac{G_1}{G}$ | Anfangs- und Endgeschwindigkeit $v_0$ und $v_1$<br>km/st | Aus- und Ablauf |                       | Widerstandsformeln für die Wagen |  | Mittlerer Widerstand $w_m = 3,93 \cdot \frac{v_0^2}{s}$ |               |                       |
|-------------|---------------|----------------|--------------------|-----------------|------------------------------|----------------------------|--------|----------|--------------------------------|--|-----------------|-----------------------|----------------------------------|--|---|---------------|-----------------------|
|             |               |                |                    |                 |                              | Leer                       | Ladung | Wagenzug |                                |  | Weg $s$<br>m    | Zeit $t$<br>Min. Sek. | zweigliedrig $a + bv^2$          | dreigliedrig $a + bv + cv^2$             | Lokomotive<br>kg/t                                      | Wagen<br>kg/t | der ganze Zug<br>kg/t |
| $P_2$       | 226<br>u. 238 | Personenwagen  | zweiachsige        | 20              | 87                           | 120                        | —      | 120      | 0,725                          | 80   | 5100            | 12.46                 | $1,9 + \frac{v^2}{1850}$         | $1,35 + \frac{v}{50} + \frac{v^2}{2670}$ | 5,44  | 4,56          | 4,93                  |
|             | "             |                |                    | "               | 40                           | 87                         | 238    | —        | 238                            | 0,365  | 80              | 8330                  | 17.53                            | $0,8 + \frac{v^2}{2000}$                 | $1,6 - \frac{v}{32} + \frac{v^2}{1335}$                 | 5,44          | 2,14                  |
| $P_3$       | 227<br>u. 239 | "              | dreiachsige        | 60              | 97                           | 321                        | —      | 321      | 0,361                          | 80   | 8650            | 18.0                  | $1,15 + \frac{v^2}{2180}$        | $0,4 + \frac{v}{40} + \frac{v^2}{4000}$  | 5,44  | 2,07          | 2,91                  |
| $P_4$       | 228<br>u. 240 | Schnellzugwag. | vierachsige        | 12              | 107                          | 93                         | —      | 93       | 1,043                          | 100  | 9065            | 14.7 $\frac{1}{2}$    | $1,0 + \frac{v^2}{2435}$         | $1,6 - \frac{v}{44} + \frac{v^2}{1780}$  | 5,74  | 2,93          | 4,34                  |
| $P_4$       | "             | "              | "                  | 20              | 105                          | 163                        | —      | 163      | 0,644                          | 100  | 9780            | 15.55                 | —                                | —  | 5,74  | 2,90          | 4,02                  |
| $P_4$       | "             | "              | "                  | 40              | 105                          | 325                        | —      | 325      | 0,323                          | 100  | 11580           | 18.6                  | —                                | —  | 5,74  | 2,63          | 3,39                  |
| $P_4$       | "             | "              | "                  | 60              | 103                          | 485                        | —      | 485      | 0,212                          | 100  | 12858           | 18.49                 | $1,1 + \frac{v^2}{2800}$         | $1,3 - \frac{v}{73} + \frac{v^2}{2000}$  | 5,74  | 2,49          | 3,06                  |

2. Auf dem Gefälle  $\frac{1}{200}$ .

|       |               |               |             |   |    |    |   |    |       |    |      |       |                           |  |     |      |      |
|-------|---------------|---------------|-------------|---|----|----|---|----|-------|----|------|-------|---------------------------|--|-----|------|------|
| $P_2$ | 229<br>u. 241 | Personenwagen | zweiachsige | 6 | 80 | 36 | — | 36 | 2,222 | 34 | 9000 | 21.0  | $2,95 + \frac{v^2}{1655}$ | $2,2 + \frac{v}{67} + \frac{v^2}{2000}$  | 4,7 | 4,06 | 4,50 |
| $P_3$ | 230<br>u. 242 | "             | dreiachsige | 9 | 80 | 48 | — | 48 | 1,667 | 40 | 9000 | 18.20 | $1,35 + \frac{v^2}{2180}$ | $1,3 + \frac{v}{500} + \frac{v^2}{2500}$ | 4,7 | 3,63 | 4,30 |

## b) Güterwagen.

## Auf wagerechter Bahn.

|           |               |                  |         |    |    |     |     |     |       |    |      |       |                          |  |      |      |      |
|-----------|---------------|------------------|---------|----|----|-----|-----|-----|-------|----|------|-------|--------------------------|--|------|------|------|
| $G_{0.1}$ | 231<br>u. 243 | offene Güterw.   | leer    | 60 | 97 | 251 | —   | 251 | 0,386 | 50 | 2210 | 7.15  | $2,4 + \frac{v^2}{500}$  | $1,8 + \frac{v}{31} + \frac{v^2}{615}$   | 4,15 | 4,57 | 4,45 |
| $G_{0.2}$ | "             | "                | beladen | 60 | 97 | 251 | 450 | 701 | 0,124 | 50 | 4990 | 14.25 | $1,1 + \frac{v^2}{2000}$ | $1,0 + \frac{v}{100} + \frac{v^2}{3200}$ | 4,15 | 1,67 | 1,97 |
| $G_{b.1}$ | 232<br>u. 244 | bedeckte Güterw. | leer    | 60 | 89 | 306 | —   | 306 | 0,289 | 60 | 4756 | 11.43 | $1,3 + \frac{v^2}{1185}$ | $1,4 - \frac{v}{100} + \frac{v^2}{1000}$ | 4,4  | 2,50 | 2,97 |

| Gattung der Züge | zweigliedrige | dreigliedrige Formel |
|------------------|---------------|----------------------|
| Schnellzüge      | 60 und 80     | 50, 70 und 90 km     |
| Personenzüge     | 50 „ 70       | 40, 60 „ 80 „        |
| Eilgüterzüge     | 30 „ 50       | 20, 40 „ 60 „        |
| Güterzüge        | 20 „ 40       | 10, 30 „ 50 „        |

In den drei letzten Spalten der Zahlentafel 27 sind endlich noch die mittleren spezifischen Widerstände der Lokomotiven, der Wagen- und der ganzen Eisenbahnzüge eingetragen; sie werden später bei der Besprechung der Bremswirkung Verwendung finden.

Bevor wir zur weiteren Bearbeitung dieser Versuchsergebnisse übergehen, sollen noch einige andere vom Verfasser bei Gelegenheit der Leistungsversuche auf Gefällstrecken durch Beobachtung festgestellte **Beharrungsgeschwindigkeiten** angegeben werden. In der Zahlentafel 28 sind diese Werte zusammengestellt; sie entsprechen auf den Gefällen  $\frac{1}{200}$ ,  $\frac{1}{100}$  und  $\frac{1}{50}$  unmittelbar den spezifischen Widerständen von 5, 10 und 20 kg/t. Diese Zusammenstellung ist nicht allein geeignet, ohne weiteres Vergleiche anzustellen, sondern sie geben auch den Widerstand selbst für die betreffende Beharrungsgeschwindigkeit mit ziemlicher Genauigkeit. Diese Versuche geben ferner noch ein Mittel an die Hand, die oben angeführten Schwierigkeiten zu überwinden, um zu versuchen, aus ihnen die Widerstände der einzelnen, in einem Eisenbahnzuge aufeinander folgenden Fahrzeuge zu ermitteln. Dies bezieht sich aber nur auf den Luftwiderstand; denn die anderen Widerstände ändern sich nicht mit der Stellung der Wagen im Zuge. Andererseits ändert sich der Luftwiderstand mit der Ladung nur bei offenen Wagen, ist aber im übrigen von dieser ganz unabhängig.

#### Der Einfluß der Wagenzahl.

**Zuglänge.** Um diesen zu bestimmen, können folgende Versuche benutzt werden.

1. Fig. 221 (234). Versuche mit 1 und 3 vierachsigen Schnellzugwagen.
2. Fig. 226 (238). Versuche mit 10 und 20 zweiachsigen Personenwagen.
3. Fig. 228 (240). Versuche mit 12, 20, 40 und 60 Achsen vierachsiger Schnellzugwagen.

Zu 1 ist zu bemerken, daß, wenn der voranlaufende Wagen den Luftwiderstand nicht allein aufnehme, beide Versuche das gleiche Ergebnis haben müßten; die beiden folgenden Wagen erleiden aber einen geringeren Widerstand, und nach Maßgabe dieser Verminderung nehmen die drei Wagen eine entsprechend größere Geschwindigkeit an.

Wird der Widerstand eines Wagens vom Gewicht  $G$  bei der Geschwindigkeit  $v$   $W = G\alpha + b v^2$  gesetzt, wobei also der zweite Summand nur den Luftwiderstand darstellt und  $\alpha$  den ganzen übrigen spezifischen Widerstand der Gewichtseinheit, so ist

$$b = kF = \frac{0,5675 \cdot 0,1225}{3,6^2} \cdot F = \frac{F}{185}$$

und z. B. für

$$F = 8 \text{ qm}, = \frac{1}{23};$$

daher für einen Wagen

$$W = G\alpha + \frac{Fv^2}{185} = G\alpha + \frac{v^2}{23}.$$



Zahlentafel 28.

## Beharrungszustände.

| Lfde. Nr.                                     | Fig. Nr.      | Lokomotiven   |   |                        |                              | Wagen          |                           | Zahl der Achs. | Gefälle $\frac{1}{1000}$ | Geschwindigkeit $v$ km/st |
|---|---------------|---------------|---|------------------------|------------------------------|----------------|---------------------------|----------------|--------------------------|---------------------------|
|   |               | Ge-kupp.      | Bezeich-nung                                  | Zylinder               | Zwill.-Pers.-Verb.-Schnellz. | Achsen         | Personen-Schnellz.-Güter- |                |                          |                           |
| 1   | 168           | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | V.-P.                        | betriebsfähig  |                           | —              | $\frac{1}{200}$          | 20,5                      |
| 2   | "             | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | V.-S.                        | "              |                           | —              | $\frac{1}{200}$          | 32,5                      |
| 3   | "             | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | V.-P.                        | "              |                           | —              | $\frac{1}{100}$          | 65                        |
| 4   | "             | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | V.-S.                        | "              |                           | —              | $\frac{1}{100}$          | 77                        |
| 5   | 169           | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | V.-P.                        | ohne Schieber  |                           | —              | $\frac{1}{200}$          | 45                        |
| 6   | "             | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | "                            | "              |                           | —              | $\frac{1}{100}$          | 85                        |
| 7   | 170           | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | "                            | ohne Triebwerk |                           | —              | $\frac{1}{200}$          | 58                        |
| 8   | 171           | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | V.-S.                        | ohne Schieber  |                           | —              | $\frac{1}{200}$          | 53,5                      |
| 9   | 172           | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | "                            | ohne Triebwerk |                           | —              | $\frac{1}{200}$          | 66,5                      |
| 10  | 222           | —             | —   | —                      | —                            | dreiachsige    | P.-W.                     | 9              | $\frac{1}{200}$          | 55                        |
| 11  | "             | —             | —   | —                      | —                            | vierachsige    | S.-W.                     | 12             | $\frac{1}{200}$          | 75,5                      |
| 12  | 229<br>u. 230 | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | V.-P.                        | —              | —                         | —              | $\frac{1}{200}$          | 26,5                      |
| 13  | —             | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | "                            | zweiachsige    | P.-W.                     | 2              | $\frac{1}{200}$          | 27,25                     |
| 14  | —             | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | "                            | "              | "                         | 4              | $\frac{1}{200}$          | 32                        |
| 15  | 229           | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | "                            | "              | "                         | 6              | $\frac{1}{200}$          | 35                        |
| 16  | —             | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | "                            | dreiachsige    | "                         | 3              | $\frac{1}{200}$          | 30                        |
| 17  | —             | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | "                            | "              | "                         | 6              | $\frac{1}{200}$          | 35                        |
| 18  | 230           | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                      | "                            | "              | "                         | 9              | $\frac{1}{200}$          | 42                        |
| $G_1 = 80$ t. Gewicht des Wagenzugs $G$ in t. |               |               |   |                        |                              |                |                           |                |                          |                           |
| 19  | —             | $\frac{2}{3}$ | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$         | normal                 | Zw.-P.                       | —              | —                         | —              | $\frac{1}{200}$          | 16,5                      |
| 20  | —             | $\frac{2}{3}$ | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$         | "                      | "                            | 100            | verschied.                | —              | $\frac{1}{200}$          | 35,5                      |
| 21  | —             | $\frac{2}{3}$ | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$         | "                      | "                            | 200            | "                         | —              | $\frac{1}{200}$          | 46                        |
| 22  | —             | $\frac{2}{3}$ | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$         | "                      | "                            | 300            | "                         | —              | $\frac{1}{200}$          | 53                        |
| 23  | —             | $\frac{2}{4}$ | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{1 \cdot B \cdot 1}$ | Zw.-Tend.<br>EndlaufA. | —                            | —              | "                         | —              | $\frac{1}{200}$          | 22                        |
| 24  | —             | $\frac{2}{4}$ | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{1 \cdot B \cdot 1}$ | "                      | —                            | 100            | "                         | —              | $\frac{1}{200}$          | 41                        |

Zahlentafel 28 (Fortsetzung).

| Lfd. Nr. | Fig. Nr. | Ge-<br>kupp.  | Lokomotiven                                   |                         |                                       | Wagen |                                   |                      | Ge-<br>fälle<br>"/1000 | Ge-<br>schwin-<br>digkeit<br>v<br>km/st |
|----------|----------|---------------|---|-------------------------|---------------------------------------|-------|-----------------------------------|----------------------|------------------------|---|
|          |          |               |   | Zylinder                | Zwill.-Pers.-<br>Verb.-<br>Schnellz.- | G t   | Person.-<br>Schnellz.-<br>Güter.- | Zahl<br>der<br>Achs. |                        |   |
| 25       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{1 \cdot B \cdot 1}$ | Zw. Tend.<br>Endlauf A. | —                                     | 200   | verschied.                        | —                    | $\frac{1}{200}$        | 51                                      |
| 26       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{1 \cdot B \cdot 1}$ | "                       | —                                     | 300   | "                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 68                                      |
| 27       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                       | V.-S.                                 | —     | "                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 22                                      |
| 28       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                       | "                                     | 100   | "                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 42                                      |
| 29       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                       | "                                     | 200   | "                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 53                                      |
| 30       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                       | "                                     | 300   | "                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 61                                      |
| 31       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                       | Zw.-P.                                | —     | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 26                                      |
| 32       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                       | "                                     | 100   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 45,5                                    |
| 33       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                       | "                                     | 200   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 55                                      |
| 34       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                       | "                                     | 300   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 62,5                                    |
| 35       | —        | $\frac{2}{5}$ | $\frac{4 \cdot 6 \cdot 0}{2 \cdot C}$         | 4                       | V.-S.                                 | —     | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 33                                      |
| 36       | —        | $\frac{3}{5}$ | $\frac{4 \cdot 6 \cdot 0}{2 \cdot C}$         | 4                       | "                                     | 100   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 49                                      |
| 37       | —        | $\frac{3}{5}$ | $\frac{4 \cdot 6 \cdot 0}{2 \cdot C}$         | 4                       | "                                     | 200   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 58                                      |
| 38       | —        | $\frac{3}{5}$ | $\frac{4 \cdot 6 \cdot 0}{2 \cdot C}$         | 4                       | "                                     | 300   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 65                                      |
| 39       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 4                       | "                                     | —     | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 37,5                                    |
| 40       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 4                       | "                                     | 100   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 52,5                                    |
| 41       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 4                       | "                                     | 200   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 61                                      |
| 42       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 4                       | "                                     | 300   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 67                                      |
| 43       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 4                       | "                                     | 400   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 71                                      |
| 44       | —        | $\frac{2}{3}$ | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$         | normal                  | Zw.-P.                                | —     | —                                 | —                    | $\frac{1}{100}$        | 58                                      |
| 45       | —        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | 2                       | "                                     | —     | —                                 | —                    | $\frac{1}{100}$        | 62,5                                    |
| 46       | —        | $\frac{3}{5}$ | $\frac{4 \cdot 6 \cdot 0}{2 \cdot C}$         | 4                       | V.-S.                                 | —     | —                                 | —                    | $\frac{1}{100}$        | 67                                      |
| 47       | —        | $\frac{4}{4}$ | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$                 | 2                       | V.-G.                                 | —     | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 6                                       |
| 48       | —        | $\frac{4}{4}$ | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$                 | 2                       | "                                     | 100   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 15                                      |
| 49       | —        | $\frac{4}{4}$ | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$                 | 2                       | "                                     | 200   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 22                                      |
| 50       | —        | $\frac{4}{4}$ | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$                 | 2                       | "                                     | 300   | —                                 | —                    | $\frac{1}{200}$        | 27                                      |



Zahlentafel 28 (Fortsetzung).

| Lfde. Nr. | Fig. Nr. | Lokomotiven |             |                                       |        | Wagen                             |                       |   | Ge-fälle<br>‰/1000 | Ge-schwin-digkeit v<br>km/st |
|-----------|----------|-------------|-------------|---------------------------------------|--------|-----------------------------------|-----------------------|---|--------------------|------------------------------|
|           |          | Ge-kupp.    | Zylinder    | Zwill.-Pers.-<br>Verb.-<br>Schnellz.- | G t    | Personen-<br>Schnellz.-<br>Güter- | Zahl<br>der<br>Achse. |   |                    |                              |
| 51        | —        | 4/4         | 0.8.0<br>D  | 2                                     | V.-G.  | 400                               | —                     | — | 1/200              | 31                           |
| 52        | —        | 4/4         | 0.8.0<br>D  | 2                                     | „      | 500                               | —                     | — | 1/200              | 33,5                         |
| 53        | —        | 4/4         | 0.8.0<br>D  | 4 Mallet                              | „      | —                                 | —                     | — | 1/200              | 8                            |
| 54        | —        | 4/4         | 0.8.0<br>D  | „                                     | „      | 100                               | —                     | — | 1/200              | 17,5                         |
| 55        | —        | 4/4         | 0.8.0<br>D  | „                                     | „      | 200                               | —                     | — | 1/200              | 23,5                         |
| 56        | —        | 4/4         | 0.8.0<br>D  | „                                     | „      | 300                               | —                     | — | 1/200              | 28,5                         |
| 57        | —        | 4/4         | 0.8.0<br>D  | „                                     | „      | 400                               | —                     | — | 1/200              | 32                           |
| 58        | —        | 4/4         | 0.8.0<br>D  | „                                     | „      | 500                               | —                     | — | 1/200              | 34,5                         |
| 59        | —        | 4/4         | 0.8.0<br>D  | „                                     | „      | —                                 | —                     | — | 1/100              | 22,5                         |
| 60        | —        | 4/4         | 0.8.0<br>D  | „                                     | „      | —                                 | —                     | — | 1/50               | 31,5                         |
| 61        | —        | 4/4         | 0.8.0<br>D  | „                                     | „      | —                                 | —                     | — | 1/100              | 27,5                         |
| 62        | —        | 5/5         | 0.10.0<br>E | 2 Hagans                              | Zw.-G. | —                                 | —                     | — | 1/200              | 0                            |
| 63        | —        | 5/5         | 0.10.0<br>E | „                                     | „      | —                                 | —                     | — | 1/100              | 16                           |

Ist nun für jeden der folgenden Wagen die zur Wirkung gelangende Druckfläche senkrecht gegen den Luftwiderstand =  $x \cdot F$ , also  $b' = x b$ , so wird der ganze Widerstand der drei Wagen

$$W' = 3 \cdot G a + b (1 + 2x) v^2;$$

also  $w = a + \frac{b}{G} \cdot v^2,$

bzw.  $w' = a + \frac{b}{3G} \cdot (1 + 2x) v^2,$

oder  $w - w' = \frac{2}{3} \cdot \frac{b}{G} \cdot v^2 (1 - x)$

und daher

$$x = 1 - \frac{3}{2} \cdot \frac{G}{b} \cdot \frac{(w - w')}{v^2} = 1 - \frac{3}{2} \cdot 23 \cdot \frac{G}{v^2} \cdot (w - w')$$

und z. B. für

$$v = 50 = 1 - 34,5 \cdot \frac{36 \cdot (5,0 - 3,6)}{50^2} = 0,30,$$

d. h. jeder der beiden folgenden Wagen bietet dem Luftwiderstand eine Druckfläche von 0,30 der ganzen, also =  $0,30 \cdot 8 = 2,40$  qm dar. Wir werden sehen, ob dieser etwas groß erscheinende Wert sich bei den anderen Versuchen bestätigt. Je größer der Anteil ist, desto mehr nähern sich einander die Auslaufkurven.

Zu 2. Hier liegen zwei Versuche mit Eisenbahnzügen verschiedener Stärke vor.

Der Widerstand des aus zweiachsigen Personenwagen bestehenden Zuges ist allgemein  $W = G a + b v^2$ , wenn der zweite Summand wieder den Luftwiderstand und der andere  $G a$  den ganzen übrigen mit dem Zuggewicht  $G$  proportional wachsenden Widerstand bezeichnet.

Besteht der Zug aus  $z$  Wagen und ist  $F$  die ganze Stirnfläche derselben,  $x F$  derjenige Teil, der im Durchschnitt auf jeden hinter der Lokomotive befindlichen Wagen senkrecht gegen den Luftwiderstand zur Wirkung kommt, so ist dieser

$$b v^2 = k z \cdot x F \cdot v^2 = \frac{z \cdot x \cdot F v^2}{185}$$

und für

$$F = 8,5 \text{ qm} = \frac{8,5 \cdot z \cdot x \cdot v^2}{185}$$

und daher der spezifische Wagenwiderstand

$$w = a + \frac{z \cdot b v^2}{G} = a + \frac{8,5 \cdot z \cdot x \cdot v^2}{185 \cdot G} \text{ kg/t.}$$

a)

$$z = 10 \text{ und } G = 120 \text{ t,}$$

1. für

$$v = 90$$

ist

$$w = 6,1 = a + \frac{10 \cdot x \cdot 90^2}{22 \cdot 120},$$

2. für

$$v = 50, \quad w = 3,0 = a + \frac{10 \cdot x \cdot 50^2}{22 \cdot 120}$$

und hieraus ergibt sich der Wert von

$$x = \frac{3,1 \cdot 22 \cdot 120}{10 \cdot 5600} = 0,145.$$

b)

$$z = 20 \text{ und } G = 238 \text{ t,}$$

$$w = 5,2 = a + \frac{20 \cdot x \cdot 90^2}{22 \cdot 238} \text{ für } v = 90$$

und

$$w = 2,5 = a + \frac{20 \cdot x \cdot 50^2}{22 \cdot 238} \text{ für } v = 50$$

und

$$x = \frac{2,7 \cdot 22 \cdot 238}{20 \cdot 5600} = 0,126.$$

Die Werte für  $x$  sind daher nicht gleich, wie auch schon aus den Widerstandskurven zu entnehmen ist; denn es ist allgemein

$$w = a + \frac{k \cdot z \cdot x \cdot F \cdot v^2}{G}$$

Da nun  $\frac{z}{G}$ , ebenso wie  $a$  konstant ist, so muß  $x$  bei ungleichem  $w$  auch verschieden sein. Für verschiedene Geschwindigkeiten ist auch der Koeffizient  $a$  eigentlich nicht konstant, sondern ebenfalls eine Funktion der Geschwindigkeit, wodurch in den meisten Fällen der Wert von  $x$  für höhere Geschwindigkeiten etwas kleiner wird.

Zu 3. Es stehen wieder zwei Zugstärken mit 3 und 15 vierachsigen Wagen zum Vergleich.

a)

$$z = 3 \text{ und } G = 93 \text{ t,}$$

$$w = 4,3 = a + \frac{8,5 \cdot 3 \cdot x \cdot 90^2}{185 \cdot 93} \text{ für } v = 90$$



und  $= 2,0 = a + \frac{8,5 \cdot 3 \cdot x \cdot 50^2}{185 \cdot 93}$  für  $v = 50$

und  $x = \frac{2,3 \cdot 185 \cdot 93}{8,5 \cdot 3 \cdot 5600} = 0,277.$

b)  $z = 15$  und  $G = 485$  t,

$w = 4,05 = a + \frac{8,5 \cdot 15 \cdot x \cdot 90^2}{185 \cdot 485}$  für  $v = 90$

und  $= 2,0 = a = \frac{8,5 \cdot 15 \cdot x \cdot 50^2}{185 \cdot 485}$  für  $v = 50$

und  $x = \frac{2,05 \cdot 185 \cdot 485}{2,5 \cdot 15 \cdot 5000} = 0,26.$

Berechnung des Koeffizienten  $x$  aus den Talfahrten ohne Dampf.

1. Züge mit zwei- und dreiachsigen Personenwagen mit einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten, vierzylindrigen Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  an der Spitze auf  $\frac{1}{200}$  Gefälle.

$z = 8$   $G = 100$  t und  $v_1 = 53$  km/st

$z = 32$   $G = 400$  t und  $v_1 = 71$  „

Der spezifische Widerstand des ganzen Zuges ist

$$w_m = \frac{G_1 w_1 + G a + z \cdot b \cdot v^2}{G_1 + G} = 5 \text{ kg/t,}$$

indem also  $a$  wieder konstant gesetzt ist,

$$= \frac{85 \cdot 6,5 + 100 \cdot a + 8 \cdot b \cdot 53^2}{85 + 100} = 5$$

und  $= \frac{85 \cdot 8,5 + 400 \cdot a + 32 \cdot b \cdot 71^2}{85 + 400}$

Hieraus erhält man

$$b = \frac{212,5}{71424} = \frac{1}{336} = \frac{x}{22},$$

also  $x = 0,066.$

2. Züge mit zwei- und dreiachsigen Personenwagen mit einer  $\frac{4}{4}$  gekuppelten Verbund-Güterzug-Lokomotive an der Spitze auf  $\frac{1}{200}$  Gefälle.

$z = 9$   $G = 100$   $v_1 = 15$

$z = 45$   $G = 500$   $v_1 = 33,5$

$80 \cdot 6,5 + 100 a + 9 \cdot b \cdot 15^2 = 5 \cdot 180$

$80 \cdot 11,0 + 500 a + 45 b \cdot 33,5^2 = 5 \cdot 580$

$$x = \frac{22}{45} \frac{5 \cdot 580 - 5 \cdot 5 \cdot 180 - 80 \cdot 11 + 5 \cdot 80 \cdot 6,5}{33,5^2 - 15^2} = \frac{22 \cdot 120}{40365} = 0,065.$$

Hiernach ist  $x$  bei solchen Zügen fast unveränderlich  $= 0,065$  und daher die mittlere wirksame Stirnfläche eines jeden Wagens gegen den Luftwiderstand etwa  $0,065 \cdot 8 = 0,5$  qm.

Berechnung von  $x$  aus zwei Versuchsfahrten mit demselben Zuge bei zwei verschiedenen Geschwindigkeiten.

Fig. 232 (244).  $\frac{2}{4}$  gekuppelte, vierzylindrige Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  mit 60 Achsen bedeckten, leerer Wagen.

$G_1 = 89$  und  $G = 306$  t,  $v = 20$  und  $40$  km/st.

Wird auch hier wieder die Gruppe der Widerstände  $\alpha$ , außer dem Luftwiderstand  $b v^2$ , für beide Geschwindigkeiten konstant gesetzt, so ist allgemein

$$(G_1 + G) w_m = G_1 w_1 + G \alpha + z k x \cdot F \cdot v^2$$

und daher

$$\begin{aligned} x &= \frac{(G_1 + G)(w_m' - w_m) - G_1(w_1' - w_1)}{z \cdot k \cdot F (v'^2 - v^2)} \\ &= \frac{(89 + 306)(4,3 - 2,5) - 89(7,2 - 4,1)}{\frac{30 \cdot 7,5}{185} (40^2 - 20^2)} = \frac{(711 - 276) 185}{30 \cdot 7,5 \cdot 1200} = 0,30, \end{aligned}$$

oder unmittelbar aus den Widerstandskurven

$$= \frac{3,45 - 2,05}{\frac{30}{185} \cdot \frac{7,5}{306} (40^2 - 20^2)} = 0,29.$$

### Einfluß der Ladung.

Dieser ist für offene und bedeckte Güterwagen festzustellen.

#### 1. Offene Wagen.

$$G = 8 \text{ t, Ladung} = 14,5 \text{ t.}$$

Nach Fig. 223 (236), betreffend den Versuch mit einem leeren und einem beladenen Wagen, ist

$$w = \alpha + \frac{k F \cdot v^2}{G}; \quad \text{z. B.} = \alpha + \frac{F \cdot 30^2}{185 \cdot 8} = 3,3$$

und

$$\alpha + \frac{F \cdot 30^2}{185(8 + 14,5)} = 2,2 \text{ kg/t.}$$

Man erhält daher z. B. zur Berechnung der wirklichen mittleren Stirnfläche, die von vornherein bei diesen Wagen nicht bekannt ist,

$$\frac{F \cdot 30^2}{185} \left( \frac{1}{8} - \frac{1}{22,5} \right) = 3,3 - 2,2;$$

also

$$F = \frac{1,1 \cdot 185 \cdot 22,5 \cdot 8}{30^2 \cdot 14,5} = 2,8 \text{ qm.}$$

Die Ladung bewirkt eine Verminderung des spezifischen Eigenwiderstands um

$$\frac{3,3 - 2,2}{3,3} 100 = 33\frac{1}{3}\%.$$

Nach dem Versuch, Fig. 231, mit einer  $\frac{2}{5}$  gekuppelten, vierzylindrigen Schnellzuglokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  und  $z = 30$ , leeren bzw. beladenen offenen Güterwagen war

$$G_1 = 97 \text{ t und } G = 251 \text{ bzw. } = 251 + 450 = 701 \text{ t.}$$

Hieraus folgt für den Leerzug und  $v = 20$  und  $40$  km,

$$97 \cdot 2,9 + 251 \cdot \alpha + 30 \cdot b \cdot 20^2 = 3,1 \cdot (97 + 251)$$

und

$$97 \cdot 5,3 + 251 \cdot \alpha + 30 \cdot b \cdot 40^2 = 5,5 \cdot (97 + 251),$$

daher

$$281 + 251 \cdot \alpha + 30 \cdot b \cdot 20^2 = 1079$$

und

$$514 + 251 \cdot \alpha + 30 \cdot b \cdot 40^2 = 1914$$

und hieraus

$$x = \frac{185}{4} \cdot \frac{835 - 233}{30 \cdot 1200} = 0,77,$$

was zum Teil durch Seitenwind und die leeren Wagen zu erklären ist.



Ferner ist beim beladenen (Kohlen) Zug

$$97 \cdot 2,9 + 701 \cdot a + 30 \cdot b \cdot 20^2 = 1,45 \cdot (97 + 701)$$

und  $97 \cdot 5,3 + 701 \cdot a + 30 \cdot b \cdot 40^2 = 2,45 \cdot (97 + 701).$

Hieraus  $b = \frac{x \cdot F}{185} = \frac{798 - 233}{30 \cdot 1200} = \frac{1}{64}$

und daher  $x = \frac{185}{4} \cdot \frac{1}{64} = 0,72.$

Die Zunahme des Eigenwiderstands beim leeren Zug gegen den beladenen war

für  $v = 20, \frac{3,10 - 1,45}{1,45} \cdot 100 = 114\%$

und für  $v = 40, \frac{5,50 - 2,45}{2,45} \cdot 100 = 124\%.$

## 2. Bedeckte Wagen.

Fig. 224 (237). 5 leere und 5 beladene Wagen.

$$G = 50 \text{ und } 50 + 75 = 125 \text{ t, } F = 7,5 \text{ qm.}$$

$$w = a + \frac{k F \cdot v^2}{G} = a + \frac{F \cdot v^2}{185 \cdot G};$$

z. B. für  $v = 30, = a + \frac{F \cdot 30^2}{185 \cdot 50} = 3,0$

und  $= a + \frac{F \cdot 30^2}{185 \cdot 125} = 1,6;$

daher  $F = \frac{185 \cdot 1,4}{30^2 \left( \frac{1}{50} - \frac{1}{125} \right)} = 24 \text{ qm.}$

Hiervon kommen auf den ersten Wagen 7,5 qm, die volle Fläche, und daher auf jeden der vier folgenden  $= \frac{1}{4} \cdot (24 - 7,5) = 4,1 \text{ qm}$  oder  $x = \frac{4,1}{7,4} = 0,72$ , und zwar für beide Züge, leer und beladen, gleich, da bei den bedeckten Wagen der Luftwiderstand von der Ladung unabhängig ist. Diese beeinflußt also hier den Widerstand allein, und zwar in einer Höhe von

$$\frac{2,0 - 1,28}{1,28} \cdot 100 = \text{etwa } 56\% \text{ für } v = 20 \text{ km}$$

und von  $\frac{4,3 - 2,05}{2,05} \cdot 100 = \text{etwa } 110\% \text{ für } v = 40 \text{ km.}$

Aus den vorangegangenen Untersuchungen ist in genügendem Grade ersichtlich, wie verwickelt diese Verhältnisse liegen, so daß es kaum möglich erscheint, einfache und allgemein gültige Formeln für den Zugwiderstand aufzustellen. Am empfindlichsten wirken diejenigen Ursachen, die nur vom Zufall abhängen und daher rechnermäßig nicht beachtet werden können. Wir haben gesehen, daß der Reibungs- und Bahnwiderstand wesentlich von der veränderlichen Last abhängen, während der Luftwiderstand hiervon ganz unabhängig ist, aber wieder von dem zufälligen Zustand der Atmosphäre beeinflußt wird. Es erscheint daher unerlässlich, wenigstens bei den Güterzügen zu unterscheiden, ob die Wagen leer oder beladen sind. Da der Luftwiderstand nur von der mehr oder weniger veränderlichen Fläche abhängt, die der Luft, bzw. dem Winde, entgegengesetzt wird, so ist schon hier-

aus im allgemeinen zu erkennen, daß der spezifische Widerstand für 1 t des Zuggewichts sich auch mit diesem ändert, und zwar mit steigender Last kleiner wird. Bei offenen leeren Wagen kommt auch noch ein gewisser Widerstand gegen die inneren Wandflächen hinzu, da die Windrichtung erfahrungsgemäß fast immer etwas nach unten geneigt ist; deshalb muß bei der Feststellung des Zugwiderstands, wenn es sich um die aus ihm zu bestimmende Lokomotivkraft handelt, immer so verfahren werden, daß diese unter allen Umständen ausreicht.

### Widerstandsformeln für Eisenbahnzüge.

Auf Grund dieser Ergebnisse sind in den Fig. 245 bis 248 die Grenz- und Mittelwerte der Schnellzug-, Personen-, Eilgüter- und Güterzug-Lokomotiven, zunächst für den Gang ohne Dampf, in Gestalt der Widerstandskurven und in der Fig. 249

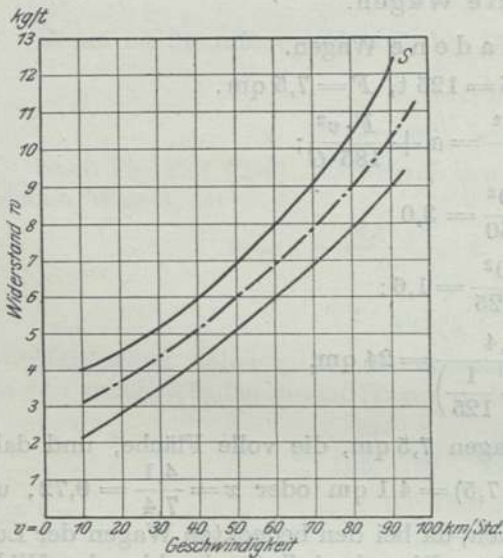


Fig. 245. Eigenwiderstand der Schnellzug-Lokomotiven als Fahrzeug.

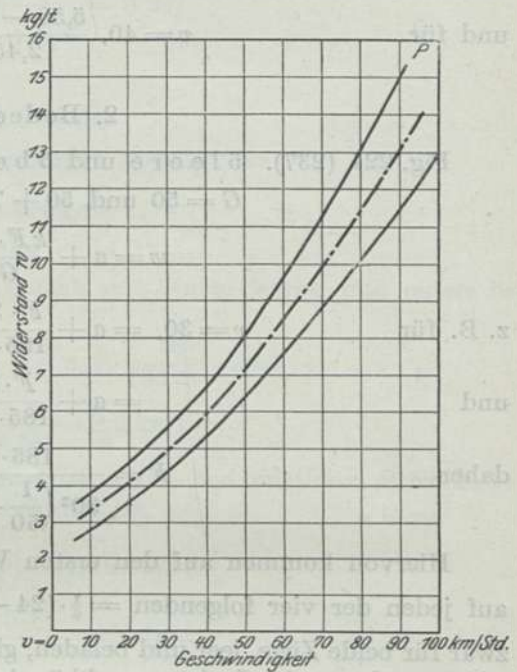


Fig. 246. Eigenwiderstand der Personenzug-Lokomotiven als Fahrzeug.

zusammenfassend hiervon wieder zwei Durchschnittswerte dargestellt worden, und zwar unter der Bezeichnung

- S* und *P* für Lokomotiven zur Personenbeförderung sowie  
*E* und *G* für Lokomotiven zur Güterbeförderung.

In gleicher Weise enthalten die Fig. 250 bis 253 die Eigenwiderstandskurven *S*, *P*, *B* und *O* für Schnellzug-, Personenzug-, bedeckte und offene Güterwagen. Diese Durchschnittswerte können für unbestimmte Verhältnisse, z. B. bei Vorausberechnungen allenfalls Verwendung finden. Es empfiehlt sich jedoch, zum Gebrauch im praktischen Lokomotivdienst für bestimmte Lokomotivbauarten und Zuggattungen besondere Formeln aufzustellen, und zwar:

1. Schnellzüge. Für Schnellzüge mit der  $\frac{2}{5}$  gekuppelten, vierzylindrigen Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  und 40 Achsen vierachsige D-Wagen zu 9 t Achsdruck, also  $G = 360$  t.



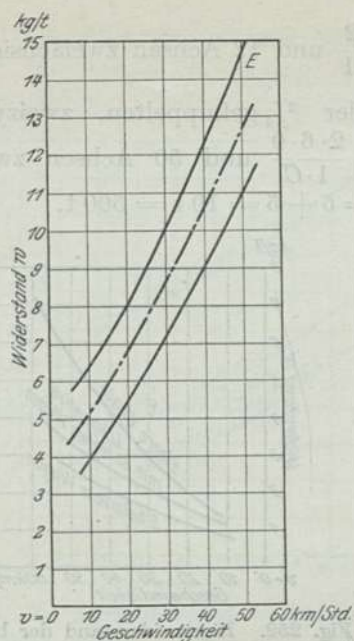


Fig. 247. Eigenwiderstand der Eilgüterzug-Lokomotiven als Fahrzeug.

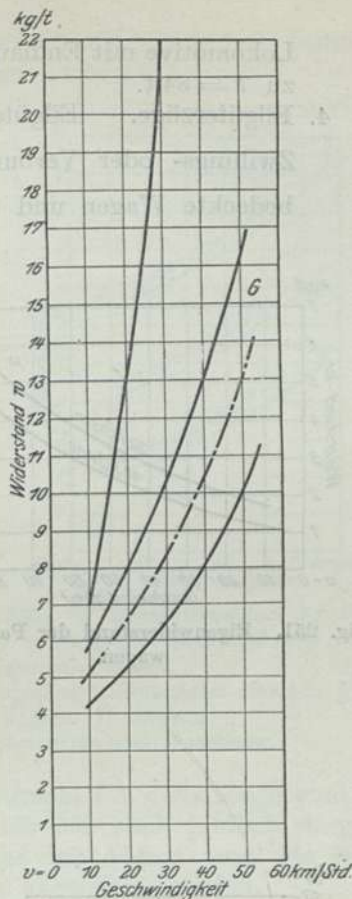


Fig. 248. Eigenwiderstand der  $\frac{5}{5}$  gekuppelten Güterzug-Lokomotiven  $\frac{0 \cdot 10 \cdot 0}{E}$  als Fahrzeug.

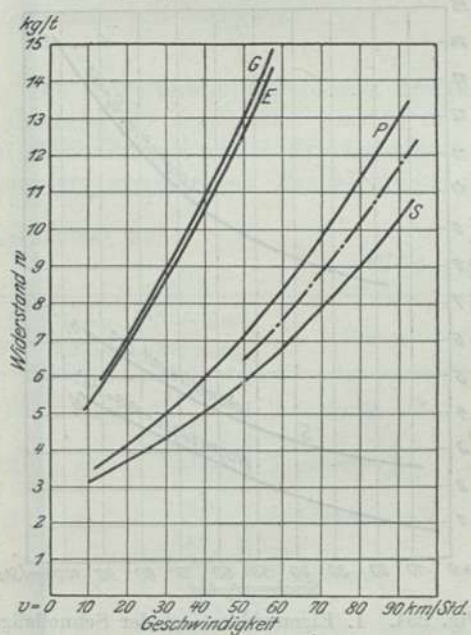


Fig. 249. Eigenwiderstand der Lokomotiven als Fahrzeug.

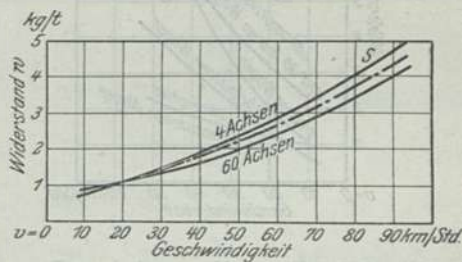


Fig. 250. Eigenwiderstand der Schnellzugwagen.

2. **Personenzüge.** Personenzüge mit der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Verbund-Personenzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  und 26 Achsen zwei- und dreiachsigen Wagen zu  $7 = 182$  t.
3. **Nebenbahnzüge.** Nebenbahnzüge mit der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten, zweizylindrigen Zwillings-  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$  oder der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Personenzug-

Lokomotive mit Endlaufachsen  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{1 \cdot B \cdot 1}$  und 12 Achsen zweiachsige Wagen zu 7 = 84 t.

4. Eilgüterzüge. Eilgüterzüge mit der  $\frac{3}{4}$  gekuppelten, zwei-zylindrigen Zwillings- oder Verbundlokomotive  $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$  und 50 Achsen zweiachsige bedeckte Wagen und  $\frac{2}{3}$  Ladung = 5 + 5 = 10 t = 500 t.

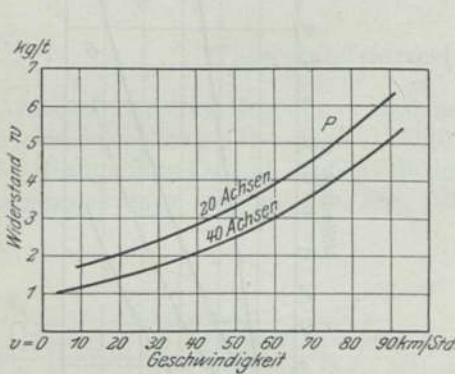


Fig. 251. Eigenwiderstand der Personenzugwagen.

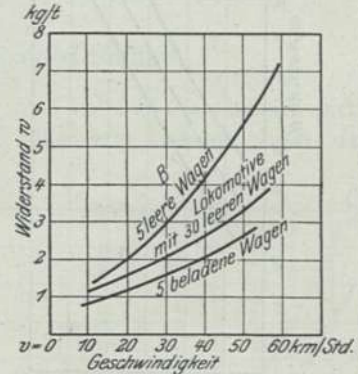


Fig. 252. Eigenwiderstand der bedeckten Güterwagen.

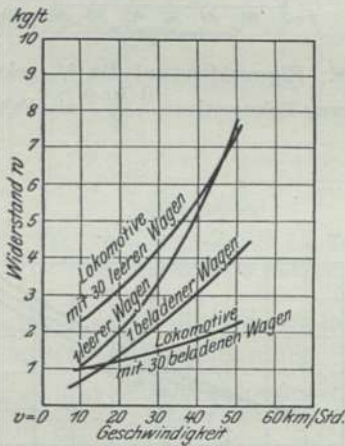


Fig. 253. Eigenwiderstand der offenen Güterwagen.

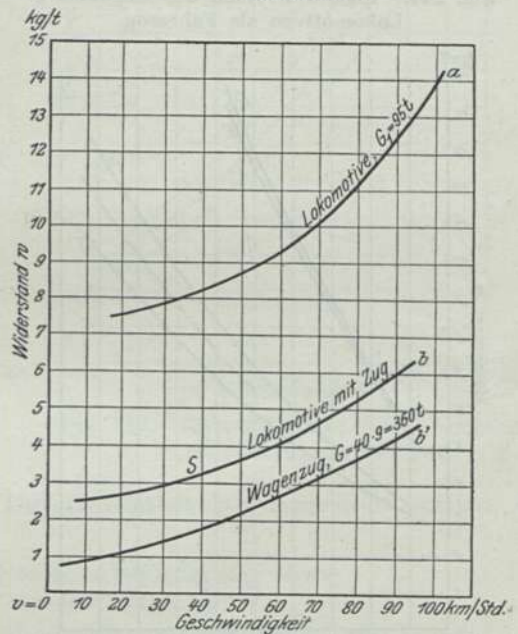


Fig. 254. 1. Eigenwiderstand der Schnellzüge.  
 a Lokomotive allein im Dampfe.  
 b Schnellzugwagen, 40 Achsen.  
 c Lokomotive und Wagenzug.

5. Leerzüge mit bedeckten Wagen. Leergüterzug mit der  $\frac{4}{4}$  gekuppelten, zwei-zylindrigen Zwillings- oder Verbundlokomotive  $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$  und 120 Achsen zweiachsige bedeckte Wagen zu 5 t = 600 t.

6. Kohlenzüge. Beladener Güterzug mit derselben Lokomotive und 120 Achsen zweiachsige offene Wagen zu 3 + 7,5 = 10,5 t = 1260 t und



7. Leerzüge mit offenen Wagen. Leerzug mit derselben Lokomotive und 120 Achsen zweiachsige offene Wagen zu 4 t = 480 t.

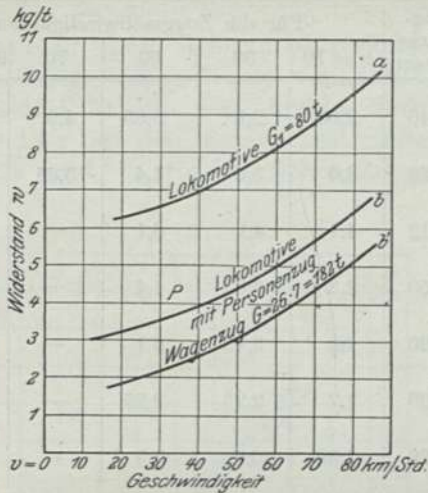


Fig. 255. 2. Eigenwiderstand der Personenzüge.

- a Lokomotive allein.
- b' Wagenzug: Dreiachsige besetzte Personenwagen. 26 Achsen.
- b Lokomotive und Wagenzug.

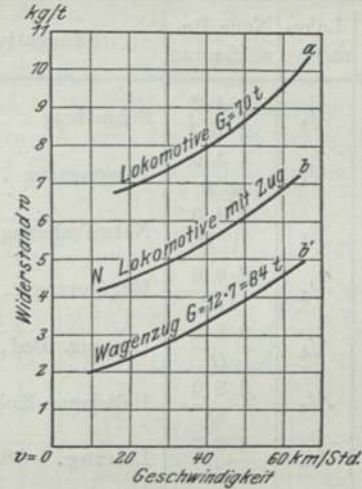


Fig. 256. 3. Eigenwiderstand der Personenzüge für Nebenbahnen.

- a Lokomotive allein.
- b' Wagenzug: Zweiachsige besetzte Personenwagen. 12 Achsen.
- b Lokomotive und Wagenzug.

Die betreffenden zwei- und dreigliedrigen Formeln für diese Züge sind in der Zahlentafel 29 angegeben und in den Fig. 254 bis 260 auch bildlich dargestellt. Die Widerstandskurven der Lokomotiven sind aus den Ablauf- und den jedesmal besonders angestellten Beschleunigungsversuchen abgeleitet worden.

Zahlentafel 29.

Widerstandsformeln.

| Lfd. Nr. | Lokomotive    | Neue Bezeichnung                              | Zuggattung                | Zugstärke Achsen | Zweigliedrige $a + bv^2$  | Dreigliedrige $a + bv + cv^2$            |
|----------|---------------|---|---------------------------|------------------|---------------------------|--|
| 1        | $\frac{2}{5}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ | Schnellzug . . . . .      | 40               | $2,5 + \frac{v^2}{2335}$  | — $b = 0$                                |
| 2        | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | Personenzug . . . . .     | 26               | $3,0 + \frac{v^2}{1850}$  | $2,9 + \frac{v}{200} + \frac{v^2}{2000}$ |
| 3        | $\frac{2}{3}$ | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$         | Nebenbahnzug . . . . .    | 12               | $4,2 + \frac{v^2}{1335}$  | $3,9 + \frac{v}{62} + \frac{v^2}{1775}$  |
| 4        | $\frac{3}{4}$ | $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$         | Eilgüterzug . . . . .     | 50               | $2,2 + \frac{v^2}{1150}$  | — $b = 0$                                |
| 5        | $\frac{4}{4}$ | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$                 | Leerzug. Bedeckte Wagen   | 120              | $2,2 + \frac{v^2}{800}$   | $2,0 + \frac{v}{40} + \frac{v^2}{1350}$  |
| 6        | $\frac{4}{4}$ | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$                 | Beladener Kohlenzug . . . | 120              | $1,60 + \frac{v^2}{1600}$ | — $b = 0$                                |
| 7        | $\frac{4}{4}$ | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$                 | Leerzug. Offene Wagen .   | 120              | $3,6 + \frac{v^2}{700}$   | $2,8 + \frac{v}{20} + \frac{v^2}{1230}$  |

Insbesondere sei noch bemerkt, daß die dreigliedrigen Formeln für die unter 1, 4 und 6 bezeichneten Züge in Wegfall kommen, weil das zweite Glied verschwindet, indem der Koeffizient  $b = 0$  wird. Hiernach sind auch die aus den dreigliedrigen Formeln sich ergebenden mittleren Werte des Gesamtwiderstands der Eisenbahn-

Zahlentafel 30.

Widerstände nach den dreigliedrigen Formeln.

| Lfde. Nr. | Lokomotive | Neue Bezeichnung | Zuggattung             | Zugstärke Achsen | Für die Zuggeschwindigkeiten |      |      |      |          |
|-----------|------------|------------------|------------------------|------------------|------------------------------|------|------|------|----------|
|           |            |                  |                        |                  | v = 10                       | 30   | 50   | 70   | 90 km/st |
| 1         | 2/5        | 4·4·2<br>2·B·1   | Schnellzug . . . . .   | 40               | 2,55                         | 2,9  | 3,55 | 4,6  | 6,0      |
| 2         | 2/4        | 4·4·0<br>2·B     | Personenzug . . . . .  | 26               | 3,0                          | 3,5  | 4,4  | 5,65 | 7,3      |
| 3         | 2/3        | 2·4·0<br>1·B     | Nebenbahnzug . . . . . | 12               | 4,1                          | 4,9  | 6,1  | —    | —        |
| 4         | 3/4        | 2·6·0<br>1·C     | Eilgüterzug . . . . .  | 50               | 2,3                          | 3,0  | 4,4  | —    | —        |
| 5         | 4/4        | 0·8·0<br>D       | Leerzug. Bed. Wagen .  | 120              | 2,3                          | 3,45 | 5,1  | —    | —        |
| 6         | 4/4        | 0·8·0<br>D       | Beladener Kohlenzug .  | 120              | 1,7                          | 2,25 | 3,25 | —    | —        |
| 7         | 4/4        | 0·8·0<br>D       | Leerzug. Off. Wagen    | 120              | 3,35                         | 5,0  | 7,3  | —    | —        |

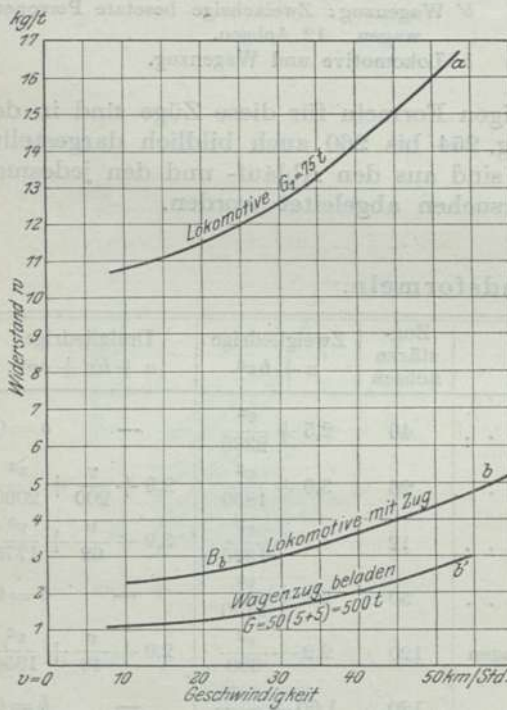


Fig. 257. 4. Eigenwiderstand der Eilgüterzüge mit 2/3 Ladung. 5 t/Achse.  
 a Lokomotive allein.  
 b' Wagenzug: Bedeckte Wagen. 50 Achsen.  
 b Lokomotive und Wagenzug.

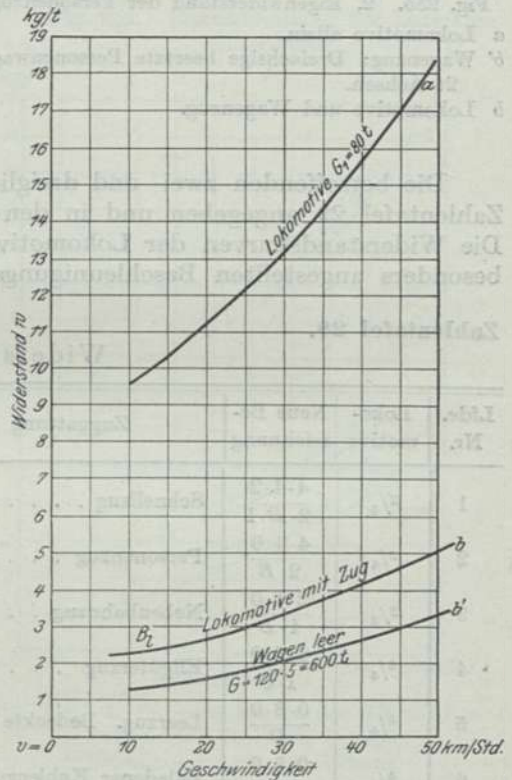


Fig. 258. 5. Eigenwiderstand der Leerzüge. Bedeckte Wagen.  
 a Lokomotive allein.  
 b' 120 Achsen.  
 b Lokomotive und Wagenzug.

züge  $w_m$  selbst berechnet und in der Zahlentafel 30 zusammen und zunächst in der Fig. 261 im ganzen und dann auch für 1, 4 und 6 mit der Bezeichnung  $A B$  in den



Fig. 262 bis 264 im einzelnen dargestellt worden. Es ist hiernach nicht angängig, für alle möglichen Eisenbahnzüge ein und dieselbe Widerstandsformel anzuwenden, sondern es empfiehlt sich, den Berechnungen die hier aufgestellten sieben Formeln zugrunde zu legen. Um zu beurteilen, in welchem Grade diese auf Grund von Versuchen festgestellten Werte von denen anderer Beobachter abweichen, sind in der Zahlentafel 31 die abgekürzten Formeln *Franks* und die französischen von *Barbier* mit den hieraus bestimmten Werten von  $w_1$  und ferner in der Zahlentafel 32 auch  $w_m$  für die sieben Zuggattungen und Geschwindigkeiten von  $v = 10$

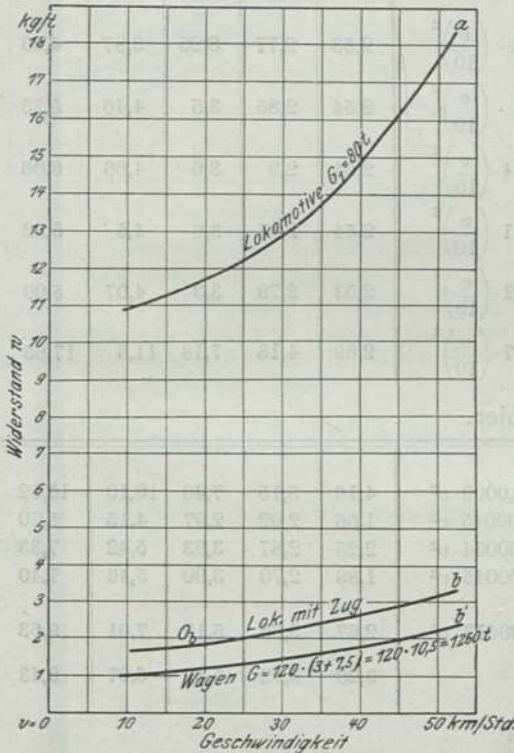


Fig. 259. 6. Eigenwiderstand der vollbeladenen Kohlenzüge.  
 a Lokomotive allein.  
 b' 120 Achsen.  
 b Lokomotive und Wagenzug.

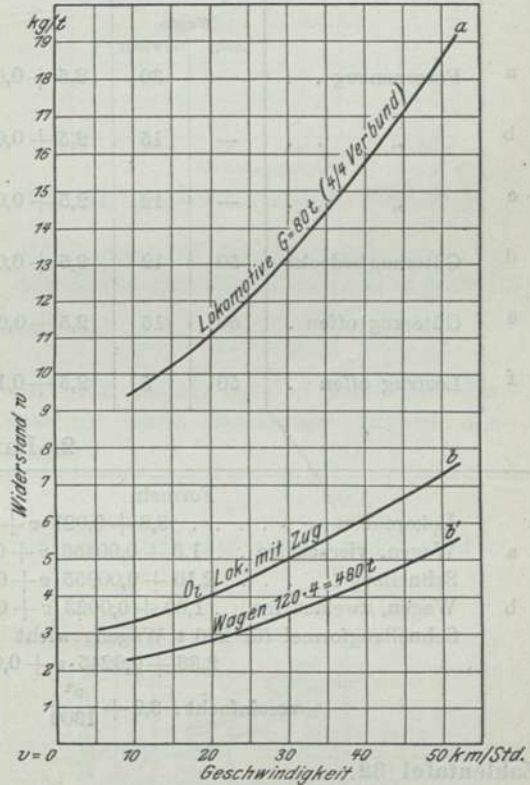


Fig. 260. 7. Eigenwiderstand der Leerzüge.  
 Offene Wagen.  
 a Lokomotive allein.  
 b' 120 Achsen.  
 b Lokomotive und Wagenzug.

bis 90 km/st zusammengestellt. Außerdem zeigen auch noch die Fig. 262 bis 264 die Unterschiede in bildlicher Darstellung, die nicht auffällig erscheinen, wenn man bedenkt, daß sie schon allein durch die verschiedenen Zustände der Fahrzeuge und der Witterung verursacht sein können. Übrigens kann die französische Formel für den ganzen Schnellzug, einschließlich Lokomotive

$$w = 2,36 + 0,0245 \cdot v + 0,000613 \cdot v^2$$

durch die einfachere binomische Form  $3,2 + \frac{v^2}{1300}$  mit einem Fehler von nur  $\pm 2\%$  selbst für Zuggeschwindigkeiten zwischen 50 und 100 km/st ersetzt werden.

**Durchschnittsformeln.** Will man zur schnellen, überschläglichen Berechnung nicht auf einzelne bestimmte Lokomotivbauarten und Zuggattungen zurückgehen,

Zahlentafel 31.

## Formeln und Widerstände.

## 1. Frank.

|             | Formeln                 | Zuggeschwindigkeit $v =$                        |   |      |      |          |      |       |
|-------------|-------------------------|---|---|------|------|----------|------|-------|
|             |                         | 10  | 30  | 50   | 70   | 90 km/st |      |       |
|             |                         | Widerstände kg/t                                |   |      |      |          |      |       |
| Lokomotiven | $\frac{F}{G_1} = 0,809$ | $2,5 + 0,067 \cdot \left(\frac{v}{10}\right)^2$ | 2,57  | 3,1  | 4,18 | 5,78     | 7,93 |       |
| a           | Wagen<br>Zahl   Gewicht |   |   |      |      |          |      |       |
| Personenzug | —   30                  | $2,5 + 0,03 \cdot \left(\frac{v}{10}\right)^2$  | 2,53  | 2,77 | 3,25 | 3,87     | 4,93 |       |
| b           | —   15                  | $2,5 + 0,04 \cdot \left(\frac{v}{10}\right)^2$  | 2,54  | 2,86 | 3,5  | 4,46     | 5,73 |       |
| c           | —   12                  | $2,5 + 0,044 \cdot \left(\frac{v}{10}\right)^2$ | 2,54  | 2,9  | 3,6  | 4,66     | 6,06 |       |
| d           | Güterzug bedeckt        | 50   12   | $2,5 + 0,041 \cdot \left(\frac{v}{10}\right)^2$ | 2,54 | 2,87 | 3,6      | 4,5  | 5,82  |
| e           | Güterzug offen          | 50   15   | $2,5 + 0,032 \cdot \left(\frac{v}{10}\right)^2$ | 2,53 | 2,79 | 3,3      | 4,07 | 5,09  |
| f           | Leerzug offen           | 50   5  | $2,5 + 0,187 \cdot \left(\frac{v}{10}\right)^2$ | 2,69 | 4,18 | 7,18     | 11,6 | 17,65 |

## 2. Barbier.

|   |   | Formeln                                      |      |      |      |       |       |
|---|---|--|------|------|------|-------|-------|
| a | Lokomotive                              | $3,8 + 0,027 \cdot v + 0,0009 \cdot v^2$     | 4,16 | 5,15 | 7,40 | 10,10 | 13,52 |
|   | Wagen, vierachsige                      | $1,6 + 0,00456 \cdot v + 0,00045 \cdot v^2$  | 1,66 | 2,02 | 2,97 | 4,15  | 5,70  |
|   | Schnellzug                              | $2,10 + 0,00955 \cdot v + 0,00054 \cdot v^2$ | 2,25 | 2,87 | 3,93 | 5,42  | 7,33  |
| b | Wagen, zweiachsige                      | $1,60 + 0,0023 \cdot v + 0,00045 \cdot v^2$  | 1,88 | 2,70 | 3,90 | 5,46  | 7,40  |
|   | Schnellzugformel für 206 t Wagengewicht | $2,36 + 0,0245 \cdot v + 0,000613 \cdot v^2$ | 2,67 | 3,65 | 5,12 | 7,01  | 9,63  |
|   | vereinfacht:                            | $3,2 + \frac{v^2}{1300}$                     | 3,28 | 3,92 | 5,12 | 6,97  | 9,43  |

Zahlentafel 32.

## Ergebnisse für die sieben Zuggattungen.

## 1. Frank.

| Lfde. Nr. | Zuggattung              | Gewicht         |                  | Für die Zuggeschwindigkeiten $v =$ |      |      |      |          |
|-----------|-------------------------|-----------------|------------------|------------------------------------|------|------|------|----------|
|           |                         | Lok. $G_1$<br>t | Wagenz. $G$<br>t | 10                                 | 30   | 50   | 70   | 90 km/st |
| 1         | Schnellzug              | 95              | 360              | —                                  | —    | 3,46 | 4,28 | 5,62     |
| 2         | Personenzug             | 80              | 182              | —                                  | —    | 3,71 | 4,88 | 6,45     |
| 3         | Nebenbahnzug            | 70              | 84               | —                                  | 3,0  | 3,95 | 5,05 | —        |
| 4         | Eilgüterzug             | 75              | 500              | 2,54                               | 2,89 | 3,68 | —    | —        |
| 5         | Leerzug. Bedeckte Wagen | 80              | 600              | —                                  | —    | —    | —    | —        |
| 6         | Beladener Kohlenzug     | 80              | 1260             | 2,53                               | 2,81 | 3,35 | —    | —        |
| 7         | Leerzug. Offene Wagen   | 80              | 380              | 2,67                               | 4,0  | 6,66 | —    | —        |

## 2. Barbier.

|   |             |    |      |      |      |      |      |      |
|---|-------------|----|------|------|------|------|------|------|
| 1 | Schnellzug  | 95 | 360  | —    | —    | 3,93 | 5,42 | 7,33 |
| 4 | Eilgüterzug | 75 | 500  | 2,20 | 3,00 | 4,36 | —    | —    |
| 6 | Kohlenzug   | 80 | 1260 | 2,02 | 2,85 | 4,11 | —    | —    |



so können auch Durchschnittsformeln aufgestellt werden, und dazu empfehle ich für Personenzüge, bei denen die Widerstände nicht erheblich auseinander gehen,

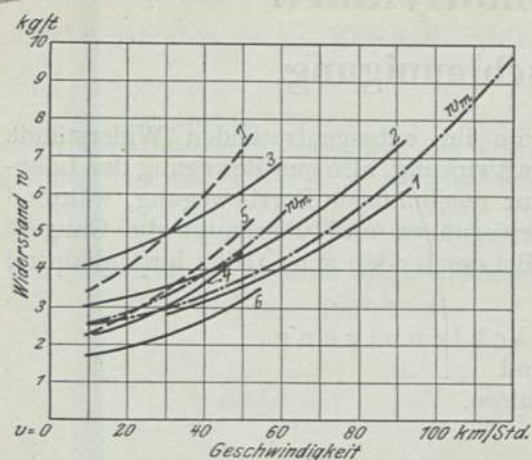


Fig. 261. Eigenwiderstand der Eisenbahnzüge (Lokomotive mit Wagenzug).

1. Schnellzug. 2. Personenzug. 3. Nebenbahnzug.
4. Eilgüterzug. 5. Güterzug-Leerzug (Bedeckte Wagen).
6. Güterzug-Kohlenzug. 7. Güterzug-Leerzug (Offene Wagen).

$$w_m = 2,5 + \frac{v^2}{2000} \quad w_m = 2,5 + \frac{v^2}{1200}$$

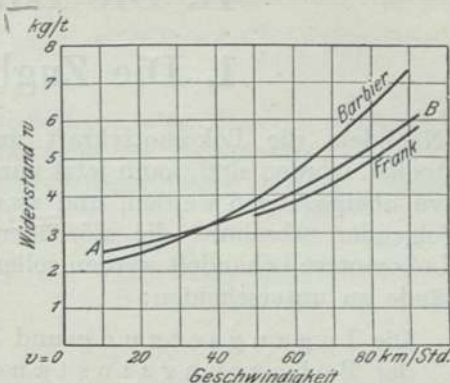


Fig. 262. Eigenwiderstand der Schnellzüge.

die Formel für den Gesamtwiderstand des Zuges einschließlich Lokomotive

$$w_m = 2,5 + \frac{v^2}{2000} \text{ kg/t}$$

und für Güterzüge bei mittlerer Belastung ohne besondere Angabe der Zugart

$$w_m = 2,5 + \frac{v^2}{1200}$$

Die entsprechenden Widerstandskurven befinden sich auf der Fig. 261 strichpunktiert.

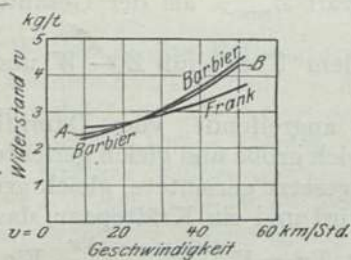


Fig. 263. Eigenwiderstand der Eilgüterzüge.

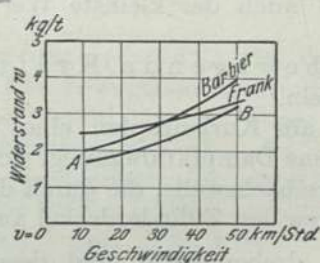


Fig. 264. Eigenwiderstand der Kohlenzüge.

Für extreme Fälle, d. h. für offene leere und vollbeladene Kohlenzüge können aber die besonderen Formeln für diese Züge nicht entbehrt werden.

## II. Die Lokomotivfahrt.

### 1. Die Zugbeschleunigung.

Nachdem die Lokomotivkraft und die ihr entgegentretenen Widerstände besprochen worden sind, kann jetzt zur Kraftwirkung, also zur Bewegung der Lokomotive übergegangen werden, und zwar zur regelmäßigen Fortbewegung, während im folgenden Abschnitt die störenden Bewegungen und überhaupt die Gangart der Lokomotive behandelt werden sollen. Bei der Lokomotivfahrt sind drei Zustände zu unterscheiden:

Die In gang s e t z u n g und B e s c h l e u n i g u n g,  
der B e h a r r u n g s z u s t a n d und  
die V e r z ö g e r u n g bzw. das Halten.

#### A. Der Anzug.

**Das In gang s e t z e n der Lokomotiven.** Das eigentliche In gang s e t z e n, das Anziehen oder Anrücken aus der Ruhelage ist von der darauf folgenden Beschleunigung zu unterscheiden. Beim ersteren ist der Reibungswiderstand der Ruhe maßgebend, der von der bewegendenden Kraft zu überwinden ist. Wir haben bereits gesehen, daß die A n z u g s k r a f t  $Z$  nicht größer sein kann, als der Reibungswiderstand  $\mu A$  zwischen den Treibrädern und Schienen, wenn  $A$  den Reibungsdruck der Treib- und Kuppelachsen bezeichnet.

Wir haben ferner erkannt, daß die indizierte Zugkraft der Lokomotive zwischen weiten Grenzen liegt, so daß es nötig ist, wenn der Anzug sicher bewirkt werden soll, daß auch der kleinste Wert der Zugkraft  $Z_{\min}$   $\geq$  als der Gesamtwiderstand  $W$  ist.

Die b e w e g e n d e K r a f t  $P$  ist = dem Überschuß  $Z - W$  und muß also positiv sein.

Die am Kurbelzapfen eines Treibrades angreifende, vom Dampfkolben aus übertragene Dampfkraft zerlegt sich in eine gleich große und gleich gerichtete Kraft  $K$  an der Treibachswelle, die durch die entgegengesetzt gerichtete, gleich große Dampfkraft gegen den Zylinderdeckel aufgehoben wird und ein Kräftepaar, das die Treibachse zu drehen sucht und dessen Moment  $Tr = K \frac{\sin(\varphi - \psi) r}{\cos \psi}$ , Fig. 265, wenn  $T$  die am Umfang des Kurbelkreises wirkende T a n g e n t i a l k r a f t bezeichnet. Diese liegt zwischen den Grenzen 0 und  $\frac{K}{\cos \psi} = \frac{K}{\sin \varphi}$  für  $\varphi$  und  $\psi = 0$ , bzw.  $\varphi - \psi = \frac{\pi}{2}$ , wenn  $\text{tg } \psi = \frac{r}{l}$ .

Hieraus folgt, daß, zunächst abgesehen von der beschränkten Dauer der Dampfeinströmung, bei einer mit nur einem Triebwerk ausgerüsteten Lokomotive in zwei Lagen desselben der Anzug nicht möglich ist, so daß hierzu eine zweite Maschine unentbehrlich wird, die am zweckmäßigsten gegen die andere um  $90^\circ$  des Kurbelwinkels versetzt ist; denn hierdurch fällt der Nullwert auf der einen Seite immer mit der annähernd größten Kraftwirkung auf der anderen zusammen.

Hierdurch werden also die Grenzwerte der Anzugskraft geändert. Allgemein wird das bewegende K r a f t m o m e n t  $Tr = K(\sin \varphi + \cos \varphi)r$ , unter Vernachlässigung der endlichen Kurbelstangenlänge, bzw. des Winkels  $\psi$  und dieser Wert





bestehen in einer zweiten Dampfzuführung nach dem Niederdruckzylinder. Sie kann selbsttätig durch Kraftschluß, oder zwangsläufig von der Steuerung aus erfolgen und auch willkürlich durch die Hand des Lokomotivführers. Da die Dampfzuführung nach dem Niederdruckzylinder während der regelmäßigen Fahrt mit Verbundwirkung vom Hochdruckzylinder aus erfolgt, so bewirkt die einfache Dampfzuführung unmittelbar nach dem Niederdruckzylinder einen Rückdruck auf den Hochdruckkolben, so daß nur der Unterschied der beiderseitigen Kolbenkräfte  $\frac{\pi}{4}(d'^2 - d^2)p$  zur Wirkung kommt. Hierbei ist der ungünstigste Fall der, wenn der Dampf des Hochdruckzylinders bei ausgelegter Steuerung grade abgeschnitten wird; die einzige und ganze Anzugskraft ist dann  $= (K' \cos \varphi - K \sin \varphi) \frac{r}{R}$ , für  $\varphi$  als Supplementwinkel von  $\varphi_1$ , und wenn z. B.  $d'^2 = 2 \cdot d^2$  ist und  $\varepsilon_1 = 80\%$   $= \frac{\pi}{4} d^2 p (2 \cos \varphi - \sin \varphi) \frac{r}{R} = \frac{K r}{R} (2 \cdot 0,6 - 0,8) = 0,4 \frac{K r}{R}$ , demnach noch kleiner als unter gleichen Umständen bei der zweizylindrigen Zwillinglokomotive.

Man erkennt hieraus, daß die Anzugskraft einerseits wächst mit dem größten Füllungsgrad  $\varepsilon_1$ , der recht gut bis auf 80 und 85% gesteigert werden kann und andererseits mit dem Verhältnis  $\frac{d'^2}{d^2}$ , das auch größer als 2 gemacht werden kann und z. B. bei den amerikanischen Lokomotiven der *V a u c l a i n*-Bauart die Ziffer 3 erreicht.

Bei der obigen Berechnung wurde vorausgesetzt, daß die Spannung des dem Verbinder und Niederdruckzylinder zugeführten Frischdampfs der des Kessels gleich wird, was von der Größe des Zugangsquerschnitts abhängt, in der Regel aber infolge der unzureichenden Weite der Dampfleitung nur langsam geschieht. Wirksamer sind natürlich diejenigen, wenn auch vierteiligen Anfahrvorrichtungen und ziemlich verwickelten Bauarten, bei denen der Rückdruck auf den Hochdruckkolben durch eine vorläufige Absperrung beseitigt wird. Die indizierte Kolbenkraft ist dann allerdings  $= \frac{\pi}{4} d'^2 \cdot p$ , z. B.  $2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot p$ , also im allgemeinen doppelt so groß wie bei der Zwillinglokomotive.

#### Vierzylindrige Verbundlokomotiven.

Bei diesen ist zunächst die Anzugskraft in der Formel ebenso groß wie bei der zweizylindrigen Zwillinglokomotive, also

$$= \frac{\pi d^2}{4} \cdot p \frac{r}{R} (\sin \varphi + \cos \varphi)$$

und wenn in allen vier Zylindern Frischdampf zugeführt wird, bei vollständig gegenläufigen Triebwerken, mindestens

$$\frac{p r}{R} \left( \frac{\pi d'^2}{4} + \frac{\pi d^2}{4} \right) \cos \varphi,$$

also größer wie bei der zweizylindrigen Verbundlokomotive. Allein in Wirklichkeit wird diese Kraft durch die kleineren Zylinder wesentlich vermindert.

#### Versuche zur Feststellung der Anzugsfähigkeit der Lokomotiven.

Der Verfasser hat eine große Zahl von Versuchen, namentlich mit Verbundlokomotiven und verschiedenen Anfahrvorrichtungen ausgeführt; denn es stellte sich heraus, daß bei einigen Lokomotivbauarten, und zwar besonders bei den vierzylindrigen die Ingangsetzung und Beschleunigung der Züge ganz unzulänglich



war und Betriebsstörungen zur Folge hatte. Um einen Vergleichsmaßstab zu erlangen, sei zunächst die kleinste Anzugskraft der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Normal-Zwillingslokomotive berechnet; sie ist

$$Z = \frac{\pi d^2}{4} p \cdot \frac{r \cos \varphi}{R} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} \cdot 12 \cdot \frac{280}{865} \cdot \frac{80 - 50}{50} = \text{rund } 3 \text{ t,}$$

die bei einer bis zu 80% ganz ausgelegten Steuerung bekanntlich für den Anzug starker Personenzüge in der Regel anstandslos genügt. Legt man diese Kraft als geeigneten Vergleichswert zugrunde, so soll zunächst eine Rechnung aufgestellt werden, die dann durch Versuche einer Nachprüfung unterzogen werden kann.

Im praktischen Dienst muß beansprucht werden, daß eine Schnellzuglokomotive einen 40 Achsen starken Zug im Gewicht von  $40 \cdot 8 = 320 \text{ t}$  auf wagerechter Strecke auch dann mit Sicherheit in Bewegung setzen kann, wenn die Kuppelketten straff angezogen sind. Dies geschieht bei einer indizierten Zugkraft von 3 t, was einem mittleren Widerstand der Ruhe gegen den Anzug von  $\frac{3000}{320 + 80} = 7,5 \text{ kg/t}$  entspricht. Bei der zweizylindrigen Verbund-Schnellzug-Lokomotive ist die kleinste Anzugskraft

$$= \frac{\pi \cdot 46^2}{4} \cdot 12 \cdot \frac{300 \cdot 0,6}{990} = 3,6 \text{ t.}$$

Schließt aber der Hochdruckschieber ab und wirkt nur die Niederdruckmaschine mit der Kraft  $\frac{\pi \cdot 68^2}{4} \cdot p_r \cdot \frac{300 \cdot 0,6}{990}$ , so kommt es auf die Höhe des Verbinderdrucks  $p_r$  an. Die Anzugskraft ist dann bei der Ausschaltung des Rückdrucks auf den Hochdruckkolben nur dann der rechtsseitigen gleich, wenn die Bedingung  $p_r d'^2 = p d^2$  oder  $p_r \cdot 68^2 = 12 \cdot 46^2$  erfüllt ist, also der Druck im Verbinder und Niederdruckzylinder  $p_r = \frac{d^2}{d'^2} \cdot p = 0,46 \cdot 12 = 5,5 \text{ kg/qcm}$ , und die Kraft ist nur dann der oben berechneten normalen gleich, wenn

$$\frac{\pi \cdot 68^2}{4} \cdot p_r \cdot \frac{300 \cdot 0,6}{990} = 3000,$$

oder

$$p_r = \frac{3000}{3632 \cdot 0,3 \cdot 0,6} = 4,6 \text{ kg/qcm.}$$

Wird aber der Frischdampf dem Verbinder unmittelbar, ohne Abschaltung des Hochdruckzylinders zugeführt, so ist die Kraft nur

$$\begin{aligned} \frac{\pi \cdot d'^2}{4} \cdot p_r \cdot \frac{r}{R} \cdot \cos \varphi - \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_r \cdot \frac{r}{R} \cdot \sin \varphi &= \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_r \cdot \frac{r}{R} \cdot (d'^2 \cos \varphi - \sin \varphi) \\ &= \frac{\pi \cdot 46^2}{4} \cdot p_r \cdot 0,3 \left( \frac{68^2}{46^2} \cdot 0,6 - 0,8 \right) = 1662 \cdot 0,3 \cdot (2,185 \cdot 0,6 - 0,8) p_r \\ &= 498,6 \cdot 0,51 \cdot p_r = 254 \cdot p_r \end{aligned}$$

und daher nur dann der kleinsten rechtsseitigen Wirkung gleich, wenn dieser Wert

$$= \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p \cdot \frac{r}{R} \cdot \cos \varphi,$$

also wenn

$$p_r \left( \frac{d'^2}{d^2} \cos \varphi - \sin \varphi \right) = p \cos \varphi$$

oder das Verhältnis

$$\frac{p_r}{p} = c = \frac{1}{n - \operatorname{tg} \varphi}$$

und für  $\varepsilon_1 = 80\%$  oder  $\cos \varphi = \frac{3}{5} = 0,6$  und  $\sin \varphi = 0,8$ , also  $\operatorname{tg} \varphi = 1,333$

und 
$$c = \frac{1}{2,185 - 1,333} = 1,174$$

und 
$$p_r = c \cdot p = 1,174 \cdot 12 = 14,1 \text{ kg.}$$

Die Anzugskraft selbst ist = der normalen für

$$\frac{\pi \cdot 46}{4} \cdot p_r \cdot \frac{r}{R} \cdot (n \cos \varphi - \sin \varphi) = 254 \cdot p_r = 3000 \text{ kg,}$$

oder 
$$p_r = 11,8 \text{ kg/qcm,}$$

was auch bei genügendem Dampfzugangsquerschnitt ausführbar ist. In allen diesen Fällen muß daher der Anzug mit Sicherheit erfolgen, nur bei den vierzylindrigen Lokomotiven, die wesentlich kleinere Zylinder haben, ist das nicht der Fall.

Wenn z. B. bei einer vierzylindrigen Lokomotive mit Dampfzylindern von 340/560 und einem Kolbenhub = 640 mm in dem besprochenen ungünstigsten Fall der eine Hochdruckschieber den Dampf abschneidet, was bei einem Füllungsgrade von  $\varepsilon_1 = 80\%$  geschieht, so ist die Anzugskraft auf dieser Seite = 0 und auf der anderen

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot p \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{\varepsilon_1 - 50}{50} = \frac{\pi \cdot 34^2}{4} \cdot \frac{14 \cdot 320}{990} \cdot 0,6 = 2,465 \text{ t,}$$

also unzureichend.

**Anfahrventil.** Man erlangt aber schon dadurch eine genügende Anzugskraft, wenn, wie bei den Grafenstadener Lokomotivbauarten, Frischdampf durch ein Ventil, ohne besondere Anfahrvorrichtung, dem Verbinder und den Niederdruckzylindern zugeführt wird, wodurch sich die Anzugskraft bis auf

$$\begin{aligned} & \frac{\pi d'^2}{4} \cdot p \cdot \frac{r}{R} \cdot \cos \varphi - \frac{\pi d^2}{4} \cdot p \cdot \frac{r}{R} \cdot (\sin \varphi - \cos \varphi) \\ &= \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{p \cdot r}{R} [(n + 1) \cos \varphi - \sin \varphi] \text{ vergrößert,} \\ &= \frac{\pi \cdot 34^2}{4} \cdot \frac{14 \cdot 320}{990} \left[ \left( \frac{56^2}{34^2} + 1 \right) 0,6 - 0,8 \right] \\ &= 908 \cdot 14 \cdot 0,32 [(2,71 + 1) 0,6 - 0,8] = 5,801 \text{ t,} \\ &\text{also um} \quad = 5,801 - 2,465 = 3,336 \text{ t} \end{aligned}$$

unter der Voraussetzung, daß der treibende Frischdampf auf der einen Seite der Lokomotive abgeschnitten ist. Bei diesen Grafenstadener Lokomotiven, Bauart de Glehn, können aber die beiden Zylindergruppen des Hoch- und Niederdrucks durch einen einzigen Griff auch während der Fahrt voneinander so getrennt werden, daß in allen vier Zylindern mit Frischdampf und Zwillingwirkung gearbeitet werden kann, wodurch eine sehr starke Anzugskraft erreicht wird, nämlich mindestens

$$\frac{\pi}{4} (d^2 + d'^2) p \cdot \frac{r}{R} \cdot \cos \varphi,$$

wenn die eine Seite der Lokomotive unter dem ungünstigsten Kurbelwinkel abgesperrt ist, also

$$= \frac{\pi}{4} (34^2 + 56^2) \frac{14 \cdot 320}{990} \cdot 0,6 = (908 + 2463) \cdot 14 \cdot 0,32 \cdot 0,6 = 9 \text{ t.}$$

Bei anderen vierzylindrigen Lokomotiven ist der größte Füllungsgrad bei ganz ausgelegter Steuerung nicht immer 80%, sondern beträchtlich kleiner, oder die Anfahrvorrichtung ist selbsttätig so mit dem Regulator verbunden, daß dieser nicht ganz geöffnet werden darf, wodurch in beiden Fällen ein großer Teil der Anzugskraft verloren geht.



**Versuche.** Zur Bestätigung dieser Berechnungen sind umfassende Versuche zunächst auf wagerechter Strecke mit 40 Achsen starken Zügen ausgeführt und dabei mit verschiedenen Lokomotivbauarten in sämtlichen Kolbenstellungen nachgeprüft worden, ob und in welcher Zeit der Anzug bei straffen Kuppelketten bewirkt werden konnte. Bei den vierzylindrigen Lokomotiven wurden die Versuche bei allen Kolbenstellungen auf dreierlei Weise bewirkt:

1. nur mit den Hochdruckzylindern,
2. mit sofortiger vollständiger Öffnung des Anfahrventils und
3. mit Frischdampf in allen vier Zylindern.

**Anfahrvorrichtung.** Hierbei wurde auch eine einfache Vorrichtung des Verfassers ausprobiert, die kaum den hundertsten Teil einer gewöhnlichen Anfahrvorrichtung kostet. Sie besteht ebenfalls aus einer Zuführung des Frischdampfs zu den Niederdruckzylindern, aber nicht, wie bei der Grafenstädener Bauart durch ein Ventil, das dann wieder geschlossen werden muß, und auch nicht durch den Regulator, sondern, und zwar ebenfalls selbsttätig, durch den Hochdruckschieber

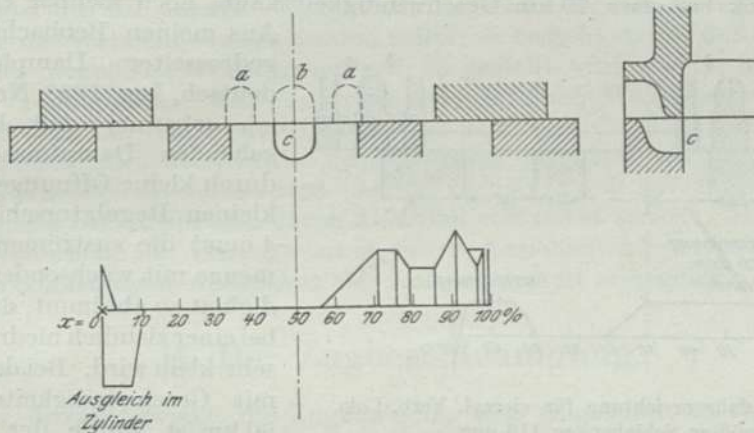


Fig. 266. Anfahrvorrichtung. Lineare Öffnungen nach dem Verbinder.

selbst, mittels einiger Zahnücken am Rande desselben, die sich wechselweise mit einer Einkerbung im Schieberroste decken, nach Fig. 266. Die ungünstigste Kurbelstellung entspricht, wie gesagt, dem Dampfabschluß im Hochdruckzylinder, worauf das zweite Minimum der verfügbaren Anzugskraft im toten Punkte folgt. Beim erten Minimum ist die Kraft = 0 und beim zweiten der Hebelarm  $r \sin \varphi$ , also in beiden Fällen das bewegende Kraftmoment  $Kr \sin \varphi$  ebenfalls = 0. Es muß daher beiderseits, innerhalb des Kurbelwinkels zwischen  $\varepsilon_1 = 80$  und 100%, wo das bewegende Kraftmoment = 0, oder wenig davon verschieden ist, für eine besondere Dampfzuführung nach dem Verbinder und Niederdruckzylinder gesorgt werden, dessen Kolben zur Kraftwirkung günstiger steht, und dies kann selbsttätig durch zwei Zahnücken, *a, a* geschehen, während für die vollkommene Schieberüberdeckung in der Nähe des mittleren Schieberstands die mittlere Zahnücke *b* bestimmt ist. *c* ist die Einkerbung am Rande des Schieberroste. Diese Einrichtung deckt sich also mit der Dampfzuführung durch ein Ventil und ist daher auch mit dem Nachteil des Rückdrucks auf den Hochdruckkolben verbunden, weshalb es zweckmäßig ist, einen Druckausgleich auf beiden Kolbenseiten durch zwei Bohrungen zwischen dem Zylinder und den Dampfkanälen zu bewirken. Wie in der Fig. 266 dargestellt ist, wird die Dampfzuführung nach dem Niederdruckzylinder auf den Kolbenwegen des Hochdruckzylinders  $x =$  von 0 bis 3,5 und von 56,5 bis



100% und die Umströmung des Kolbens auf dem Wege von 0 bis 10,5% hergestellt.

Mit dieser einfachsten Einrichtung kann ein 40 Achsen starker, straff gezogener Schnellzug in der Regel in Bewegung gesetzt werden; gelingt aber der Anzug aus irgendeinem besonderen Grunde ausnahmsweise dennoch nicht, was nur in der Kolbenstellungen zwischen 74 und 88% vorkommen kann, so braucht noch nicht, wie öfters bei anderen Lokomotiven, gleich ganz umgesteuert, sondern die Steuerung nur ein wenig, etwa bis zu 50%, zurückgelegt zu werden, wodurch ein Druckausgleich bewirkt wird; denn der Hochdruckschieber öffnet bei dieser Bewegung nach der Mitte zu die Muschel, wodurch infolge der negativen inneren Deckung von 3 bis 5 mm Länge ein Druckausgleich auf beiden Kolbenseiten hergestellt wird, während der Niederdruckschieber noch linear um mindestens 20 mm geöffnet bleibt. Das Anfahren kann also hierdurch erleichtert werden und nötigenfalls in der Weise geschehn, daß die Steuerung aus ihrer mittleren Lage zunächst nur bis etwa 50% und dann erst nach dem Anrücken ganz vorgelegt wird. Während des Ganges verschwindet die Einwirkung infolge der Dampfdrosselung in dem Grade, daß der Verbinderdruck bei etwa 70 km Geschwindigkeit kaum noch meßbar erhöht wird.

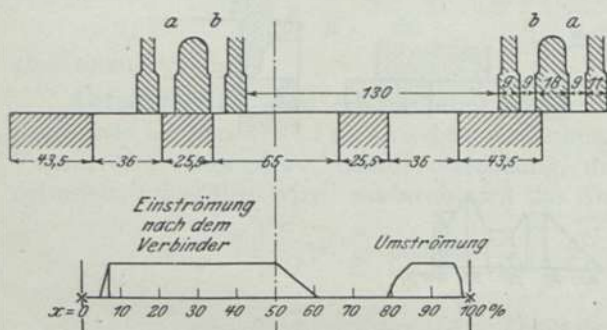


Fig. 267. Anfahrvorrichtung für vierzyl. Verb.-Lok.  
Größter Schieberweg 116 mm.

um 0,6 kg erhöht, vor dem Zuge bis zu 60% Füllung und 70 km Geschwindigkeit aber nur noch um 0 bis 0,2 kg. Ein Dampfverlust ist damit nicht verbunden, sondern nur eine geringe Ausschaltung von etwa 4% der Verbundwirkung, so daß einem etwaigen Mehrverbrauch an Dampf eine stärkere Lokomotivleistung gegenübersteht. Eine andere vom Verfasser vorgeschlagene Einrichtung gründet sich auf die Anwendung des *Trick* schen Kanals. Steht die Lokomotive bei ausgelegter Steuerung so ungünstig, daß der Dampf von dem einen H.-Zylinder entweder ganz abgeschnitten, oder der Krafthebelarm zu klein ist, so steht der Schieber auf der anderen Seite stets so weit von seiner mittleren Lage entfernt, daß nicht nur der unmittelbare Zutritt des Dampfes gestattet ist, sondern durch den erwähnten Kanal auch eine Verbindung mit dem Wege zum Verbinder oder den Niederdruckzylindern hergestellt werden kann. Fig. 267 zeigt diese Stellung, bei der der Kanal die Kante überschleift und den Zugang herstellt. Beim Zurücklegen der Steuerung nach der Anfahrt verschwindet diese Wirkung wieder. Auch diese Vorrichtung erfordert keinen einzigen Maschinenteil und wirkt vollkommen selbsttätig. Die Einströmung nach dem Verbinder durch den *Trick* schen Kanal *a*, der zwei Abzweigungen *b* erhält, erfolgt bei diesem Beispiel innerhalb der Grenzen des halben Schieberhubes von 41,5 mm und dem größten Ausschlag 58 mm bei ausgelegter Steuerung beiderseitig auf den Kolbenwegen von  $x = 4,5$  bis 60,5%, nach Maßgabe des Schieberwegs, und sie verschwindet wieder, wenn die Steuerung etwa bis zu 50% zurückgelegt wird.

Aus meinen Beobachtungen mit gedrosseltem Dampfe (Z. Ver. deutsch. Ing. 1898, Nr. 229) hatte ich erkannt, daß bei schnell gehenden Dampfmaschinen der durch kleine Öffnungen, wie beim kleinen Regulatorschieber (3 bis 4 qcm) die zuströmende Dampfmenge mit wachsender Geschwindigkeit so abnimmt, daß sie schon bei einer ziemlich niedrigen Grenze sehr klein wird. Bei der Leerfahrt mit Geschwindigkeiten bis zu 60 km/st wurde der Verbinderdruck bei dieser Einrichtung noch



Wird die Steuerung während der Fahrt dennoch weiter vorgelegt, so steigert sich mit dem Verbinderdruck der Dampfverbrauch und die Leistung der Lokomotive. Die Anordnung kann aber recht gut so getroffen werden, daß sie erst von einer größeren Füllung ab, etwa von 65% ab in Wirksamkeit tritt.

Schäfer hat den empfindlichen Nachteil der ersten vierzylindrigen Lokomotiven, Hannoverscher Bauart, dadurch vermindert, daß die Hochdruckzylinder durch eine Umströmung beim Anziehen gewissermaßen ausgeschaltet und bei den Niederdruckzylindern die Zwillingswirkung eingeleitet werden kann. Hierdurch verschwindet das negative Glied  $-\frac{\pi d^2}{4} \cdot p_r \cdot \frac{r}{R} \cdot \sin \varphi = 207 p_r$ , und z. B. für  $p_r = 7$  um 1,5 t. Diese Einrichtung hat nur den Nachteil, daß sie die schädlichen Räume vergrößert und die Umlaufrohre durch den Wasserschlag stark in Anspruch genommen werden.

Bei den oben erwähnten Anfahrversuchen ist ein straff gespannter Schnellzug von 40 Achsen Stärke zugrunde gelegt worden, was zwar vorkommen, aber in der Regel vermieden werden kann.

**Erleichterung des Anzugs.** Es gibt zur Erleichterung des Anzugs ein einfaches Hilfsmittel, das stets angewandt werden sollte; es besteht darin, daß ein einfahrender Zug, der demnächst weiter gehen soll, so gestellt wird, daß er sich durch Anziehen der Tenderbremse und Auflaufen der einzelnen Wagen etwas zusammendrückt, und auch die vorfahrende Lokomotive kann dies ebenfalls in geringem Maße durch schwaches Zurückstoßen des Gepäckwagens bewirken, wodurch der folgende Anzug ganz erheblich erleichtert wird. Anders verhält es sich auf starken Steigungen, wo der Zug sich beim Stillstand durch Ablaufen von selbst streckt. Hier ist es dann ganz unentbehrlich, die Ingangsetzung unter Anziehen der letzten Bremse und nach einem vorsichtigen Andrücken der Lokomotive zu ermöglichen.

## B. Die Zugbeschleunigung.

Ist der Anzug bewirkt, die Zugbewegung also eingeleitet, so erfolgt mit dem Kraftüberschuß eine Beschleunigung der Zugmasse, wobei drei Fälle zu unterscheiden sind. Die Beschleunigung erfolgt:

1. mit der größten verfügbaren Kraft, ohne Berücksichtigung der Nebenumstände,
2. mit unveränderter Dampfspannung im Kessel und
3. mit unveränderlichem Wasserstand im Kessel, also im Beharrungszustande der Dampferzeugung.

Im ersten Fall kann es eintreten, daß die Dampfspannung und der Wasserstand in dem Maße sinken, daß die fahrplanmäßige Weiterfahrt nicht mehr gesichert ist; im praktischen Dienst ist dies nicht zulässig. Bezeichnet in der Fig. 268 die Linie  $AB$  die größte indizierte Zugkraft  $Z_{max}$  der Lokomotive bei ausgelegter Steuerung als Funktion der Geschwindigkeit, so wird sie bei einem bestimmten Punkte  $C$  die erwähnte Grenze erreichen und die der Dampfentwicklung entsprechende Zugkraftkurve  $Z$  schneiden. Diese verläuft nach einer anderen Linie  $CD$ .

Vom Punkt  $C$  ab muß daher die Steuerung, der steigenden Geschwindigkeit entsprechend, immer weiter zurückgelegt werden, so daß für den praktischen Lokomotivdienst die Kenntnis der Abhängigkeit zwischen der Zuggeschwindigkeit  $v$  und dem Füllungsgrad  $\varepsilon$  unerlässlich ist. Bei neuen, noch nicht ausprobierten Lokomotiven regelt sich die Sache in der Wirklichkeit so, daß der Lokomotivführer die Dampfspannung und den Wasserstand bei zweckmäßigster Behandlung des Feuers fortwährend im Auge behält und sich hiernach mit der Steuerungsauslage richtet.



Bezeichnet nun

$Z$  die indizierte bewegende Zugkraft der Lokomotive,  
 $W$  den Gesamtwiderstand des Zuges,

den wir im vorigen Abschnitt kennen gelernt haben, so ist hieraus der Kraftüberschuß  $P$  als beschleunigende Kraft bekannt, die die Zugmasse  $M$  mit der Beschleunigung  $f = \frac{P}{M} = \frac{Z - W}{M}$  weiter befördert.

Selbst wenn der ursprüngliche Füllungsgrad  $\varepsilon$ , etwa bei ausgelegter Steuerung, beibehalten würde, so nähme  $Z$  dennoch mit wachsender Geschwindigkeit ab, und da der Widerstand  $W$  größer wird, so vermindert sich die beschleunigende Kraft  $P$  in doppeltem Maße und hierdurch auch die Beschleunigung  $f$ . Wir haben diese bereits beim Leerlauf der Lokomotive kennen gelernt, so daß es sich hier nur noch darum handelt, zu untersuchen, wie groß diese Beschleunigung bei einer Zugstärke ist, die der Lokomotivkraft entsprechend bei der nachfolgenden Fahrt beibehalten werden kann. Die größte Zugkraft der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten normalen Zwillingen-Personenzug-Lokomotive  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$ , Fig. 268, ist  $Z_m = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{2h}{\pi D} \cdot p_m = \frac{d^2 h}{D} p_m = 518 \cdot p_m$ , anfänglich =  $518 \cdot 10,5 = 5439$  kg. Sie nimmt während der Fahrt bis zum Punkte  $C$

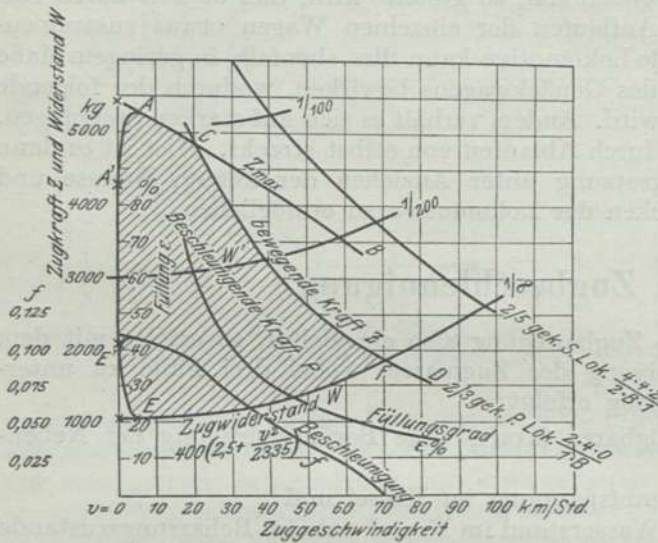


Fig. 268. Beschleunigende Kraft.

ab, wo bei einem Werte von  $Z_m = 4850$  kg die Steuerung bis auf 62% zurückgelegt werden muß und bei weiterer Zunahme der Geschwindigkeit noch mehr, und zwar nach der bildlichen Darstellung des Füllungsgrades  $\varepsilon$  als Funktion der Geschwindigkeit. Setzen wir auch bei diesem Beispiel wieder einen 40 Achsen starken Schnellzug voraus, mit einem Gewicht von  $G = 40 \cdot 8 = 320$  t, ferner einen Eigenwiderstand  $w$  des ganzen Zuges, einschließlich Lokomotive, nach der erfolgten Ingangsetzung desselben, =  $2,5$  kg/t, so kann die Zugbeschleunigung berechnet werden; sie ist anfangs

$$f = \frac{dv}{dt} = \frac{Z - W}{M} = \frac{Z - (G_1 + G) w}{(G_1 + G) 1000} = \frac{5439 - (80 + 320) 2,5}{400 \cdot 1000} \cdot 9,81 = 0,109 \text{ m/sek,}$$

für  $G_1 + G$  rund = 400 gerechnet, d. h. der Zug würde, wenn diese Beschleunigung erhalten werden könnte, eine Geschwindigkeit von beispielsweise 60 km/st nach  $\frac{60}{3,6 \cdot 0,109} = 153$  Sek. erreichen; allein dies wird, wie schon bemerkt, durch zwei Ursachen verhindert: Die Abnahme der Zugkraft zunächst bis 4850 kg bei 20 km Geschwindigkeit und die Zunahme des Widerstands bis auf  $400 \cdot 2,7 = 1080$  kg, so daß also die beschleunigende Kraft, wenn die Geschwindigkeit von 20 km erreicht ist, nur noch  $4850 - 1080 = 3770$  beträgt, also bereits um  $\frac{4439 - 3770}{4439} \cdot 100 = 15\%$  kleiner geworden ist. Die Beschleunigung ist dann nur noch



$$f = \frac{3770 \cdot 9,81}{400 \cdot 1000} = 0,093$$

und bei  $v = 40 \text{ km/st} = \frac{3250 - 400 \cdot 3,1}{400 \cdot 1000} \cdot 9,81 = 0,049,$

bei  $v = 60 \text{ km/st} = \frac{2360 - 400 \cdot 4,0}{400 \cdot 1000} \cdot 9,81 = 0,019,$

bis schließlich für  $v = 70 \text{ km/st}$  die beschleunigende Kraft  $P = 1850 - 400 \cdot 4,6$  erschöpft, daher auch die Beschleunigung  $f = 0$  und also bei dieser Geschwindigkeit der Beharrungszustand erreicht wird, in dem der Zug der Lokomotivkraft entsprechend weiter befördert werden kann. Dieser Punkt liegt da, wo sich die Kurven für  $Z$  und  $W$  schneiden. Während also einerseits die Lokomotivkraft im Augenblick des Anzugs, infolge ungünstiger Stellung des Triebwerks sich fast auf die Hälfte vermindern kann und andererseits der Widerstand, den die Masse ihrer Bewegung aus der Ruhelage entgegensetzt, unter Umständen doppelt so groß ist, gehen beide, Kraft und Widerstand, nachdem die Bewegung eingeleitet ist, sofort auseinander bis zu ihrem größten Unterschied bei etwa  $5 \text{ km}$  Geschwindigkeit und nähern sich hierauf erst allmählich wieder bei zunehmender Geschwindigkeit, bis sie im Beharrungszustand einander gleich werden. Die Ordinatenabstände der Fläche  $A'ACFE E'$ , die von den beiden Kurven für  $Z$  und  $W$  eingeschlossen ist, stellen daher die beschleunigende Kraft  $P$  der Lokomotive dar. Man erkennt auch aus dieser Figur sogleich die Steigerung der Lokomotivkraft, die erforderlich sein würde, wenn ein gewisser Zug, wie hier von  $40$  Achsen Stärke mit einer größeren Geschwindigkeit befördert werden sollte. Zu diesem Zweck ist auch die Zugkraftlinie der vierzylindrigen Verbund-Schnellzug-Lokomotive (Atlantik-Bauart) ebenfalls eingezeichnet; sie ergibt eine Geschwindigkeit von  $97 \text{ km/st}$  für die wagerechte Bahn. Ferner können auch schon aus dieser Figur die Verhältnisse beliebiger Steigungsgrade ermittelt werden; auf einer Steigung von  $n\%$  ist der Zugwiderstand

$$W' = (G_1 + G') (a + bv^2 + n),$$

z. B. für  $n = 5 (1/200) = 400 (a + bv^2 + 5) = W + 400 \cdot 5 = W + 2000 \text{ kg}$ .

Die Zugwiderstände  $W$  und  $W'$  werden daher durch parallele Kurven dargestellt. Derselbe Zug würde daher auf dieser Steigung durch eine  $2/3$  gekuppelte Lokomotive nur mit  $39 \text{ km}$  Geschwindigkeit befördert werden können. Soll aber auch auf dieser Steigung eine höhere Geschwindigkeit erreicht werden, z. B.  $70 \text{ km/st}$ , so muß die Zugstärke so bemessen werden, daß die Widerstandskurve mit  $W'$  zusammenfällt; es muß dann also

$$(G_1 + G) (a + bv^2) = (G_1 + G') (a + bv^2 + n)$$

oder  $G (a + bv^2) = G' (a + bv^2) + (G_1 + G') n$

oder  $G_1 + G' = \frac{(G_1 + G) (a + bv^2)}{a + bv^2 + n}$

z. B. für  $v = 70$  ist die Verhältnisziffer

$$\frac{a + bv^2}{a + bv^2 + n} = \frac{4,6}{4,6 + 5} = \frac{4,6}{9,6} = 0,48;$$

also  $G_1 + G' = 0,48 \cdot (G_1 + G) = 0,48 \cdot 400 = 192 \text{ t}$

und  $G' = 192 - 75 = 117 \text{ t}$ ,

oder etwa  $15$  Achsen zu  $8 \text{ t}$ . Wir werden bei den Fahrplanberechnungen im nächsten Kapitel hierauf zurückkommen.

### Versuche zur Bestimmung der Zugbeschleunigung.

Der Verfasser hat eine große Anzahl derartiger Versuche ausgeführt, und zwar:

1. bei Gelegenheit der Ausprobierung von verschiedenen Anfahrvorrichtungen und
2. bei den Leistungsversuchen mit verschiedenen Lokomotivbauarten.

Die ersteren wurden zunächst mit Schnell- und Güterzug-Lokomotiven auf  $\frac{1}{100}$  Steigung in folgender Weise ausgeführt.

Der Versuchszug bestand aus 30, bzw. 50 Achsen leerer Personenwagen, dessen Ingangsetzung bei den zwei der geringsten Anzugskraft entsprechenden Stellungen des Lokomotivtriebwerks erfolgte, also

- a) im hinteren toten Punkte der Hochdruckmaschine und
- b) nach Abschluß der hinteren Hochdruckfüllung.

Im ersten Fall war also der Hebelarm der bewegenden Kraft, im letzteren diese selbst bei der Hochdruckmaschine = 0, und der Anzug wurde einzig und allein mit Hilfe der Anfahrvorrichtung durch die Niederdruckmaschine bewirkt, und zwar:

- bei normalem Stand des Kesselwassers,
- ganz geöffnetem Regulator,
- ausgelegter Steuerung,
- mit Zwillingswirkung nach erfolgter Ingangsetzung und
- bei straffen Kuppelungen.

Hierbei wurden folgende Beobachtungen und Feststellungen bewirkt:

- der Zeitverlust  $t_0$  von dem Augenblick der Öffnung des Regulators bis zum Anrücken des Zuges,
- die Zeit  $t$  von da ab bis der Zug die Geschwindigkeit 20 bzw. 50 km/st erreicht hatte,
- die Geschwindigkeit während der Fahrt von 5 zu 5 Sekunden durch einen stetig zeigenden Geschwindigkeitsmesser,
- die indizierte Zugkraft, berechnet aus den Indikatordiagrammen während des ganzen Versuchs von Anfang bis Ende,
- die effektive Zugkraft am Tender wurde durch einen Dynamometer gemessen, der Wasserverbrauch,
- die Dampfspannung im Kessel und Verbinder und
- der Widerstand gegen das Durchströmen des Dampfes durch die Anfahrvorrichtung.

Bei sämtlichen Versuchen wurde auf der vorliegenden Versuchsstrecke Sand gestreut.

Zunächst sei bemerkt, daß die Ergebnisse für die beiden Triebwerkslagen  $a$  und  $b$  nicht sehr verschieden sind; der Erfolg bei  $b$  (Dampfabschluß) war nur um etwa 3% ungünstiger. Fig. 269 zeigt die Beschleunigungskurve bei einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  mit 30 Achsen zu 6,5 = 195 t mittels der Dultz'schen Anfahrvorrichtung aus der ungünstigsten Triebwerkslage.

|  |                            |
|--|----------------------------|
| Der Überdruck im Kessel war . . . . .        | $p = 11,5 \text{ kg/qcm,}$ |
| der Füllungsgrad . . . . .                   | $\epsilon = 76\%,$         |
| der Überdruck im Verbinder anfangs . . . . . | $p_r = 8 \text{ kg}$       |
| und am Schluß des Versuchs . . . . .         | 6,8 kg.                    |



Die indizierte Zugkraft der Lokomotive ist

$$Z = \frac{u}{2} \cdot p_{m1} = \frac{650}{2} \left( p_m + \frac{d'^2}{d^2} \cdot p_m' \right).$$

Für die Zwillingswirkung und die Geschwindigkeit  $v = 0$  und 20 km war für den Hochdruckzylinder  $p_m = 10,0$  und 9,1 kg, für den Niederdruckzylinder  $p_m' = 7,0$  und 5,4 kg, also für die indizierte Zugkraft

$$= 325 (10,0 + 2,185 \cdot 7,0) = 8223 \text{ kg}$$

und  $325 (9,1 + 2,185 \cdot 5,4) = 6780 \text{ kg}$ .

Der ganze Widerstand des Eisenbahnzugs war

$$\begin{aligned} W &= (G_1 + G) (a + b v^2 + n) \\ &= (75 + 195) \left( 3,0 + \frac{v^2}{1850} + 10 \right), \end{aligned}$$

daher für  $v = 0$ , unmittelbar nach dem Anrücken  $= 270 \cdot 13 = 3510 \text{ kg}$  und für  $v = 20 = 270 \cdot 13,2 = 3564 \text{ kg}$  und daher die beschleunigende Kraft

$$P = Z - W = 8223 - 3510 = 4713,$$

bzw.  $6780 - 3564 = 3216 \text{ kg}$  und die Beschleunigung

$$f = \frac{P}{M} = \frac{P \cdot g}{(G_1 + G) 1000} = \frac{P \cdot 9,81}{270 \cdot 1000} = \frac{P}{27520} = 0,17 \text{ bzw. } 0,117.$$

Da nun die trigonometrische Tangente der Beschleunigungskurve

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{dv}{dt} = 3,6 \cdot \frac{dv}{dt} = 3,6 f,$$

so ist diese  $= 0,612$  bzw.  $0,421$ ,

was auch einigermaßen mit den unmittelbaren Versuchsergebnissen übereinstimmt. Der zurückgelegte Weg war  $s = 109 \text{ m}$ .

#### Berechnung der Beschleunigungskurve.

Es ist

$$P = Z - W = A - Bv - (G_1 + G) (a + b v^2 + n) = M f = \frac{(G_1 + G) 1000}{g \cdot 3,6} \cdot \frac{dv}{dt},$$

indem für die indizierte Zugkraft bis zu  $v = 20 \text{ km}$  Geschwindigkeit eine lineare Funktion zugrunde gelegt wird. Ziffernmäßig lautet dann die Bewegungsgleichung

$$\begin{aligned} 8223 - 72 \cdot v - (75 + 195) \left( 3 + \frac{v^2}{1850} + 10 \right) &= 4713 - 72 \cdot v - 0,146 \cdot v^2 \\ &= \frac{(75 + 195) 1000}{9,81 \cdot 3,6} \cdot \frac{dv}{dt} = 270 \cdot 28,3 \cdot \operatorname{tg} \varphi = 7641 \cdot \frac{dv}{dt}, \end{aligned}$$

so daß

$$\frac{dv}{dt} = \frac{4713 - 72 \cdot v - 0,146 \cdot v^2}{7641} = 0,62 - \frac{v}{106} - \frac{v^2}{52335} \text{ ist,}$$

z. B. für  $v = 0$ ,  $= 0,62$  und für  $v = 20$ ,  $= 0,62 - 0,19 - 0,01 = 0,42$ .

Hiernach kann auch das Glied mit  $v^2$  vernachlässigt und also die allgemeine Bewegungsgleichung

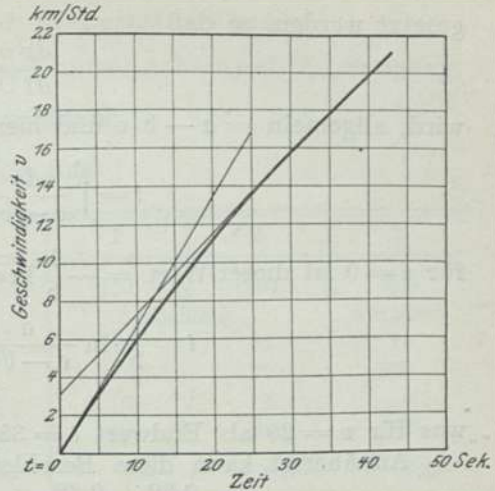


Fig. 269. Anfahr- und Beschleunigungsversuche.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  mit 30 Achsen  $\times 6,5 = 195 \text{ t}$  auf  $\frac{1}{100}$  Steigung.  $G_1 = 80 \text{ t}$ . Dultzsches Anfahrventil. Zwillingswirkung.

$$A - Bv - (G_1 + G)(a + n) = \frac{(G_1 + G) 1000}{g \cdot 3,6} \cdot \frac{dv}{dt}$$

gesetzt werden, so daß

$$\frac{dv}{dt} = 0,62 - \frac{v}{103}$$

wird, allgemein  $= a - b \cdot v$  und hiernach

$$t = \int \frac{dv}{a - bv} = -\frac{1}{b} \Big|_{v=0}^{v=20} \ln(a - bv)$$

für  $v = 0$  ist dieser Wert  $= -\frac{1}{b} \ln a$  und daher das bestimmte Integral

$$t = \frac{1}{b} \cdot \ln \frac{a}{a - bv} = 103 \cdot \ln \left( \frac{0,62}{0,62 - \frac{v}{103}} \right)$$

was für  $v = 20$  als Endwert  $t = 38,6$  Sek. ergibt, (tatsächlich 40).

Annähernd kann diese Beschleunigungszeit auch aus dem Durchschnitt der Beschleunigungen  $= \frac{0,62 + 0,42}{2} = 0,52$  ermittelt werden; denn unter dieser Voraussetzung ist  $t = \frac{v}{f} = \frac{20}{0,52} = 38,5$  Sek.

Das Anrücken des Zuges erforderte 3 Sekunden, der Wasserverbrauch war 100 kg; die Treibachsen schleuderten in der Regel zweimal, was auch zu erwarten war, da der Adhäsionskoeffizient beim Anfahren  $\mu = \frac{8223}{30000} = 0,27$ , also größer als  $\frac{1}{4}$  war. Gleichzeitig ergab sich hieraus, daß der Reibungskoeffizient zwischen Rad und Schiene durch Sandstreuen nicht viel über  $\frac{1}{4}$  gesteigert werden kann.

Der Widerstand des Dampfes beim Durchströmen der Anfahrvorrichtung von 170 mm Kolbendurchmesser war 17 cm Quecksilbersäule. Die Versuche wurden dann an derselben Lokomotive, aber mit einer Anfahrvorrichtung derselben Bauart von 200 mm Weite angestellt, bei der nur ein Widerstand von 11 cm beobachtet wurde, und die Beschleunigung erfolgte etwas kräftiger, indem die Endgeschwindigkeit schon nach 35 Sekunden erreicht wurde.

Ferner sind diese Versuche in derselben Weise auch mit einer normalen  $\frac{3}{3}$  gekuppelten Verbund-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$  mit 50 Achsen bis zu 15 km Geschwindigkeit ausgeführt worden, die zu ähnlichen Ergebnissen geführt haben.

Die Durchschnittswerte aus mehreren Vergleichsversuchen waren:

a) mit der Dultzschen Vorrichtung von 170 mm Weite die folgenden:

Wegstrecke  $s = 116$  m,

Zeit zum Anrücken  $t_0 = 6$  Sek.,

Fahrzeit bis  $v = 15$ ,  $t = 38$  Sek.,

Beschleunigung  $f = \frac{v \text{ km/st}}{t \text{ Sek.}} = 0,4$ ,

Wasserverbrauch  $m = 103$  kg,

Widerstand für  $v = 40$  km  $= 17$  cm Hg;

b) mit der 200 mm weiten Anfahrvorrichtung, siehe Zahlentafel 33;

c) ferner wurden Vergleiche zwischen der Zwillings- und Verbundwirkung bei der Zugbeschleunigung angestellt, indem nach 8 km Geschwindigkeit die Verbundwirkung eingeleitet wurde, und zwar mit den in der Spalte 3 der Zusammenstellung angeführten Werten.



## Zahlentafel 33.

Beschleunigungsversuche mit Eisenbahnzügen.  
 $\frac{2}{3}$ gekuppelte Verbund-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$  mit 50 Achsen auf  $\frac{1}{100}$  Steigung.  
 Dultzsche Anfahrvorrichtung.  
 $G_1 = 70 \text{ t}; u = \frac{d^2 h}{D} = 1000.$

|                                       |               |         | 1        | 2   | 3       |
|---------------------------------------|---------------|---------|----------|-----|---------|
| Weite der Anfahrvorrichtung . . . . . |               | m/m     | 170      | 200 | 200     |
| Zwillings- oder Verbundwirkung        |               |         | Zwilling |     | Verbund |
| Endgeschwindigkeit . . . . .          | $v$           | km/st   | 15       | 15  | 15      |
| Wegstrecke . . . . .                  | $s$           | m       | 116      | 92  | 225     |
| Zeit zum Anrücken . . . . .           | $t_0$         | Sek.    | 6        | 4   | 4       |
| Fahrzeit . . . . .                    | $t$           | Sek.    | 38       | 30  | 62      |
| Beschleunigung . . . . .              | $\frac{v}{t}$ | km/sek. | 0,4      | 0,5 | 0,25    |
| Wasserverbrauch . . . . .             | $m$           | kg      | 103      | 116 | 118     |
| Widerstand für $v = 50$ . . . . .     | $w$           | cm Hg   | 17       | 11  | 9       |

Das Schleudern war hierbei nur halb so stark, aber hiervon abgesehen erscheint es viel zweckmäßiger, die Zwillingswirkung wenigstens für die erste halbe Minute aufrecht zu erhalten, da hierdurch die Wirkung verdoppelt wird. Dies spricht auch gegen die selbsttätigen Anfahrvorrichtungen, weil sie in der Regel die Verbundwirkung viel zu frühzeitig herstellen, so daß die beschleunigende Kraft stark verringert wird.

### Beschleunigungsversuche auf wagerechter Strecke.

Ferner habe ich auch mit  $\frac{2}{5}$  gekuppelten, vierzylindrigen Verbund-Schnellzug-Lokomotiven  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  und vier verschiedenen Zugstärken Anfahr- und Beschleunigungsversuche mit unveränderlichen Füllungsgraden und 20, 40, 60 und 100 Achsen angestellt. Fig. 270 und die Zahlentafel 34 enthalten die näheren Angaben. Das erste Anfahren erfolgte mit den in der Zahlentafel angegebenen Füllungsgraden, mit Ausnahme der ersten beiden Zugstärken, die mit diesen Füllungen aus der Ruhelage nicht in Bewegung gesetzt werden konnten und daher, wenn auch nur für einen Augenblick eine größere Füllung zur Anwendung kommen mußte. Im übrigen wurde aber auch bei diesen Zugstärken, nachdem die Bewegung eingeleitet war, der betreffende Füllungsgrad von 38,5 bzw. 44,5% beibehalten. Die erlangten Beschleunigungen sind in der Zahlentafel angegeben.

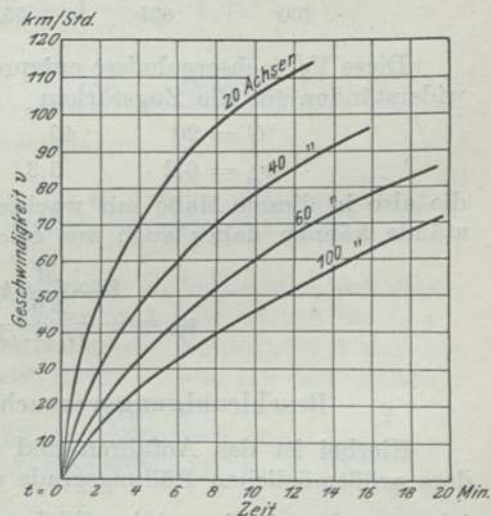


Fig. 270. Beschleunigung der Züge.

| Zugstärke |        | Füllungsgrad $\epsilon$ | Zugbeschleunigung $f$ nach d. 1. Min. km/st v/t Min. |
|-----------|--------|-------------------------|--|
| Achsen    | Tonnen | %                       |  |
| 20        | 164    | 38,5                    | 34   |
| 40        | 333    | 44,5                    | 20   |
| 60        | 500    | 46,1                    | 12   |
| 100       | 631    | 53,3                    | 8  |

## Zahlentafel 34.

## Beschleunigungsversuche mit Eisenbahnzügen.

$\frac{2}{5}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$   
mit 20 bis 100 Achsen auf wagerechter Bahn.

$$G_1 = 95 \text{ t}; u = \frac{d^2 h}{D} = 375.$$

| Achsen | Zugstärke     |  | Füllung<br>$\varepsilon$<br>% | Geschwindigkeit<br>$v$<br>km/st | Zeit<br>$t$<br>Sek. | Beschleunig.<br>$f = 28,3 \text{ tg } \varphi$<br>km/Sek. |
|--------|---------------|--|-------------------------------|---------------------------------|---------------------|---|
|        | $G$<br>Tonnen |  |                               |                                 |                     |   |
| 20     | 164           |  | 38,5                          | 0                               | 0                   | 1,11  |
| 20     | 164           |  | 38,5                          | 30                              | 54                  | 0,33  |
| 20     | 164           |  | 38,5                          | 60                              | 174                 | 0,21  |
| 20     | 164           |  | 38,5                          | 90                              | 396                 | 0,10  |
| 20     | 164           |  | 38,5                          | 120                             | 1140                | 0,00  |
| 40     | 333           |  | 44,5                          | 0                               | 0                   | 0,42  |
| 40     | 333           |  | 44,5                          | 30                              | 114                 | 0,16  |
| 40     | 333           |  | 44,5                          | 60                              | 360                 | 0,10  |
| 40     | 333           |  | 44,5                          | 90                              | 792                 | 0,05  |
| 60     | 500           |  | 46,1                          | 0                               | 0                   | 0,125   |
| 60     | 500           |  | 46,1                          | 30                              | 216                 | 0,10  |
| 60     | 500           |  | 46,1                          | 60                              | 600                 | 0,06  |
| 60     | 500           |  | 46,1                          | 90                              | 1380                | 0,013   |
| 100    | 631           |  | 53,3                          | 0                               | 0                   | 0,13  |
| 100    | 631           |  | 53,3                          | 30                              | 318                 | 0,065   |
| 100    | 631           |  | 53,3                          | 60                              | 900                 | 0,045   |

Diese Versuchsergebnisse entsprechen z. B. für  $v = 60$  km den mittleren Eigenwiderständen für die Zugstärken

$$G = 20 \quad 40 \quad 60 \quad \text{und} \quad 100 \text{ Achsen,}$$

$$w_m = 6,2 \quad 5,3 \quad 4,3 \quad \text{,,} \quad 4,1 \text{ kg/t,}$$

die also in diesem Maße mit wachsender Zugstärke kleiner werden. Diese Widerstände können daher auch aus solchen Versuchen ermittelt werden; denn es ist

$$w_m = \frac{Z - \frac{M}{3,6} \cdot \text{tg } \varphi}{G_1 + G} = \frac{Z}{G_1 + G} - 28,3 \cdot \text{tg } \varphi.$$

## Beschleunigungsversuche bei größter Lokomotivleistung.

Hierbei ist das Anfahren und die Beschleunigung mit aller Kraft, also mit dem größtmöglichen Füllungsgrade erfolgt. Als Beispiele seien hier zwei Schnellfahrversuche mit einer Atlantiklokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  und 20 bzw. 40 Achsen auf wagerechter Strecke betrachtet. Fig. 271 zeigt die Beschleunigungskurven, deren Berechnung nachstehend versucht werden soll.

Die indizierte Zugkraft der Lokomotive kann durch die Formel

$$Z = A - Bv + Cv^2 = 8300 - 85 \cdot v + 0,27 \cdot v^2$$

ausgedrückt werden, und der Zugwiderstand ist

$$W = (G_1 + G) (a + bv^2) = (95 + 156) \left( 3,5 + \frac{v^2}{2250} \right) = 879 + 0,112 \cdot v^2 \text{ bei } 5,$$



bzw.  $= (95 + 318) \left( 2,5 + \frac{v^2}{2335} \right) = 1033 + 0,177 \cdot v^2$  bei 10 vierachsigen Wagen.

$$Mf = \frac{(G_1 + G) 1000}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{dv}{dt} = 28,3 (G_1 + G) \frac{dv}{dt} = 7103 \frac{dv}{dt}, \text{ bzw. } 11688 \cdot \frac{dv}{dt}.$$

Für den Beharrungszustand ist  $f = \frac{dv}{dt} = 0$ , so daß die Bedingung

$$P = Z - W = A - Bv_1 + Cv_1^2 - (G_1 + G) (a + bv_1^2) = 0$$

erfüllt wird. Hiernach ergeben sich die endgültigen Beharrungsgeschwindigkeiten aus den quadratischen Gleichungen

$$8300 - 85 \cdot v_1 + 0,27 \cdot v_1^2 - (879 + 0,112 \cdot v_1^2) = 0$$

und

$$8300 - 85 \cdot v_1 + 0,27 \cdot v_1^2 - (1033 + 0,177 \cdot v_1^2) = 0$$

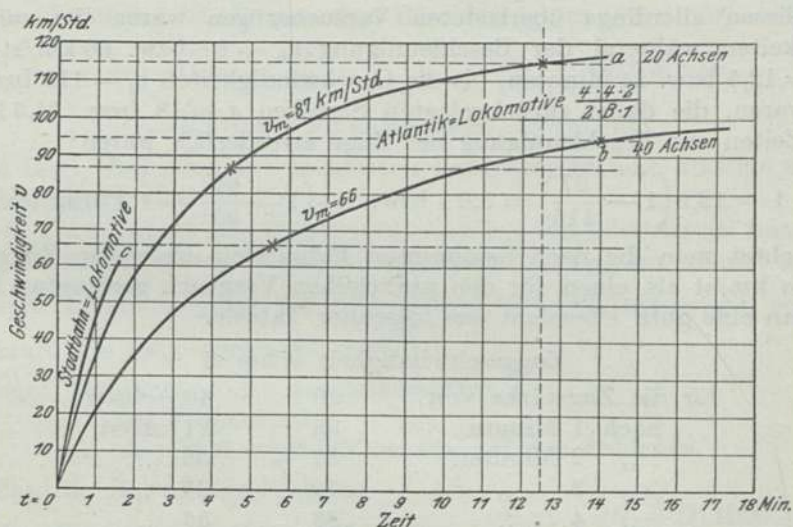


Fig. 271. Beschleunigungsversuche.

und zwar  $v_1 = 110$  km für 20 Achsen und  $= 96$  km für 40 Achsen, die zwar anfangs infolge einer kurzen Gefällstrecke etwas überschritten wurden, schließlich aber mit den Versuchen ziemlich gut übereinstimmen.

Um aber auch die Zeiten  $t_1$  und die Beschleunigungen zu bestimmen, soll eine Vereinfachung der Rechnung versucht werden. Es sei auch hier wieder für  $\operatorname{tg} \varphi$  eine lineare Funktion  $= a - bv$  vorausgesetzt und sollen die Konstanten  $a$  und  $b$  aus den wirklichen Endwerten für  $Z$ ,  $W$  und  $\operatorname{tg} \varphi$ , also für  $v = 0$  und  $110$  bzw.  $96$  km empirisch bestimmt werden.

Für sehr kleine Geschwindigkeiten kann die indizierte Zugkraft dieser Lokomotiven nur  $= 7500$  kg gesetzt werden; so daß die Anfangswerte für  $\operatorname{tg} \varphi$

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{7500 - 251 \cdot 3,5}{7103} = 0,93$$

und

$$= \frac{7500 - 413 \cdot 2,5}{11688} = 0,55$$

werden; hiernach würde

$$\operatorname{tg} \varphi = 0,93 - b \cdot 110 = 0 \text{ bzw. } 0,55 - b \cdot 96 = 0$$

zu setzen sein, woraus sich die Formeln

$$\operatorname{tg} \varphi = 0,93 - \frac{v}{118} \quad \text{bzw.} \quad 0,55 - \frac{v}{175}$$

und die folgenden Rechnungswerte ergeben:

| Zugstärken | Geschwindigkeit $v =$ |      |      |       |
|------------|-----------------------|------|------|-------|
|            | 0                     | 50   | 70   | 90 km |
| 20 Achsen  | 0,93                  | 0,51 | 0,44 | 0,17  |
| 40 „       | 0,55                  | 0,26 | 0,15 | 0,04  |

während tatsächlich die Werte meist etwas kleiner sind, nämlich bzw.

|      |      |      |      |
|------|------|------|------|
| 0,80 | 0,40 | 0,30 | 0,14 |
| 0,57 | 0,26 | 0,09 | 0,03 |

was aber auch zum Teil dadurch erklärlich erscheint, daß die Strecke nicht genau horizontal war, sondern kleine, unbedeutende Gefällwechsel und Bahnkrümmungen enthielt.

Bei diesen allerdings überlasteten Versuchszügen waren die mittleren Geschwindigkeiten während der Beschleunigung  $v_m = 87$  bzw. 66 km/st; die Fahrzeiten  $t_1 = 12,5$  bzw. 14 Minuten, bis die Geschwindigkeiten  $v_1 = 115$  bzw. 95 km/st erreicht waren, die dabei zurückgelegten Strecken  $s = 18$  bzw. 14,5 km, so daß folgende Zeiten zur Beschleunigung der Züge erforderlich waren:

$$t = 12,5 \left( 1 - \frac{87}{115} \right) = 3,0 \quad \text{bzw.} \quad 14 \left( 1 - \frac{66}{95} \right) = 4,3 \text{ Minuten.}$$

Betrachtet man die nach bestimmten Fahrzeiten erreichten Zuggeschwindigkeiten  $v$  in km/st als einen für den praktischen Vergleich geeigneten Maßstab, so erlangt man eine gute Übersicht aus folgender Tabelle.

| Zuggeschwindigkeit $v$ km/st |     |           |
|------------------------------|-----|-----------|
| für die Zugstärke von        | 20  | 40 Achsen |
| nach 1 Minute                | 35  | 21 km/st  |
| „ 2 Minuten                  | 57  | 36 „      |
| „ 3 „                        | 72  | 47 „      |
| „ 4 „                        | 83  | 56 „      |
| „ 5 „                        | 91  | 63 „      |
| „ 6 „                        | 97  | 68 „      |
| „ 7 „                        | 104 | 75 „      |
| „ 8 „                        | 106 | 78 „      |
| „ 9 „                        | 108 | 82 „      |
| „ 10 „                       | 111 | 85 „      |
| „ 20 „                       | 120 | 99 „      |
| „ 25 „                       | —   | 102 „     |

### Zugbeschleunigung auf Stadt- und Straßenbahnen.

Ist das schnelle und sichere Ingangsetzen der Züge im Eisenbahnverkehr überhaupt höchst wünschenswert, so ist es auf Bahnen verkehrsreicher Städte geradezu unentbehrlich, so daß die schnellste Zugfolge gesichert und alles aufgeboten werden muß, den dichtesten Verkehr ohne Störung durchzuführen. In diesem Streben hat sich die Frage erhoben, ob es möglich sein wird, den stärksten Verkehr in voller Ordnung und Regelmäßigkeit noch mit Dampflokomotiven durchzuführen, oder ob zum elektrischen Betrieb übergegangen werden muß. Ohne hier auf die Vorzüge und Nachteile desselben einzugehen, sei nur derjenige des elektrischen Betriebs erwähnt, der im vorliegenden Fall auch allein maßgebend ist, d. i. der Fortfall eines mit zu bewegenden Motorgewichts, da zweifellos alle übrigen Anforderungen auch durch den Dampfbetrieb erfüllt werden können.



Die im vorigen Beispiel bei den Schnellfahrversuchen erreichten Beschleunigungen würden hier allerdings nicht genügen; sie können aber ganz sicher durch Dampflokomotiven noch wesentlich erhöht werden. Schon die Versuche des Verfassers mit einer  $\frac{3}{3}$  gekuppelten Normal-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0.6 \cdot 0}{C}$  auf  $\frac{1}{100}$  Steigung liefern diesen Nachweis. Die bei 50 Achsen = 326 t Zuggewicht nach  $\frac{1}{2}$  Minute erreichte Geschwindigkeit von  $v = 15$  km/st entspricht einer Zugbeschleunigung von  $\frac{15}{30} = 0,5$  km/sek = 0,14 m/sek.

Die auf wagerechter Bahn zu erreichende Beschleunigung berechnet sich aus der Formel

$$f = \frac{dv}{dt} = \frac{Z - W - M g \cdot n}{M} = \frac{Z - W}{M} - g n.$$

Der erste Summand ist die gesuchte Beschleunigung  $f_0$  auf  $\frac{1}{\infty}$ , also ist diese

$$= f + g n = 0,14 + \frac{9,81}{100} = 0,14 + 0,0981 = 0,24 \text{ m/sek,}$$

$$f_0 = 3,6 \cdot 0,24 = 0,86 \text{ km/sek} = 52 \text{ km/min.}$$

Hieraus folgt, daß man mit geeigneten Lokomotiven eine kräftige und anhaltende Beschleunigung erzielen kann.

Soll z. B.  $f$  wenigstens als Anfangswert = 1 km/sek oder die als festzusetzende größte Zuggeschwindigkeit  $v = 60$  km/st etwa nach  $1\frac{1}{2}$  Minuten erreicht werden, was einer mittleren Beschleunigung von  $f = \frac{1}{5,4} = 0,19$  m/sek entspricht, so kann die Lokomotivkraft wie folgt berechnet werden.

Bezeichnet  $G_1$  das Gewicht der Lokomotive,  
 $G$  das Zuggewicht,  
 $\mu$  den Reibungskoeffizienten auf den Schienen,

so erhält man die Bewegungsgleichung

$$P = Z - W = 0,8 \cdot \mu G_1 1000 - (G_1 + G) w_m = M f = \frac{(G_1 + G) 1000}{g} \cdot \frac{dv}{dt};$$

indem die Lokomotive als vollständig gekuppelte Tenderlokomotive vorausgesetzt und die mittlere Zugkraft während der Beschleunigung vorläufig = 0,8 der Adhäsion gesetzt wird. Hieraus ergibt sich das Verhältnis zwischen der Zuglast und dem Gewicht des Wagenzugs

$$\frac{G_1 + G}{G_1} = \frac{0,8 \cdot 1000 \cdot \mu}{w_m + \frac{1000}{g} \cdot f}$$

und das Verhältnis zwischen letzterem zum Lokomotivgewicht

$$\frac{G}{G_1} = \frac{0,8 \cdot 1000 \cdot \mu}{w_m + \frac{1000}{g} \cdot f} - 1.$$

Wird z. B.  $\mu = \frac{1}{3}$  gesetzt,  $w_m$  als Durchschnittswert für die Geschwindigkeit von  $v = 0$  bis 60 km mit Berücksichtigung, daß die Stadtbahn-Lokomotiven und -Wagen wegen des öfteren Anfahrens die in dieser Beziehung zweckmäßigste Bauart und also auch den geringsten Eigenwiderstand erhalten müssen, = 3,5 kg/t, so ist unter der Annahme einer Zugbeschleunigung von 0,19 m/sek

$$\frac{G}{G_1} = \frac{0,8 \cdot 1000 \cdot \frac{1}{3}}{3,5 + \frac{1000}{9,81} \cdot 0,19} - 1 = 4,8.$$

Das Zuggewicht  $G$  darf daher das 4,8 fache des Lokomotivgewichts  $G_1$  nicht überschreiten, woraus bei Annahme eines 300 t schweren Wagenzugs sich ein Lokomotivgewicht von  $G_1 = \frac{G}{4,8} = \frac{300}{4,8} = 62,5$  t ergibt.

Hiernach würde eine  $\frac{4}{4}$  gekuppelte kurvenbewegliche Tenderlokomotive  $\frac{0,8 \cdot 0}{D}$  mit einem Gewicht von  $4 \cdot 16 = 64$  t dann ausreichen, wenn der Adhäsionskoeffizient  $\mu$  den Wert

$$\left(1 + \frac{G}{G_1}\right) \left(\frac{w_m}{1000} + \frac{f}{0,8 \cdot g}\right) = \left(1 + \frac{300}{64}\right) \left(\frac{3,5}{800} + \frac{0,19}{0,8 \cdot 9,81}\right) = 0,16 = \frac{1}{6,25}$$

nicht unterschreitet.

Es erscheint übrigens bei diesem Lokomotivdienst unerlässlich, die Anzugsfähigkeit durch die vollkommensten Einrichtungen, wie selbsttätig mit dem Regulator verbundene Sandstreuvorrichtungen und Bremsbetätigungen, zu sichern.

Im folgenden soll nun versucht werden, die Beschleunigungskurve einer solchen  $\frac{4}{4}$  gekuppelten, zweizylindrigen Zwilling-Tender-Lokomotive  $\frac{0,8 \cdot 0}{D}$  zu bestimmen. Die verlangte Leistung würde erreicht werden, wenn die Lokomotive die folgenden Abmessungen erhielt.

|                     |              |
|---------------------|--------------|
| Kolbendurchmesser   | $d = 500$ mm |
| Kolbenhub           | $h = 650$ „  |
| Treibraddurchmesser | $D = 1600$ „ |

so daß die Wertziffer  $u = \frac{d^2 h}{D} = \frac{50^2 \cdot 0,65}{1,6}$  etwa = 1000 sein würde.

Bei einer größten Füllung in der Steuerungsauslage von  $\varepsilon_1 = 80\%$  ist dann die mittlere effektive Dampfspannung in den Zylindern bei 12 Atm. Kesselüberdruck  $p_m = 10,75$  kg/qcm, also die Zugkraft  $Z = u p_m = 1000 \cdot 10,75 = 10750$  kg und für  $v = 30$  km, unter der Voraussetzung, daß die noch zu bestimmende Heizfläche ausreicht, bei 60% Füllung,  $p_m = 9,0$  kg/qcm und  $Z = 9000$  kg.

Beim Überschreiten dieser Geschwindigkeit bis  $v = 60$  km muß die Steuerung zurückgelegt werden, und zwar im graden Verhältnis zur Geschwindigkeit, so daß für  $v = 60$  km der Füllungsgrad  $\varepsilon = \frac{60}{30} \cdot 30 = 30\%$ ,  $p_m = 6,0$  kg und  $Z = 6000$  kg werden würde.

Der spezifische Eigenwiderstand des Zuges  $w_m$  kann  $= 2,5 + \frac{v^2}{1800}$  und soll

|             |     |          |
|-------------|-----|----------|
| für $v = 0$ | 30  | 60 km    |
| $= 2,5$     | 3,0 | 4,5 kg/t |

gesetzt werden.

Der gesamte Zugwiderstand  $W$  ist daher

$$= (G_1 + G) w_m = 364 w_m = 910, 1092, 1638 \text{ kg}$$

und daher

$$\begin{aligned} \ddot{v} &= \frac{dv}{dt} = \frac{Z - W}{M} = \frac{Z - W}{(G_1 + G) 1000} = \frac{Z - W}{364 \cdot 102} = \frac{Z - W}{37128} \\ &= 0,265 \quad 0,213 \quad 0,144 \text{ m/sek} \\ &= 0,95 \quad 0,77 \quad 0,52 \text{ km/sek} \end{aligned}$$

im Durchschnitt etwa  $0,207$  m/sek  $= 0,75$  km/sek.

Zur Ermittlung der Beschleunigungskurve kann zunächst für die Geschwindigkeit von  $v = 0$  bis 30 km zur Vereinfachung sowohl die Zugkraft  $Z$



als auch der Widerstand  $W$  und in noch höherem Grade der Unterschied  $Z - W$  durch lineare Funktionen dargestellt werden, und zwar

$$Z = A - Bv = 10750 - 58 \cdot v \text{ kg}$$

und

$$w_m = a + bv = 2,5 + \frac{v}{60} \text{ kg/t,}$$

daher

$$W = (G_1 + G) w_m = 910 + 6 \cdot v;$$

hiernach ist die Beschleunigung

$$f = \frac{dv}{dt} = \frac{10750 - 58 \cdot v - (910 + 6 \cdot v)}{10313} = 0,954 - \frac{v}{161}$$

und daher

$$t = 161 \ln \left( \frac{0,954}{0,954 - \frac{v}{161}} \right)$$

indem sich die Integrationskonstante für  $t$  und  $v = 0$ ,  $= 161 \cdot \ln 0,954$  ergibt. Hiernach ist folgende Tabelle berechnet worden.

| km/st | Sek. |
|-------|------|
| $v$   | $t$  |
| 0     | 0    |
| 10    | 11   |
| 20    | 22,5 |
| 30    | 35   |

Für die folgende Strecke bei den Geschwindigkeiten von 30 bis 60 km kann diese vereinfachende Berechnung wiederholt werden, indem also statt der eigentlichen Kraft- und Widerstandskurven ihre Sehnen eingeführt werden, so daß bei beiden die Fehler positiv sind und in ihrem Unterschied sich größtenteils ausgleichen.

$Z$  liegt jetzt zwischen 9000 und 6000 kg,  $w_m$  zwischen 3,0 und 4,5 kg/t; es kann daher für den vorliegenden Fall recht gut

$$Z = A - Bv = 12000 - 100 \cdot v$$

und

$$w_m = a + bv = 1,5 + \frac{v}{20} \text{ kg/t}$$

gesetzt werden.  $W$  ist  $= 364 \cdot w_m = 546 + 18 \cdot v$  und daher

$$f = \frac{dv}{dt} = \frac{12000 - 100 \cdot v - (546 + 18 \cdot v)}{10313} = 1,1106 - \frac{v}{87,4},$$

oder allgemein  $= a - bv$  und  $t = -\frac{1}{b} \ln(a - bv) + C$ ,

während hier  $0 = -\frac{1}{b} \ln(a - b \cdot 30) + C$ ,

$$\text{also } t = \frac{1}{b} \cdot \ln \left( \frac{a - b \cdot 30}{a - b \cdot v} \right) = 87,4 \cdot \ln \left( \frac{1,1106 - \frac{30}{87,4}}{1,1106 - \frac{v}{87,4}} \right)$$

mit den Werten der folgenden Tabelle.

|     |                       |
|-----|-----------------------|
| $v$ | $t - 35 \text{ Sek.}$ |
| 30  | 0                     |
| 40  | 14                    |
| 50  | 31                    |
| 60  | 52                    |

Die vollständige Tabelle ist von  $v$  und  $t=0$  ab:

| $v$ | $t$     |
|-----|---------|
| 0   | 0       |
| 10  | 11      |
| 20  | 22,5    |
| 30  | 35      |
| 40  | 49      |
| 50  | 66      |
| 60  | 87 Sek. |

Der Beharrungszustand, der allerdings nicht mit dieser Annäherungsformel bestimmt werden kann, liegt etwa bei 100 km Geschwindigkeit; denn für diese ist der Füllungsgrad

$$\varepsilon = \frac{60}{100} \cdot 30 = 18\%,$$

$$p_m = 2,9 \text{ kg/qcm},$$

$$w_m = 2,5 + \frac{100^2}{1800} = 8,06 \text{ kg/t},$$

$$W = 364 \cdot 806 = 2734 \text{ kg},$$

so daß die beschleunigende Kraft  $P = Z - W$  bei dieser Geschwindigkeit aufhört.

Fig. 271 zeigt in der Linie  $c$  diese erreichte Beschleunigungskurve. Beträgt nun die Bremszeit beim Stellen des Zuges jedesmal 30 Sek., die aber bei Luftdruckbremsen mit elektrischer Auslösung auf die Hälfte herabgesetzt werden kann, so ist der Bremsweg  $= \frac{60 \cdot 1000}{60 \cdot 60} \cdot \frac{30}{2} = 250 \text{ m}$ , während die Fahrt im Dampfe in 87 Sek.

bei 35 km durchschnittlicher Geschwindigkeit einen Weg von  $\frac{87 \cdot 35}{3,6} = 846 \text{ m}$  zurückgelegt, so daß die ganze Strecke  $s$  etwa  $= 1,1 \text{ km}$  in 117 Sek., oder etwa 2 Min. durchfahren wird. Es wäre nun noch die erforderliche Heizfläche zu berechnen. Der theoretische Dampfverbrauch

$$m = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\varepsilon}{100} \cdot \frac{2h \cdot \gamma \cdot v \cdot 1000}{60 \cdot 60} \text{ kg/st} = 10 \cdot \frac{d^2 h}{D} \cdot \varepsilon v \gamma = \frac{u \varepsilon v \gamma}{1000}.$$

Das Produkt aus Füllungsgrad und Zuggeschwindigkeit  $\varepsilon \cdot v$  kann  $= 1800$  und das spezifische Gewicht des Arbeitsdampfes  $\gamma = 6 \text{ kg/cbm}$  gesetzt werden, so daß  $m = \frac{1000 \cdot 1800 \cdot 6}{1000} = 10,8$  oder rund 11 cbm/st Speisewasser beträgt, was eine

Heizfläche von etwa  $\frac{11000}{50} = 220 \text{ qm}$  erfordern würde; allein sie ist keineswegs in dieser Höhe nötig, da es sich hier, wie bei den Verschiebelokomotiven, um unterbrochene und nicht um Dauerleistungen handelt, bei denen der Beharrungszustand in der Dampfentwicklung nicht erhalten und daher auch nicht der Rechnung zugrunde gelegt werden muß. Denn bei diesem Lokomotivdienst beträgt die Brems- und Aufenthaltszeit etwa  $\frac{30 + 30}{120} \cdot 100 = 50\%$  der ganzen Zeit, so daß das Nachspeisen des Dampfkessels während der Brems- und Aufenthaltszeit erfolgen kann. Es dürfte daher, vorbehaltlich einer genaueren Nachprüfung, für eine solche Lokomotive eine Heizfläche von 180 qm genügen.

Diese Leistungen konnten mit den seinerzeit auf der Berliner Stadtbahn ausprobierten  $\frac{3}{4}$  und  $\frac{3}{5}$  gekuppelten Lokomotiven allerdings nicht erreicht werden, weil diese hierzu viel zu schwach waren. Was aber die Wirtschaftlichkeit eines



solchen Lokomotivbetriebs anbetrißt, so können natürlich bei den ungünstigen Verhältnissen nicht die höchsten Anforderungen gestellt werden; es ist auch fraglich, ob sie durch die vierzylindrige Bauart erreicht würden, jedenfalls würde aber die Wirtschaftlichkeit durch Anwendung des Heißdampfs wesentlich erhöht, indem durch seine Anwendung die erheblichen Dampf- und Wasserverluste infolge der unausgesetzt sich wiederholenden Abkühlung der dampfberührten Zylinderflächen und namentlich der schädlichen Räume beseitigt werden können.

### Die Beschleunigung elektrischer Motorwagen.

Bei den Schnellfahrversuchen der Studiengesellschaft hatten die Motorwagen 6 Achsen zu  $15,5 = 93$  t Gewicht und 4 Elektromotoren; sie entsprachen daher gewissermaßen einer vierzylindrigen,  $\frac{4}{6}$  gekuppelten Lokomotive und entwickelten bei einer Spannung von 5000 Volt und 90 Ampère Stromstärke des dreiphasigen Wechselstroms  $1,35 \cdot 5 \cdot 90 = 608$  Kilowatt  $= \frac{608 \cdot 1000}{736} = 825$  PS.

Die am Umfang der Räder entwickelte effektive Zugkraft stieg beim Anfahren nach unmittelbaren Messungen allmählich von  $4 \cdot 200 = 800$  kg auf  $\frac{825 \cdot 270}{60} = 3712$  kg bei 60 km Geschwindigkeit, so daß die Zugkraft bei 30 km etwa 1775 kg gesetzt und eine Beschleunigung von  $f = \frac{Pg}{G_1} = \frac{1775 \cdot g}{93 \cdot 1000} = 0,19$  m/sek, oder  $f = 3,6 \cdot 0,19 = 0,66$  km/sek angenommen werden kann.

## 2. Der Beharrungszustand.

Wir kommen nun zu der praktisch wichtigsten Frage im Lokomotivbetrieb, dem Beharrungszustand der Zugbewegung, der als Grenze der im vorigen Kapitel besprochenen Zugbeschleunigung bereits mehrfach gestreift wurde.

Die Bewegungsgleichung eines Eisenbahnzugs ist

$$P = Z - W = Z - (G_1 + G)(w + n) = Mf = \frac{(G_1 + G) 1000}{g \cdot 3,6} \cdot \frac{dv}{dt},$$

wenn mit  $w$  der mittlere Eigenwiderstand des ganzen Zugs einschließlich Lokomotive verstanden wird. Solange diese beschleunigende Kraft  $P$  positiv ist, wird die Geschwindigkeit  $v$  gesteigert, und diese Steigerung wird gleichzeitig mit  $P = 0$ , wenn die Lokomotivkraft  $Z$  und der Zugwiderstand  $W$  sich im Gleichgewicht halten, also im Beharrungszustande. Die Geschwindigkeit wird kleiner, wenn  $P$  negativ ist.

### A. Die Fahrbeschränkungen.

#### 1. Einfluß der Steigungen und Gefälle.

Die Steigungen.

**Brechpunkte.** Für den Beharrungszustand ist  $\frac{dv}{dt}$ , also

$$P = Z - (G_1 + G)(w + n) = 0.$$

Nehmen wir wieder als Beispiel einen Schnellzug an, der mit seiner vierzylindrigen Lokomotive 400 t wiegt, so befördert diese den Zug auf wagerechter Bahn mit 97 km Geschwindigkeit. Fig. 272. Kommt der Zug an eine Steigung von  $\frac{1}{200}$ , so er-

hört sich der Widerstand  $W$  um  $(G_1 + G) n = 400 \cdot 5 = 2000$  kg, und der Zug wird im darauffolgenden Beharrungszustande nur noch mit 68 km/st befördert werden.

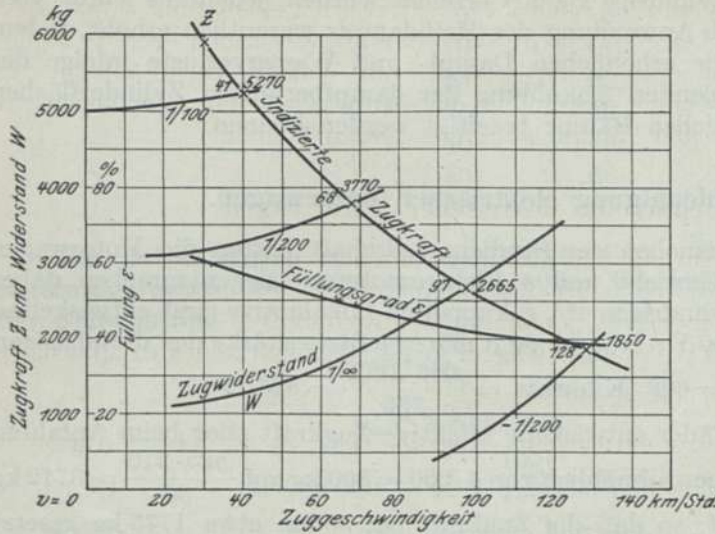


Fig. 272. Beschleunigende Kraft. Atlantik  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

$$Z = 8300 - 85 \cdot v + 0,27 \cdot v^2 \quad w = 2,5 + \frac{v^2}{2335} \quad G_1 + G = 400 \text{ t.}$$

abnimmt. Da aber die Schwerkraft der Zugmasse bis auf  $(G_1 + G) n = 2000$  kg gestiegen ist, so wird die Lokomotivkraft  $Z$ , ebenso wie der Widerstand  $W$  um 1105 kg größer. Durch die allmähliche Abnahme der Geschwindigkeit von 97 auf 68 km geht nun während des Übergangs von einem Beharrungszustand in den anderen eine gewisse Zeit vorüber, die bei dieser Gelegenheit bestimmt werden soll. Läßt der Führer am Fuße der Steigung die Steuerung liegen, so erhält man an diesem Brechpunkte der Bahn folgende Gleichung

$$P = Z - W = 2665 - 2665 - (G_1 + G) n = -2000 \text{ kg}$$

$$= Mf = \frac{(G_1 + G) 1000}{g \cdot 3,6} f = (G_1 + G) 28,3 \cdot f;$$

also

$$f = \frac{dv}{dt} = - \frac{(G_1 + G) 1000 \cdot \frac{n}{1000}}{(G_1 + G) \frac{1000}{3,6 \cdot g}} = - \frac{3,6 n g}{1000} = - \frac{n}{28,3}$$

denn der Widerstand  $w$  ist  $= n = 28,3 \cdot \text{tg } \varphi$ .

Im vorliegenden Beispiel ist  $f < 0$ , also eine Verzögerung  $= -0,177$ , und es fragt sich nun, welche Geschwindigkeitsänderungen hiernach eintreten, bis der neue Beharrungszustand erreicht ist.

Denkt man sich die Geschwindigkeitskurve in den Maßstäben von 1 km/st = 1 mm und 6 Sek. = 1 mm aufgezeichnet, so erscheint es zulässig, für die Kurve annähernd einen Kreisbogen zu setzen, und die Koordinaten  $t$  und  $v$  wären dann an die Bedingung  $(a - t)^2 + (b + v)^2 = r^2$  gebunden, unter  $a$  und  $b$  die Verschiebungen des Koordinatensystems  $(t, v)$  und  $r$  den Halbmesser des Kreisbogens verstanden. Bezeichnet ferner  $\varphi$  den anfänglichen Verzögerungswinkel am Fuße der Steigung, so ist

$$\text{tg } \varphi = \frac{t}{r - v} \quad \text{und} \quad r = \frac{t^2 + v^2}{2v} \quad \text{also} \quad \text{tg } \varphi = f = \frac{2tv}{t^2 - v^2}$$

Läßt der Führer hierbei die Steuerung liegen, so erhöht sich die Kraft  $Z$  mit der Abnahme der Geschwindigkeit von selbst; er wird aber in den meisten Fällen und namentlich wenn die vorliegende Steigungsstrecke lang ist, der Dampfentwicklung entsprechend, die Steuerung weiter vorlegen. Hierdurch steigt die Zugkraft  $Z$ , wie aus der Figur ersichtlich ist, von 2665 bis 3770 kg, während der Eigenwiderstand an sich zunächst um

$$2665 - 1770 = 895 \text{ kg}$$



und 
$$t = \frac{v}{f} \pm \sqrt{v^2 + \frac{v^2}{f^2}} = \frac{v}{f} (1 + \sqrt{1 + f^2}).$$

Im vorliegenden Fall ist die Geschwindigkeitsänderung  $v = 97 - 68 = 29$  km/st und die Verzögerung  $f = \text{tg } \varphi = 0,177$ ; also ist die zur Erlangung des neuen Beharrungszustands auf  $1/200$  Steigung erforderliche Zeit

$$t = \frac{29}{0,171} (1 + \sqrt{1 + (0,177 \cdot 6)^2}) = 403 \text{ Sek.} = 6 \text{ Min. } 43 \text{ Sek.} \quad \text{Fig. 273.}$$

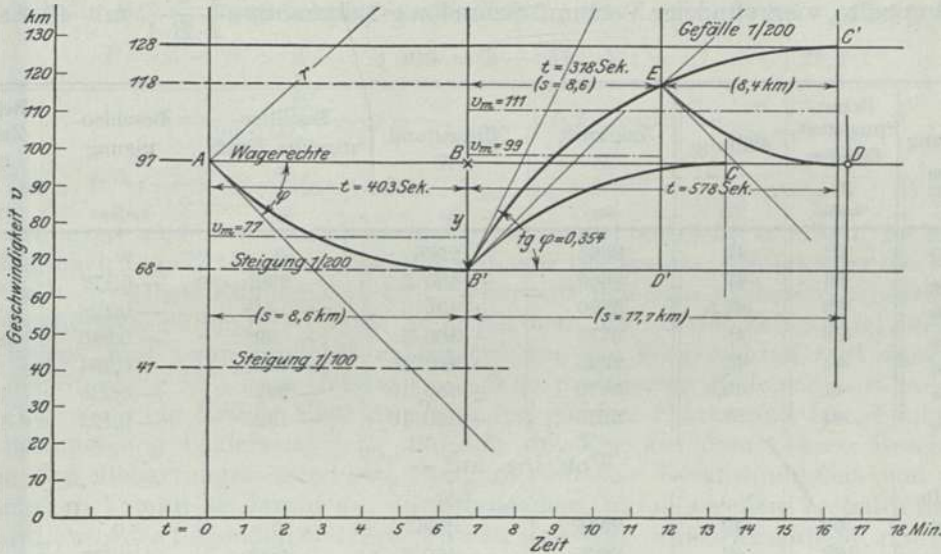


Fig. 273. Gefällwechsel.

Allein diese Zeit kann verlängert und dadurch eine höhere Geschwindigkeit auf eine größere Zeitdauer ausgedehnt werden, wenn die Steuerung im Brechpunkte der Bahn sogleich weiter vorgelegt wird, was im äußersten Fall bis auf die betreffende Füllung geschehen kann, die der Steigung  $1/200$  entspricht, also auf  $\varepsilon = 49\%$ , wodurch sich die Zugkraft  $Z$  ihrem Endwerte 3770 kg nähert. Dies führt zunächst zu dem Werte der kleineren Verzögerung

$$f = \frac{3770 - 2665 - 2000}{400 \cdot 28,3} = \frac{895}{11320} = 0,08$$

und 
$$t = \frac{82}{0,08} \cdot (1 + \sqrt{1 + (0,08 \cdot 6)^2}) = 765 \text{ Sek.} = 12 \text{ Min. } 45 \text{ Sek.}$$

Die wirkliche Fahrt vollzieht sich aber zwischen diesen beiden Grenzen, indem der Führer die Steuerung nicht mit einemmal, sondern nur nach und nach weiter vorlegt. Nimmt man an, daß die Steuerung, der mittleren Zugkraft  $Z = 3220$  kg entsprechend, auf einen Füllungsgrad von  $\varepsilon = 45,5\%$  gelegt wird, so ergibt sich in gleicher Weise

$$f = \frac{1445}{11320} = 0,128 \quad \text{und} \quad t = 513 \text{ Sek.} = 8 \text{ Min. } 33 \text{ Sek.}$$

In der Zahlentafel 35 sind diese Werte übersichtlich zusammengestellt.

Ist die Steigung größer, etwa  $1/100$ , so erhöht sich der Widerstand um weitere 2000 kg, und die Beharrungsgeschwindigkeit fällt bis auf 41 km/st. Bei unveränderlicher Lokomotivkraft  $Z$  würde  $f = \frac{4000}{11320} = 0,354$ , also doppelt so groß

werden, wie auf der Steigung  $1/200$ , und der Beharrungszustand würde eintreten nach einer Fahrzeit

$$t = \frac{97 - 41}{f} (1 + \sqrt{1 + (6 \cdot f)^2}) = \frac{56}{0,354} (1 + \sqrt{1 + (6 \cdot 0,354)^2})$$

$$= 539 \text{ Sek.} = 8 \text{ Min. } 49 \text{ Sek.}$$

## Zahlentafel 35.

Fahrzeitänderungen durch Gefällwechsel.

$2/5$ gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$  mit 40 Achsen.

$$G_1 + G = 400 \text{ t.}$$

| Steigung<br>$n/1000$ | Beharrungszust.<br>Geschw.<br>$v$<br>km/st | Füllung<br>% | Zugkraft<br>$Z$<br>kg | Widerstand<br>$W$<br>kg | Beschleunigende Kraft<br>$P$<br>kg | Beschleunigung<br>$f$<br>km/sek | Beharr.-Zustand<br>nach<br>$t$<br>Min. |
|----------------------|--|--------------|-----------------------|-------------------------|------------------------------------|---------------------------------|--|
| $1/\infty$           | 97   | 42           | 2665                  | 2665                    | 0                                  | 0                               | 0                                      |
| $1/200$              | 68   | 42           | 2665                  | + 400.5                 | - 2000                             | - 0,177                         | 6,7                                    |
| $1/200$              | 68   | 45,5         | 3220                  | + 400.5                 | - 1445                             | - 0,128                         | 8,5                                    |
| $1/200$              | 68   | 49           | 3770                  | + 400.5                 | - 895                              | - 0,080                         | 12,8                                   |
| $1/100$              | 41   | 42           | 2665                  | + 400.10                | - 4000                             | - 0,354                         | 8,8                                    |
| $1/100$              | 41   | 49,5         | 3970                  | + 400.10                | - 2695                             | - 0,239                         | 11,3                                   |
| $1/100$              | 41   | 57           | 5270                  | + 400.10                | - 1395                             | - 0,123                         | 17                                     |

Von  $1/\infty$  auf  $-1/200$ .

| Gefälle    |     |    |      |         |        |         |      |
|------------|-----|----|------|---------|--------|---------|------|
| $1/\infty$ | 97  | 42 | 2665 | 2665    | 0      | 0       | 0    |
| $-1/200$   | 128 | 42 | 2665 | - 400.5 | + 2000 | + 0,177 | 7,5  |
| $-1/200$   | 128 | 40 | 2260 | - 400.5 | + 1595 | + 0,141 | 7,5  |
| $-1/200$   | 128 | 38 | 1850 | - 400.5 | + 1185 | + 0,105 | 10,0 |

Von  $+1/200$  auf  $-1/200$ .

|          |     |    |      |           |        |         |      |
|----------|-----|----|------|-----------|--------|---------|------|
| $+1/200$ | 68  | 49 | 3770 | 3770      | 0      | 0       | 0    |
| $-1/200$ | 128 | 49 | 3770 | - 2.400.5 | + 4000 | + 0,354 | 9,5  |
| $-1/200$ | 128 | 44 | 2810 | - 2.400.5 | + 3040 | + 0,269 | 10,8 |
| $-1/200$ | 128 | 38 | 1850 | - 2.400.5 | + 2080 | + 0,184 | 13,5 |

Wird aber die Steuerung sofort bis auf 57% Füllung gelegt, so wird

$$Z = 5270 \text{ kg, } f = -\frac{1395}{11320} = -0,123$$

und

$$t = 455 \cdot 2,245 = 1021 \text{ Sek.} = 17 \text{ Min. } 1 \text{ Sek.}$$

Für die mittlere Zugkraft aber

$$Z = 3970, \quad f = -0,239 \quad \text{und} \quad t = 11 \text{ Min. } 20 \text{ Sek.}$$

In dieser Weise können alle vorkommenden Berechnungen ausgeführt werden. Mit dem praktischen Lokomotivdienst einigermaßen übereinstimmend kann aber im allgemeinen die Zeit bis zur Erlangung eines neuen Beharrungszustands, 8 Min., angenommen werden, indem hierbei einer verschiedenartigen, doch mehr oder weniger willkürlichen Behandlung der Lokomotive auf Steigungswechseln Rechnung getragen wird.

Wäre die Steigung noch größer, z. B.  $1/50$ , so kann der Zug überhaupt nicht mehr befördert werden, sondern er würde, selbst bei ganz ausgelegter Steuerung liegen bleiben, da die Lokomotive selbst den geringsten Zugwiderstand auf dieser



Steigung  $W = (G_1 + G)(a + n) = 400(2,5 + 20) = 9000$  kg nicht mit Sicherheit überwinden kann und schon die Adhäsion  $\mu A = \mu \cdot 32000$  kg nicht ausreichen würde, da der Adhäsionskoeffizient  $\mu = \frac{9000}{32000} = 0,28$  oder über  $\frac{1}{4}$  sein müßte.

### Die Gefälle.

Überschreitet der Eisenbahnzug einen hohen Brechpunkt der Bahn von der Wagerechten zum Gefälle, so nimmt der Widerstand um die Schwerkraft  $(G_1 + G)n$  ab, und die Bewegungsgleichung lautet daher jetzt

$$P = Z - W = Z - (G_1 + G)(w - n) = M\ddot{x} = (G_1 + G)28,3 \cdot f$$

und 
$$f = \frac{Z}{28,3 \cdot (G_1 + G)} - \frac{w - n}{28,3} \text{ wird positiv } = \frac{n}{28,3}.$$

Ist z. B.  $n = 5$ , also das Gefälle  $\frac{1}{200}$ , so wird  $f = \frac{5}{28,3} = 0,177$ . Wird der Beharrungszustand der Dampferzeugung im Kessel aufrecht erhalten, so erreicht der Zug nach Fig. 272 eine Geschwindigkeit von 128 km/st. Erfolgt aber die Weiterfahrt mit derselben Füllung  $\varepsilon = 42\%$ , oder mit der zum nächsten Beharrungszustand gehörigen Füllung  $\varepsilon = 38\%$ , so erhält man die auf der Zahlentafel stehenden Ergebnisse, und zwar zunächst ausgehend von der Wagerechten und dann auch von der Steigung  $\frac{1}{200}$  zum Gefälle  $\frac{1}{200}$ . Von praktischer Bedeutung ist besonders der Fall, wenn ein Gefälle einer Steigung von gleicher Stärke und Länge folgt. Ist die Bahnneigung beiderseits  $\frac{1}{200}$  und hat der Zug auf dem oberen Brechpunkt grade den Beharrungszustand der Steigung mit der Geschwindigkeit von 68 km erreicht, so kommt es darauf an, zu untersuchen, unter welchen Verhältnissen der Zug am Fuße des folgenden Gefalles, wo sich eine Wagerechte anschließt, mit der der größten Lokomotivkraft entsprechenden Geschwindigkeit eintrifft. Dies entspricht dann zunächst dem vorigen mittleren Fall, bei dem  $Z = 3220$  kg ist, und es fragt sich nun, in welcher Zeit der Fuß des Gefalles erreicht wird und mit welcher Geschwindigkeit. Die vorangegangene Steigungsstrecke  $AB$  ist etwa 8,6 km lang und die Strecke  $BD$  bis zur Erreichung des ursprünglichen Beharrungszustandes auf der Horizontalen  $8,6 + 9,1 = 17,7$  km. Bei fortgesetztem Gefälle würde nun der neue Beharrungszustand von  $v = 128$  km/st nach  $8,6 + 8,4 = 17$  km erreicht werden. Ist aber das Gefälle  $B'D'$  ebenso lang wie die Steigung, = 8,6 km, so erreicht der Zug am Fuß des Gefalles höchstens die Geschwindigkeit  $v = 118$  km nach 5 Min. 18 Sek. Man erkennt schon aus der Figur, daß bei dieser Berg- und Talfahrt ein Zeitverlust entsteht, der aus der Figur festgestellt werden kann; er entspricht dem Unterschied der von den Geschwindigkeitskurven eingeschlossenen positiven und negativen Flächen und einem Geschwindigkeitsverlust von 5,7 km/st auf der ganzen Strecke von  $2 \cdot 8,6 + 9,1 = 26,3$  km, so daß er

$$\frac{60 \cdot 26,3}{97 - 5,7} \cdot \frac{5,7}{97} = 17,3 \cdot \frac{5,7}{97} = \text{etwa 1 Min. beträgt.}$$

Sind die einzelnen Strecken kürzer, etwa nur 3 km, so kann die Untersuchung dadurch vereinfacht werden, daß man die Geschwindigkeitskurven durch grade Linien ersetzt, und zwar mit der oben berechneten mittleren Steigung, Fig. 274. Der Geschwindigkeitsverlust von der Wagerechten auf die Steigung  $\frac{1}{200}$  ist dann  $v = ft = 0,128 \cdot t$  und der zurückgelegte Weg

$$s = 3 \text{ km} = \frac{v_1 - v}{60 \cdot 60} \cdot t;$$

also

$$v = \frac{0,128 \cdot 3 \cdot 60 \cdot 60}{v_1 - \frac{v}{2}},$$

oder

$$v \left( v_1 - \frac{v}{2} \right) = 3600 \cdot f \cdot s = 1382$$

und daher für  $v_1 = 97$ ,  $v = 15,5$  km/st.

Hiergegen ist der Geschwindigkeitsgewinn

$$v = \frac{0,141 \cdot 3 \cdot 60 \cdot 60}{v_1 + \frac{v}{2}},$$

oder

$$v \left( v_1 + \frac{v}{2} \right) = 1523,$$

also für  $v_1 = 81,5$ ,  $v = 17$  km/st.

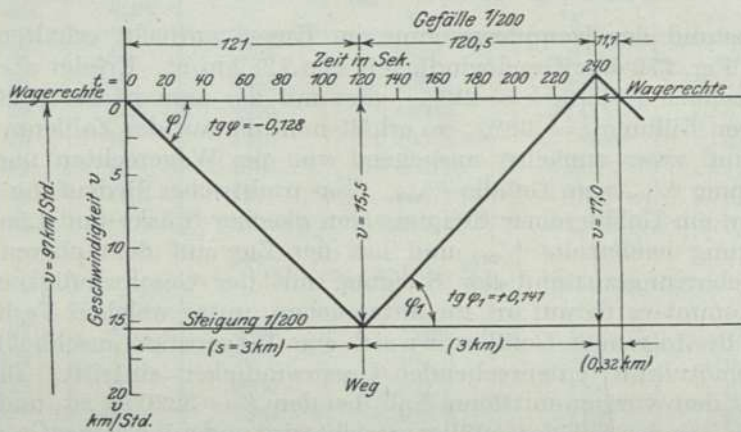


Fig. 274. Gefällewechsel.

Allgemein lautet die quadratische Gleichung

$$v^2 \mp 2v_1 v \pm 7200 \cdot f s = 0,$$

so daß

$$v = \pm v_1 \mp \sqrt{\mp 7200 f s + v_1^2} = 97 - \sqrt{-21600 \cdot 0,128 + 97^2} = 97 - \sqrt{6644} = 15,5,$$

bzw.

$$= -81,5 + \sqrt{21600 \cdot 0,141 + 81,5^2} = -81,5 + \sqrt{9690} = 17.$$

Die Fahrzeiten sind

$$t = \frac{3,6 \cdot s \cdot 1000}{v_1 - \frac{v}{2}} = \frac{3,6 \cdot 3 \cdot 1000}{97 - \frac{15,5}{2}} = \frac{v}{f} = \frac{15,5}{0,128} = 121 \text{ Sek.}$$

bzw.

$$= \frac{17}{0,141} = 120,5 \text{ Sek.}$$

Der hiermit verbundene Geschwindigkeitsverlust während der Zeit

$$121 + 120,5 + \frac{17 - 15,5}{0,128} = 241,5 + 11,7 = 253,2 \text{ Sek.}$$

ist

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{121 \cdot 15,5 + \left( 120,5 - \frac{1,5}{0,141} \right) 15,5 - \frac{1,5}{0,141} \cdot 1,5 - 11,7 \cdot 1,5}{121 + 120,5 + 11,7} = 7 \text{ km/st.}$$



Der Zug hat daher auf der ganzen Strecke eine Fahrzeit von  $t_1 = 253,2$  Sek. gebraucht, anstatt  $\frac{97-7,0}{97} \cdot 253,2 = 235$  Sek., also mit einem Zeitverlust von

$$t = t_1 - t = \frac{60 \cdot s}{v_1} - \frac{60 \cdot s}{v} = 60 \cdot s \left( \frac{1}{v_1} - \frac{1}{v} \right) = t_1 \left( 1 - \frac{v_1}{v} \right) \\ = \frac{t_1 (v - v_1)}{v} = \frac{253,2 \cdot 7,0}{97} = 18 \text{ Sek.}$$

Während also bei lang gestreckten Gefällen die auf einer voranliegenden Steigung zugesetzte Fahrzeit unter Umständen wieder eingeholt werden kann, ist das bei kürzeren nicht mehr möglich, indem auf solchen Gefällen eine erheblich größere Geschwindigkeit über der normalen nicht mehr erreicht werden kann.

Befördert eine  $\frac{4}{4}$  gekuppelte Verbund-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0,8 \cdot 0}{D}$  einen 1280 t schweren Kohlenzug auf wagerechter Bahn im Beharrungszustand mit 35 km Geschwindigkeit, so ist die Zugkraft der Lokomotive bei einem Füllungsgrade von  $\varepsilon = 59\%$ ,  $Z = 5000$  kg, und der Zugwiderstand ist  $W = (G_1 + G)w = (85 + 1280) \cdot 3,66 = 1365 \cdot 3,66$  ebenfalls  $= 5000$  kg. Beim Übergang auf eine Steigung  $= \frac{1}{200}$  steigt daher der Widerstand  $W$  zunächst um  $1365 \cdot 5 = 6825$  kg, also bis auf 11825 kg, bis er infolge der Geschwindigkeitsabnahme wieder auf 10000 kg zurückgeht. Wird nun in diesem Fall die Steuerung so weit vorgelegt, daß die Zugkraft  $Z = 8500$  kg wird, so erhält man eine anfängliche Verzögerung von

$$f = \frac{8500 - (5000 + 6825)}{1365 \cdot 28,3} = 0,086,$$

so daß die Geschwindigkeit etwa in folgender Weise abnimmt:

- nach 1 Min. um  $f \cdot t = 60 \cdot f = 5,2$  km/st,
- nach 2 Min. um etwa 10,4 km.

Indessen vollzieht sich die Sache in der Wirklichkeit doch nicht ganz so einfach, so daß eigentlich nach zwei Richtungen hin eine Berichtigung vorzunehmen ist. Die Brechpunkte sind keine scharfen Spitzen, sondern werden in schlanken Abrundungen ausgeführt, und die Änderungen der Zugkraft erfolgen ebenso wie die des Widerstandes vom Eintreffen der Lokomotive im Brechpunkte, bis der letzte Wagen denselben erreicht hat, allmählich. Die Geschwindigkeitskurven erhalten daher in den Brechpunkten bestimmte Abrundungen, die besonders bei Güterzügen ein beträchtliches Maß erhalten können. Bei einem 500 m langen Güterzuge ist die entsprechende Fahrzeit bei 20 km Geschwindigkeit 1,5 Min., ein Schnellzug von 300 m Länge durchfährt aber diese Strecke bei 80 km Geschwindigkeit in  $\frac{1}{4}$  Minute.

## 2. Bahnkrümmungen.

Weitere Fahrbeschränkungen, die fast auf jeder Bahn vorkommen, verursachen die Bahnkrümmungen, indem sie der Fortbewegung der Eisenbahnzüge einen erhöhten Widerstand entgegensetzen, der im vorigen Kapitel festgestellt worden ist. Dieser Bahnwiderstand ist z. B. für eine Krümmung von 350 m Halbmesser nach der R ö c k l s c h e n Formel  $w = \frac{650}{R - 55} = \frac{650}{350 - 55} = 2,2$  kg/t, so

daß er durch eine Steigung von  $\frac{2,2}{1000} = \frac{1}{455}$  als gleichwertig ersetzt werden kann.

Um für eine gewisse mit Bahnkrümmungen versehene Strecke den Einfluß der-



selben festzustellen, ist daher der spezifische Widerstand der einzelnen Bahnkrümmungen zu berechnen, mit ihren Längen zu multiplizieren und durch die ganze Länge der Strecke zu teilen, woraus der mittlere Kurvenwiderstand, bzw. die gleichwertige Steigung desselben für die ganze Strecke sich ergibt.

### 3. Der Luftwiderstand.

Welchen Einfluß dieser als Kopf- und Seitenwind hervorruft, ist schon untersucht worden, und es soll hier nur noch einmal darauf hingewiesen werden, daß es Gegenden gibt, wo fast unausgesetzt Wind herrscht und meistens aus einer bestimmten Richtung. In solchen Fällen muß bei der Aufstellung der Fahrpläne und Lokomotivleistungstabellen hierauf Rücksicht genommen werden.

### 4. Schleudern der Treibachsen.

Wie bereits festgestellt worden ist, beschränkt der zwischen Rad und Schiene herrschende Reibungswiderstand die zu entwickelnde Lokomotivkraft manchmal in ganz empfindlichem Grade; denn dieser Koeffizient kann bis auf  $\frac{1}{10}$  herabsinken, so daß dann die Weiterbeförderung eines Zuges mit erheblich verminderter Kraft und Geschwindigkeit notdürftig nur mit Hilfe der Sandstreuvorrichtung erfolgen kann. Auf gewissen Gebirgsstrecken tritt dies in bestimmten Jahreszeiten regelmäßig ein, indem sich bei naßkalter Witterung ein Nebel auf den Schienen niederschlägt. Dann muß die Zugstärke entsprechend ermäßigt oder Vorspanne gestellt werden.

### 5. Sonstige Fahrbeschränkungen.

Es kommt häufig vor, daß auf Bahnhöfen, Brücken, in Ausbesserung oder Erneuerung befindlichen Strecken usw. langsam gefahren werden muß, was in zweierlei Richtung zu Fahrzeitverlusten führt: durch das Bremsen, was später in diesem Abschnitt zur Besprechung kommen wird, und durch die darauffolgende Beschleunigung, wodurch die bereits festgestellte Zeit verloren geht.

## B. Die Zuggeschwindigkeit.

Der im internationalen Verkehr eingeführte Begriff der Reisegeschwindigkeit ist nur eine Rechnungsgröße, die außer von der eigentlichen Zuggeschwindigkeit, um die es sich hier allein handelt, auch von den Aufenthaltszeiten abhängt. Diese letzteren entstehen aus den mannigfaltigsten Verkehrsbedingungen und Bedürfnissen und der Rücksicht auf Anschlüsse im internationalen Verkehr auf Hauptlinien, Zollabfertigung, Paßrevisionen usw. In einzelnen Fällen, wie z. B. auf der Strecke Paris—Calais der französischen Nordbahn ist der Durchgangsverkehr nach dem Auslande so stark, daß auf Zwischenstationen nur aus betriebstechnischen Gründen angehalten wird. Hier deckt sich der Begriff der Reisegeschwindigkeit fast genau mit der wirklichen Zuggeschwindigkeit. Das gegenwärtige eifrige Bestreben, die Reisegeschwindigkeit zu erhöhen, sollte besonders durch den Wegfall und die Abkürzung der Aufenthalte erfüllt werden; denn wir haben gesehen, in welchem Grade störend besonders das Ingangsetzen starker Züge ist und da es mit Schwierigkeiten und wirtschaftlichen Nachteilen verbunden ist, die eigentliche Zuggeschwindigkeit noch mehr zu steigern. Es muß daher bei solchen Zügen, bei denen die äußerste Grenze der Fahrgeschwindigkeit schon erreicht ist, jede Ursache unnach-sichtlich beseitigt werden, die den Aufenthalt vergrößert und die schnelle Ab-



fertigung verhindert. Diese Ursachen liegen besonders auf dem Gebiete der Gepäckabfertigung und Postbeförderung. Ferner können bei der Festsetzung der Zuggeschwindigkeit strategische und politische Anforderungen mit in Frage kommen. Welchen Einfluß die Fahrgeschwindigkeit auf die Wirtschaftlichkeit eines Eisenbahnbetriebs ausübt, werden wir im 3. Teil dieses Werkes kennen lernen. Er bezieht sich auf die Ausrüstung der Eisenbahnen mit Betriebsmitteln, die Kosten ihrer Ausbesserung, den Materialbedarf, besonders die Lokomotivfeuerung, die Kosten des Personals usw. Ferner ist die wirkliche Zuggeschwindigkeit auch noch von der Stärke und Beschaffenheit des Oberbaues, der Brücken und davon abhängig, ob auf den Bahnhöfen Spitzweichen vorhanden sind, ferner von der Zahl der Signale, Ausrüstung mit Blockstationen, von der Bremswirkung usw.

Die wirkliche Geschwindigkeit  $v$  ist der Weg  $s$  in der Zeiteinheit, also eine spezifische Größe, die von 2 Elementen abhängt und wird mathematisch durch den Quotienten  $\frac{s}{t}$ , oder beim Übergang zum unendlich kleinen  $= \frac{ds}{dt}$  ausgedrückt, während ihre eigene Änderung  $\frac{dv}{dt}$  durch den zweiten Differentialquotienten, die Beschleunigung oder Verzögerung  $f = \pm \frac{dv}{dt} = \pm \frac{d^2s}{dt^2}$  bezeichnet wird, der positiv oder negativ sein kann, je nachdem die Geschwindigkeit  $v$  mit der Zeit größer oder kleiner wird.

Versuchsweise sind bis jetzt Geschwindigkeiten bis zu  $200 \text{ km/st.} = \frac{200 \cdot 1000}{60 \cdot 60} = 55,6 \text{ m/sek}$  erreicht worden, im fahrplan- und regelmäßigen Lokomotivdienst aber nur etwa  $125 \text{ km} = 34,7 \text{ m/sek}$ . Im allgemeinen sind grundsätzliche Hindernisse für hohe Geschwindigkeiten nicht bekannt; man kann sogar annehmen, daß die bei Eisenbahnzügen auftretenden inneren und äußeren Einflüsse, die in ihrer Wirkung an eine bestimmte Zeitdauer gebunden sind, wie Massen- und Federkräfte, Bahnunebenheiten u. dgl., wenn sie nicht außergewöhnlich stark auftreten, gegenüber der in einer bestimmten Richtung wirkenden großen lebendigen Kraft verschwinden, oder nicht imstande sind, die schnell bewegte Masse aus ihrer Bahn abzulenken.

**Flihkraft.** Das hier Gesagte gilt aber nur für die gerade Bahn. In Bahnkrümmungen treten allerdings größere Seitenkräfte auf, die sogar mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wachsen. Der Flihkraft  $C = \frac{M \cdot v^2}{R}$  muß besonders die äußere Schiene sicher und dauernd widerstehen können; die spezifische Wirkung dieser Kraft ist

$$c = \frac{C}{G} = \frac{G \cdot 1000 \cdot v^2}{G \cdot g \cdot 3,6^2 \cdot R} = 7,87 \cdot \frac{v^2}{R} \text{ kg/t}$$

z. B. für  $R = 350 \text{ m}$  und  $v = 100 \text{ km/st}$

$$= \frac{7,87 \cdot 100^2}{350} = 225 \text{ kg/t}$$

und die ganze Seitenkraft einer Lokomotive vom Gewicht  $G = 100 \text{ t}$  beim Durchfahren einer solchen Bahnkrümmung mit der angegebenen Geschwindigkeit

$$C = \frac{100 \cdot 1000 \cdot 100^2}{9,81 \cdot 3,6^2 \cdot 350} = 100 \cdot 0,225 = 22,5 \text{ t}$$

und beim Durchfahren einer Weiche von  $180 \text{ m}$  Halbmesser  $= \frac{7,87 \cdot 100^2}{180} = 436 \text{ kg/t}$ , also im ganzen  $= 43,6 \text{ t}$ .



Diese Einwirkungen sind aber viel zu stark, denen auch der beste Oberbau auf die Dauer nicht standhalten könnte; denn wenn man auch annehmen wollte, daß dieser Druck nicht am Spurkreuz des führenden Vorderrades vereinigt, sondern gleichmäßig auf mehrere Achsen verteilt sei, so würde die Beanspruchung selbst bei Unterlegplatten mit doppelter Befestigung immer noch ganz unzulässig sein. Die hierbei auftretende gefährlichste Erscheinung ist das Umkanten der äußeren Schienen und die Lockerung der inneren Hakennägel an den Stoßschwellen. Beträgt die im Kiefernholz sitzende Fläche eines solchen ohne die beiden Keilflächen 75 qcm, so ist erfahrungsgemäß die zum Ausziehen nötige Kraft  $25 \cdot 75 = 1875$  kg, so daß eine auf einen Punkt der Außenschiene wirkende Seitenkraft, bei ziemlich gleichen Hebelarmen des Kipp- und Widerstandsmoments, von  $2 \cdot 1,875 = 3,75$  t die Lockerung der Schienenbefestigung herbeiführen kann. Wird nun bei einer nur zweifachen Sicherheit dieser Wert der folgenden Berechnung zugrunde gelegt, so darf bei einer gleichmäßig verteilten Fliehkraft diese für  $G = 16$  t und  $R = 350$  m nicht größer werden, als

$$\frac{G \cdot 1000 \cdot v^2}{g \cdot 3,6 \cdot R} = \frac{7,87 \cdot 16 \cdot v^2}{R} = \frac{3750}{2};$$

oder  $v$  etwa = 70 km/st.

Allerdings kann diesem Übelstande auf freier Strecke dadurch entgegengewirkt werden, daß der äußere Schienenstrang erhöht wird, wodurch dieser von der Fliehkraft vollständig befreit werden kann, wenn, unter Vernachlässigung der Radreifenkonizität und der Reibungswiderstände, die Fliehkraft  $C = \frac{M v^2}{3,6^2 \cdot R}$  der abwärts gerichteten Schwerkraftkomponente  $\frac{Mg \cdot h}{s}$  das Gleichgewicht hält, also die Schienenüberhöhung

$$h = \frac{v^2 s}{3,6^2 \cdot g \cdot R} = \frac{1000 \cdot v^2 s}{127 \cdot R} \text{ mm}$$

gemacht wird.

Ein anderes Bedenken gegen eine zu hohe Fahrgeschwindigkeit liegt in der Steigerung aller zerstörenden Kräfte bei einem eintretenden Unfall; denn diese Kräfte wachsen ebenfalls quadratisch mit der Geschwindigkeit, sind daher z. B. bei 120 km Geschwindigkeit viermal so groß, wie bei 60 km. Ein Eisenbahnzug von 400 t Gesamtgewicht, mit Lokomotive, hat bei einer Geschwindigkeit von 100 km/st eine in sich aufgespeicherte lebendige Kraft von

$$\frac{M v^2}{3,6^2 \cdot 2} = \frac{400 \cdot 1000 \cdot 100^2}{9,81 \cdot 3,6^2 \cdot 2} = 15\,740 \text{ t/m.}$$

Zur Vernichtung dieser Energie auf dem gewöhnlichen Wege der Bremswirkung auf einer Strecke von 500 m ist eine Kraft von

$$\frac{15\,740 \cdot 1000}{500} = 31\,480 \text{ kg} = 31,48 \text{ t}$$

nötig, oder  $\frac{31,48}{400} \cdot 100 = 7,9$  % vom Zuggewicht, also 79 kg/t. Vermindert sich aber der Weg des Widerstands, z. B. bei einer Entgleisung, auf 50 m, so ist die dabei entwickelte frei werdende zerstörende Kraft zehnmal so groß, also 314,8 t, und bei einem Zusammenstoß kann sich diese Kraft bis ins Unendliche steigern.

**Bremswirkung.** Eine sehr wichtige Rolle bei der Festsetzung der Fahrgeschwindigkeit spielt die Bremswirkung, die in gleich hohem Grade gesteigert werden muß.

**Lokomotiven- und Wagenbauarten.** Schließlich wird außer dem noch zu besprechenden Einfluß der Lokomotivbauart auch noch die der Wagen entscheidend mitwirken, da es nicht zulässig erscheint, alle Wagenbauarten mit gleich hoher Geschwindigkeit laufen zu lassen. So treten z. B. bei zwei- und auch dreiachsigen



Personenzugwagen bedenkliche Schwankungen ein, wenn sie eine Geschwindigkeit über 80 km/st erreichen, so daß es sich dringend empfiehlt, bei Schnellzügen nur vierachsige Drehgestellwagen zu verwenden.

**Geschwindigkeitsmesser.** Aus allen diesen im vorstehenden angeführten Gründen ist es auch erforderlich, die tatsächliche Geschwindigkeit zu überwachen, wie das schon jetzt teilweise durch Kontakte und Geschwindigkeitsmesser geschieht. Es gibt auch ein einfaches Mittel, nur allein mit Hilfe der Sekundenuhr, die Geschwindigkeit im Zuge festzustellen, wenn die Schienenlänge bekannt ist; denn ist diese =  $a$  m, so ist der nach  $n$  gezählten Schienenstößen zurückgelegte Weg =  $s$  m =  $na = \frac{v \text{ km}}{3,6} \cdot t \text{ Sek.}$ ;

also die Geschwindigkeit  $v = \frac{3,6 \cdot n \cdot a}{t}$  km/st. Erfolgt nun die Zählung der Schienenstöße während der Zeit  $3,6 \cdot a$ , z. B. bei 12 m langen Schienen =  $3,6 \cdot 12 = 43 \text{ Sek.}$ , so ist  $v = n =$  der Zahl der Stöße.

## Die Lokomotivbauart.

Bezüglich der zulässigen Geschwindigkeit sind bei den Lokomotiven maßgebend

die Zahl und Stellung gekuppelter Achsen,  
der Radstand,  
der Raddurchmesser,  
die Kurvenbeweglichkeit,  
die Kolbengeschwindigkeit und  
die Massenwirkungen.

### 1. Die Achsenkuppelung.

Im allgemeinen wird man gekuppelte Achsen hinten anordnen, da sie, auch ohne Berücksichtigung der störenden Radgegengewichte, als führende Achsen nicht geeignet sind, und für schnelleren Gang genügen indessen feste und nur seitenbewegliche Laufachsen auch nicht. Ferner gestatten sogar die kurvenbeweglichen Einzelachsen, wie die Adams- und Bissel-Achse ebenfalls keine größere Geschwindigkeit. Die einzig richtige und brauchbare Anordnung bildet das zweiachsige Drehgestell mit möglichst großem Radstand.

### 2. Der Radstand.

Vor der Einführung der Drehgestelle war man meistens genötigt, den Radstand so zu beschränken, daß sämtliche Achsen vor der Feuerbuchse lagen und hierdurch eine höhere Geschwindigkeit infolge der überhängenden Massen und starken nickenden Bewegungen ganz ausgeschlossen war. Nur zögernd legte man später eine Achse unter, oder dicht hinter die Feuerbuchse. Nachdem aber schließlich durch die Anwendung lang gestreckter Drehgestelle und ausreichender Unterstützung der schweren Feuerbuchse eine größere Rad- und Tragfederbasis gewonnen war, hörten die gefährlichen nickenden Bewegungen der Lokomotive auf, und auch die schlingernden wurden so vermindert, daß in dieser Beziehung eigentlich jetzt eine unbegrenzte Geschwindigkeit zulässig erscheint. Demgegenüber ist es allerdings unerlässlich, die Geschwindigkeit anderer Lokomotivbauarten mit 2,3 oder 4 festen, oder nur seitenbeweglichen Achsen zu begrenzen und die ersteren überhaupt auf die Nebenbahnen und den Vorspann- und Verschiebedienst zu beschränken.

### 3. Die Kolbengeschwindigkeit.

**Trägheitskräfte.** Sie berechnet sich aus der Zuggeschwindigkeit, dem Kolbenhub und Raddurchmesser nach der Formel

$$V = \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60} \cdot \frac{2h}{\pi D} = n \cdot 2h,$$

wenn  $n$  die Umdrehungszahl der Treibachsen in einer Sekunde bezeichnet. Wir haben gesehen, daß die Trägheitskräfte der gradlinig bewegten Triebwerksmassen mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega = n \cdot 2\pi$  quadratisch wachsen; denn diese Kraftwirkung ist  $= k \cdot m r \omega^2$ , wenn

$m$  die Triebwerksmasse,

$r = \frac{h}{2}$  den Kurbelhalbmesser,

$\omega = n \cdot 2\pi = \frac{v}{3,6 \cdot \pi D} \cdot 2\pi = \frac{v}{1,8 D}$  die Winkelgeschwindigkeit und

$k$  einen Faktor bezeichnet, der von der Kurbelstellung  $\varphi$  und dem Verhältnis der Kurbel- zur Kurbelstangenlänge  $\lambda = \frac{r}{l}$  abhängt.

Um diese störenden Kräfte, bzw. die durch sie hervorgerufenen störenden Bewegungen und die als ungünstige Nebenwirkung der überschüssigen Fliehkräfte der Radgegengewichte nicht zu groß werden zu lassen, muß die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , also auch der Quotient  $\frac{h}{D}$  und die Kolbengeschwindigkeit  $V$  beschränkt werden; am allzweckmäßigsten ist es jedoch, die einseitig wirkenden Massen  $m$  durch **Gegenläufigkeit** anderer Triebwerksmassen zu vermindern, wie das bei den sog. ausgeglichenen vierzylindrigen Lokomotiven geschieht, und dies kann bei vierzylindrigen Zwillingslokomotiven so vollständig geschehen, daß die Radgegengewichte ganz überflüssig werden. Im übrigen müssen die Werte für  $v$ ,  $\frac{h}{D}$ ,  $n$ ,  $\omega$  und  $V$  auf Grund von Erfahrungen festgesetzt werden. Bei der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten, zweizylindrigen Zwillings-Normal-Personenzug-Lokomotive ist für  $v = 90 \text{ km/st}$

$$\frac{h}{D} = \frac{0,56}{1,73} = 0,32$$

$$n = \frac{v}{3,6 \cdot \pi D} = 4,6 \text{ Sek.}$$

$$\omega = n \cdot 2\pi = 28,9$$

und

$$V = n \cdot 2h = 5,15 \text{ m/sek.}$$

Die Länge der Kurbelstange ist  $l = 1,825 \text{ m}$  und daher das Verhältnis

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{6,5}.$$

Die gradlinig bewegten Triebwerksmassen auf jeder Seite der Lokomotive sind  $m g = 180 \text{ kg}$ ; daher  $m r \omega^2 = 18,35 \cdot 0,28 \cdot 28,9^2 = 4291 \text{ kg}$  und der größte Wert im inneren toten Punkte der Kurbel  $= (1 + \lambda) 4291 = 4949 \text{ kg}$ .

**Überschüssige Fliehkräfte.** Wird nun diese Kraft durch kreisende Radgegengewichte zur Hälfte ausgeglichen, so bleiben einerseits noch wagerecht wirkende Kräfte von etwa  $+ 2475 \text{ kg}$  übrig, und andererseits entstehen senkrecht gerichtete, unausgeglichene, überschüssige Fliehkräfte dieser Gegengewichte  $\frac{m}{2} \cdot r \omega^2 = \pm 2146 \text{ kg}$ , die die Radbelastung um  $\pm 19\%$  beeinflussen. Diese Verhältnisse sind erfahrungs-



mäßig zulässig. Eine Steigerung der Geschwindigkeit über 100 km/st würde jedoch eine Verbesserung als unerlässlich erscheinen lassen, was zum Teil durch Vergrößerung der Triebräder, aber in viel erheblicherem Grade durch Gegenläufigkeit der Triebwerksmassen geschehen könnte.

#### 4. Zugkraft, Zuglast und Steigung.

Die oben angeführten Bestimmungen über die Zuggeschwindigkeit sind in einer Reihe von bekannten Verordnungen und Vorschriften enthalten; die wirklich ausführbare Geschwindigkeit ist aber noch von der Größe der Lokomotivkraft, der Zugstärke und der Bahnneigung abhängig; denn es gilt für den Beharrungszustand, daß die beschleunigende Kraft  $P = Z - W = Z - (G_1 + G)(w + n) = 0$  ist.

Die indizierte Zugkraft kann, wie wir bereits wissen, durch einen Ausdruck von der Form

$$A - Bv + Cv^2$$

und der spezifische Eigenwiderstand  $w$  durch  $a + bv + cv^2$  dargestellt werden, so daß man für die gegenseitige Abhängigkeit der drei Elemente

- Zuglast  $G$ ,
- Steigung  $n$  und
- Zuggeschwindigkeit  $v$

folgende Bedingung erhält:

$$A - Bv + Cv^2 = (G_1 + G)(a + bv + cv^2 + n)$$

und es bestehen drei Möglichkeiten, die Abhängigkeit dieser Veränderlichen darzustellen. Die wichtigste derselben ist, die Zuglast  $G$  als Funktion der Geschwindigkeit  $v$  für verschiedene Steigungen  $n$ , die sog. Leistungstabellen und Kurven, die später noch genauer besprochen werden sollen; hier handelt es sich zunächst nur um die Zuggeschwindigkeit  $v$  als Funktion der Steigung  $n$  für verschiedene Zuglasten  $G$ , indem hieraus die Fahrpläne zu entwerfen sind. Wird die obere Gleichung aufgelöst und werden die Glieder nach Potenzen von  $v$  geordnet, so erhält man die quadratische Gleichung  $[C - (G_1 + G)c]v^2 - [B + (G_1 + G)b]v + A - (G_1 + G)(a + n) = 0$  und für eine unveränderliche Zuglast  $G$  allgemein

$$\mathfrak{A}v^2 - \mathfrak{B}v + \mathfrak{C}n + \mathfrak{D} = 0.$$

Diese Gleichung stellt eine Linie zweiter Ordnung dar, deren besondere Art erst in jedem Fall zu untersuchen ist. Im allgemeinen ist die Kurve eine Parabel, da die Diskriminante  $= 0$  ist; sie geht jedoch für  $\mathfrak{A} = 0$  in eine Gerade über. Die Fig. 275 zeigt die bildliche Darstellung der beschleunigenden Kraft  $P =$  dem Unterschied zwischen der Zugkraft  $Z$  und dem Zugwiderstand  $W = Z - W$  der Atlantik-Bauart als Funktion der Zuggeschwindigkeit. Man wird daraus erkennen, daß die Funktion eine fast lineare

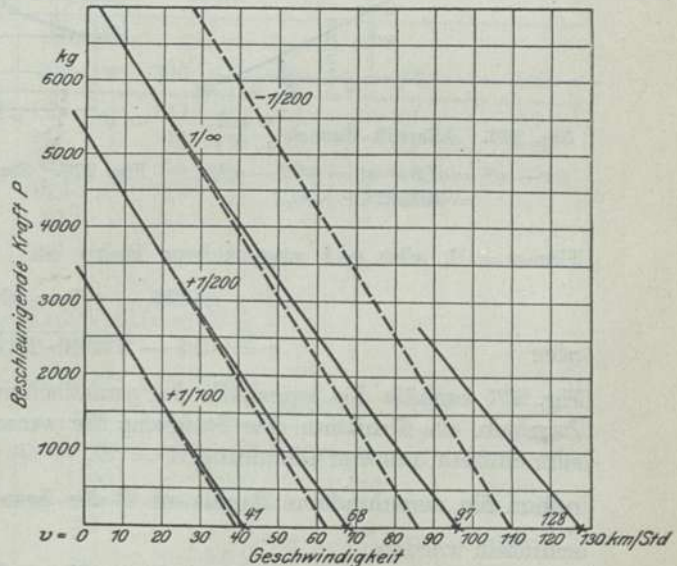


Fig. 275. Beschleunigende Kraft.  
 $P = Z - W = 7300 - 85 \cdot v + 0,1 \cdot v^2 - 400 n$   
 für  $G_1 + G = 400$  t.

ist und die Kurven nicht wesentlich von den eingezeichneten Tangenten abweichen, was auch durch folgende Berechnung bestätigt wird. Die Formel der Zugkraft dieser Lokomotive war  $Z = 8300 - 85 \cdot v + 0,27 \cdot v^2$  und für  $G_1 + G = 400 \text{ t}$

$$W = 400 \left( 2,5 + \frac{v^2}{2335} + n \right) = 1000 + 0,17 \cdot v^2 + 400 \cdot n,$$

so daß  $P = Z - W = 7300 - 85 \cdot v + 0,1 \cdot v^2 - 400 \cdot n = 0,$

oder  $v^2 - 850 v - 4000 n + 73000 = 0,$

$$v_1^2 - a n_1 = (\alpha - v)^2 - a (\beta + n) = 0.$$

Die Gleichung einer Parabel mit einem um

$$\alpha = \frac{850}{2} = 425 \quad \text{und} \quad \beta = \frac{425^2 - 73000}{4000} = 26,9$$

verschobenen Koordinatensystem, Fig. 276. Daraus ergibt sich die Mittelpunkts-gleichung der Parabel

$$(\alpha - v)^2 - 4000 (n + \beta) = 0 = (425 - v)^2 - 4000 (n + 26,9) = 0.$$

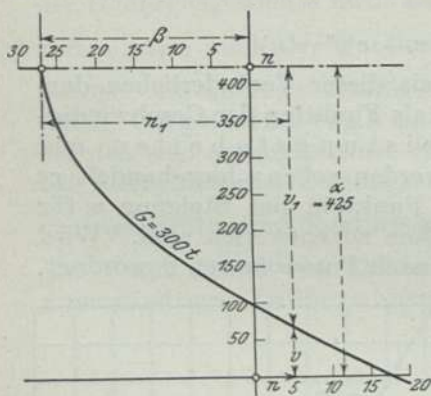


Fig. 276. Atlantik-Bauart  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

$$(\alpha - v)^2 = c (\beta + n) = (425 - v)^2; \\ = 4000 (26,9 + n).$$

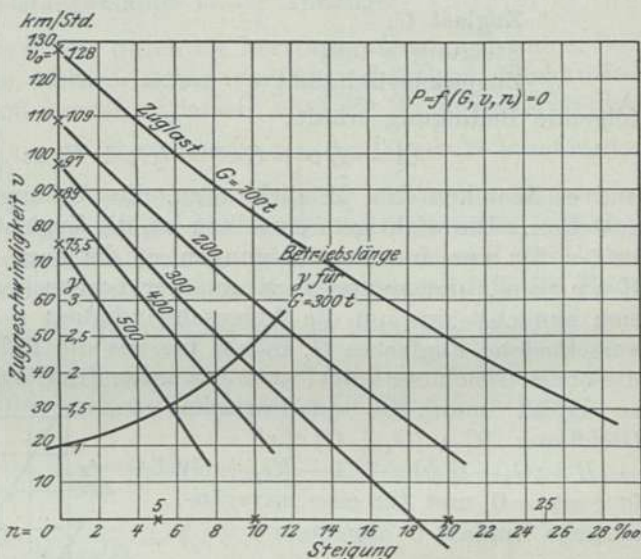


Fig. 277. Zuggeschwindigkeiten als Funktion der Steigung für verschiedene Zuglasten.

Für  $n = 0$ , also auf wagerechter Bahn ist

$$(425 - v)^2 = 4000 \cdot 26,9,$$

oder

$$v = 425 - \sqrt{4000 \cdot 26,9} = 97 \text{ km/st.}$$

Fig. 277 enthält die innerhalb der praktischen Grenzen liegenden Abschnitte dieser Parabeln als Funktion der Steigung für verschiedene Zugstärken; sie ergeben sich sehr einfach aus der Gleichung  $Z = (G_1 + G) (w + n)$ , wenn  $Z$  und  $w$  bekannt sind, indem für verschiedene Zuglasten  $G$  die betreffenden Steigungen  $n = \frac{Z}{G_1 + G} - w$  ermittelt werden.

In der Zahlentafel 36 sind diese Werte für die Geschwindigkeiten von 30 bis 120 km/st zusammengestellt. Aus dem Verlauf der Parabeln erkennt man, daß sie wenig von einer Geraden abweichen, sich mit zunehmender Zuglast  $G$  einer



solchen nähern und sogar in eine genaue Gerade übergehen, wenn in der Gleichung  $Z - W = 0$  das Glied mit  $v^2$  verschwindet, also wenn

$$C = (G_1 + G) c,$$

oder 
$$0,27 = \frac{G_1 + G}{2335};$$

oder 
$$G = 0,27 \cdot 2335 - 100 = 530 \text{ t wird.}$$

Für eine  $\frac{4}{4}$  gekuppelte Güterzug-Lokomotive ist die Zugkraft

$$Z = 13600 - 400 \cdot v + 4,25 \cdot v^2$$

und wird hier im allgemeinen der spezifische Zugwiderstand  $w = 2,5 + \frac{v^2}{1200}$  gesetzt, so ergibt sich hieraus für den Beharrungszustand die Gleichung

$$v^2 - 128 \cdot v - 425 \cdot n + 3268 = 0,$$

wenn  $G_1 = 85$  und  $G = 1250 \text{ t}$  ist:

$$v_1 = \alpha - v, \quad n_1 = \beta + n,$$

$$\alpha = 64 \quad \text{und} \quad \beta = 1,95;$$

also 
$$(64 - v)^2 = 425 (n + 1,95),$$

Fig. 278 und Zahlentafel 36, 2.

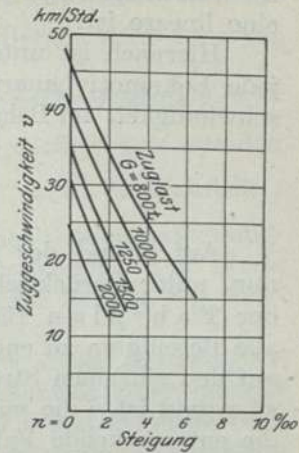


Fig. 278. Zuggeschwindigkeiten als Funktion der Steigung für verschiedene Zuglasten.  
 $\frac{4}{4}$  gek. Verb.-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0.8.0}{D}$ .

Zahlentafel 36.

Berechnung der Parabeln.

1. Die Atlantikbauart  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

$$Z = (G_1 + G)(w + n) = 0.$$

$$G_1 = 100 \text{ t}; \quad Z = A - Bv + Cv^2 = 8300 - 85v + 0,27v^2.$$

$$w = a + bv + cv^2 = 2,5 + \frac{v^2}{2335}.$$

| v<br>km/st | Z<br>kg | w<br>kg/t | Steigung n für die Zuglast G = |      |      |     |      |     |
|------------|---------|-----------|--------------------------------|------|------|-----|------|-----|
|            |         |           | 100                            | 200  | 300  | 400 | 500  | 600 |
| 30         | 6000    | 2,89      | 27,1                           | 17,1 | 12,1 | 9,1 | 7,1  | 5,7 |
| 40         | 5330    | 3,19      | 23,4                           | 14,6 | 10,1 | 7,6 | 5,8  | 4,5 |
| 60         | 4170    | 4,04      | 16,8                           | 9,9  | 6,4  | 4,3 | 2,9  | 1,9 |
| 80         | 3230    | 5,24      | 10,9                           | 5,5  | 2,8  | 1,2 | 0,14 | —   |
| 100        | 2500    | 6,78      | 5,7                            | 1,6  | —    | —   | —    | —   |
| 120        | 1990    | 8,66      | 1,3                            | —    | —    | —   | —    | —   |

2.  $\frac{4}{4}$  gekuppelte Lokomotiven  $\frac{0.8.0}{D}$ .

$$Z = 13600 - 400v + 4,25v^2; \quad w = 2,5 + \frac{v^2}{1200}.$$

| v<br>km/st | Z<br>kg | w<br>kg/t | Steigung n für die Zuglast G = |      |      |      |      |
|------------|---------|-----------|--------------------------------|------|------|------|------|
|            |         |           | 800                            | 1000 | 1250 | 1500 | 2000 |
| 20         | 7250    | 2,83      | 5,4                            | 3,9  | 2,6  | 1,8  | 0,6  |
| 25         | 6200    | 3,02      | 4,0                            | 2,7  | 1,6  | 0,9  | —    |
| 30         | 5350    | 3,25      | 2,8                            | 1,7  | 0,75 | 0,15 | —    |
| 35         | 4800    | 3,52      | 1,9                            | 0,9  | 0,1  | —    | —    |
| 40         | 4300    | 3,83      | 1,0                            | 0,1  | —    | —    | —    |

Auch aus diesen Linien der Zuggeschwindigkeit  $v$  als Funktion der Steigung  $n$  für verschiedene Zugstärken ist zu erkennen, daß diese Abhängigkeit annähernd eine lineare ist.

Hiernach ist unter Beachtung der vorgeschriebenen Einschränkungen die für jede Lokomotivbauart für verschiedene Steigungen und Zugstärken zulässige Geschwindigkeit im Beharrungszustande bildlich und durch Rechnung zu ermitteln.<sup>1)</sup>

### C. Der Fahrplan.

Auf Grund der im vorangegangenen festgesetzten Zuggeschwindigkeit kann nun, unter Berücksichtigung aller sonstigen Vorschriften und Fahrbeschränkungen der **F a h r p l a n** für den praktischen Betriebsdienst aufgestellt werden, aus dem alle Beteiligten zu entnehmen haben, mit welchen Fahrzeiten bestimmte Zuglasten auf den einzelnen Strecken zu befördern sind. Hat eine solche Strecke die Länge  $s$  km und ist  $v$  die mittlere Geschwindigkeit auf derselben in km/st, so ergibt sich die entsprechende Fahrzeit aus

$$s \cdot 1000 = \frac{v}{3,6} \cdot t \cdot 60$$

oder 
$$t = 60 \cdot \frac{s}{v} \text{ Min. oder } \frac{s}{v} \text{ St.}$$

Kann also eine Lokomotive die Zuglast  $G$  mit dieser Geschwindigkeit befördern, so ist die hiermit berechnete Fahrzeit gegeben; ist sie kleiner, also  $v$  größer, so kann diese bei der Zuglast  $G$  nicht mehr eingehalten werden; es ist dann nicht zu umgehen, entweder diese zu verringern oder Vorspanndienst zu leisten. Ist umgekehrt die Fahrzeit zu groß, so wird bei derselben Zuglast die Lokomotivkraft nicht ausgenutzt. Es kann daher ein richtiger Fahrplan nur auf Grund der entwickelten maschinentechnischen Grundsätze, der vorhandenen Lokomotivkraft entsprechend, aufgestellt werden. Eine neue Aufstellung der Fahrpläne erfolgt nicht nur regelmäßig zweimal jährlich, sondern auf verkehrsreichen Strecken für Sonderzüge fast täglich, was schnell und sicher erledigt werden muß. Zur Erleichterung dieser Arbeit ist man bisher von der **Grundgeschwindigkeit**, d. i. die Geschwindigkeit  $v_0$  auf der Horizontalen, ausgegangen, für die also die Fahrzeit  $t_0 = \frac{60 \cdot s_0}{v_0}$  ist und berechnet nun die Fahrzeit  $t$  für eine gleich lange Strecke in der Steigung  $n^0/_{00}$  in der Weise, indem man statt  $s_0$  eine in der Wirkung gleichwertige größere Weglänge  $s = \gamma \cdot s_0$  einführt und nennt den Faktor  $\gamma$  die **virtuelle** oder **Betriebslänge**. Man erhält dann also  $t = 60 \cdot \frac{s}{v} = \frac{60 \cdot \gamma \cdot s_0}{v_0} = \gamma t_0$  und hat hiernach bei der Bestimmung der Fahrzeit  $t$  nur die bekannte Zeit  $t_0$  mit der betreffenden virtuellen Länge zu multiplizieren. Hierbei wird also eine beliebige Geschwindigkeit  $v = \frac{v_0}{\gamma}$  gesetzt. Das ganze Rechnungsverfahren ist folgendes: Aus der Heizfläche  $H$  der Lokomotive wird, unter Benutzung eines Erfahrungskoeffizienten  $k$ , die Lokomotivleistung  $L = kH$  ermittelt und hieraus die Zugkraft  $Z = \frac{270 \cdot L}{v}$ . Die zu befördernde Zuglast auf einer Steigung  $n^0/_{00}$  ist dann bei der Geschwindigkeit  $v$

$$G = \frac{Z}{w + n} - G_1;$$

<sup>1)</sup> Vergl. auch Sanzin, Z. Ver. deutsch. Ing. 1906, Nr. 4 und Zillgen, Glasers Annalen 1907, Nr. 732.



$w$  bezeichnet hier wieder den mittleren Widerstand des ganzen Eisenbahnzugs, einschließlich der Lokomotive. Für eine bestimmte Zuglast  $G$  findet man daher zunächst die zugehörige Grundgeschwindigkeit  $v_0$  und dann auch bei gleicher Zuglast die Geschwindigkeit  $v = \frac{v_0}{\gamma}$  einer beliebigen Steigung. Hieraus wird dann für

eine Anzahl von Steigungen und Geschwindigkeiten dieser Betriebskoeffizient  $\gamma = \frac{v_0}{v}$  berechnet und dann die Betriebslänge  $s = \gamma \cdot s_0$ . Hierauf wird rückwärts aus den Betriebslängen wieder die gesuchte Geschwindigkeit  $v = \frac{v_0}{\gamma}$ , bzw. die Fahrzeit  $t$  für 1 km Bahnlänge  $= \gamma t_0$  berechnet, wenn  $t_0$  die bekannte der Grundgeschwindigkeit  $v_0$  entsprechende Fahrzeit auf wagerechter Strecke bezeichnet. Die Werte für  $L, Z, w$  und  $\gamma$  werden auch bildlich dargestellt, um die ganze Berechnung übersichtlicher zu gestalten und zu erleichtern.

Gegen dieses Verfahren der Fahrplanberechnung ist vor allem einzuwenden, daß die Geschwindigkeit  $v$  nicht proportional der Grundgeschwindigkeit gesetzt werden kann, indem der Faktor  $\gamma$  sich für jede andere Zuglast  $G$  ändert; er ist auch für alle Grundgeschwindigkeiten ganz verschieden, so daß eigentlich eine unbegrenzte Zahl derselben festzustellen und zu verwenden sein würde, ohne dabei jedoch Interpolationen zu vermeiden.

Zahlentafel 37 (zu Fig. 277).

Zuggeschwindigkeiten  
als Funktionen der Steigung für verschiedene Zuglasten.

Atlantikbauart  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

| $v_0 =$<br>$G =$<br>$n/1000$ | 128                    | 109   | 97   | 89   | 75,5 | Grundgeschwindigkeit<br>Zuglast |
|------------------------------|------------------------|-------|------|------|------|---------------------------------|
|                              | 100                    | 200   | 300  | 400  | 500  |                                 |
|                              | Zuggeschwindigkeit $v$ |       |      |      |      |                                 |
| $1/\infty$                   | 128                    | 109   | 97   | 89   | 75,5 |                                 |
| $1/1000$                     | 123,5                  | 103,5 | 91,5 | 82,5 | 67   |                                 |
| $1/500$                      | 118,5                  | 99    | 85   | 76   | 59,5 |                                 |
| $1/200$                      | 104,5                  | 83,5  | 67   | 56   | 36   |                                 |
| $1/100$                      | 85                     | 60    | 40,5 | 24   | —    |                                 |
| $1/50$                       | 50                     | 18    | —    | —    | —    |                                 |
|                              | Betriebslängen.        |       |      |      |      |                                 |
| $1/\infty$                   | 1                      | 1     | 1    | 1    | 1    |                                 |
| $1/1000$                     | 1,04                   | 1,05  | 1,06 | 1,08 | 1,13 |                                 |
| $1/500$                      | 1,08                   | 1,10  | 1,14 | 1,16 | 1,27 |                                 |
| $1/200$                      | 1,22                   | 1,31  | 1,45 | 1,59 | 2,10 |                                 |
| $1/100$                      | 1,51                   | 1,82  | 2,40 | 3,71 | —    |                                 |
| $1/50$                       | 2,56                   | 6,06  | —    | —    | —    |                                 |

Betrachtet man einmal, um einen Vergleich anzustellen, die Geschwindigkeitskurve der Atlantiklokomotive, Fig. 277, für die Zuglast  $G_1 + G = 400$  t. Die zugehörige Grundgeschwindigkeit ist  $v_0 = 97$  km/st. Die Geschwindigkeit  $v$  für eine beliebige Steigung  $n$  geht unmittelbar aus der Figur hervor; man könnte also auch hieraus, wenn man will, die virtuelle Länge  $\gamma = \frac{v_0}{v}$  ermitteln und aufzeichnen. Die Zahlentafel 37 enthält diese Geschwindigkeiten und virtuellen Längen, gleichzeitig auch noch für andere Zuglasten. Ferner sind auch die virtuellen Längen für die



Zuglast  $G = 300$  t in der Fig. 277 bildlich dargestellt. Wer sich in diese Rechnungsweise vertieft, wird bald bemerken, welche Umständlichkeit darin liegt, die an sich naturgemäß einfache Herleitung durch Einführung fingierter Rechnungsgrößen künstlich zu verwickeln und zu verdunkeln. Die gesuchte Fahrgeschwindigkeit wird durch vier Berechnungen ermittelt:

1. Berechnung von  $v$  als Funktion der Steigung und Zugstärke;
2. Bestimmung des Koeffizienten  $\gamma = \frac{v_0}{v}$ ;
3. desgl. der virtuellen Länge  $s = \gamma s_0$  und
4. Berechnung von  $v = \frac{v_0}{\gamma}$ .

Diese Art der Berechnung ist, wie schon bemerkt, hauptsächlich deshalb eine verfehlte, weil die Grundgeschwindigkeit  $v_0$  als ein Vielfaches der Zuggeschwindigkeit  $= \gamma \cdot v$ , diese also durch Multiplikation dargestellt wird, während doch tatsächlich eine viel einfachere, fast lineare Beziehung  $v = v_0 - a \cdot n$  vorliegt.

Man dürfte also, anstatt der Multiplikation, das Verfahren der Subtraktion als geeigneter betrachten, wie ich schon in einer kleinen Abhandlung über die Konstruktion der Fahrpläne, Archiv für Eisenbahnwesen 1892, S. 482, gezeigt und das von mir bereits im Jahre 1886 nach diesen Grundsätzen aufgestellte und ausgearbeitete Verfahren empfohlen und praktisch angewandt habe. Dieses Verfahren zur Bestimmung der Zuggeschwindigkeit und Aufstellung der Fahrpläne ist viel einfacher und übersichtlicher, als das mit Hilfe der virtuellen Längen; es erfordert nicht die Ermittlung von Hilfsgrößen, sondern liefert unmittelbar die verlangten Geschwindigkeiten und Fahrzeiten, und die Fahrpläne können mit besserer Klarheit entworfen werden. Die Berechnung umgeht die schwer bestimmbaren Werte für die indizierte Leistung  $L$ , die indizierte Zugkraft  $Z$  und den Eigenwiderstand  $w$ , indem sie von der ursprünglich durch Versuche ermittelten Lokomotivkraft unmittelbar ausgeht.

Nach den Fig. 275 und 277 sind zwar die Geschwindigkeitskurven keine genauen Geraden, sie weichen jedoch nicht wesentlich von einer solchen ab, und da die Fahrpläne auch nicht für jede Lokomotivgattung gesondert aufzustellen sind, so erscheint es zulässig, auch bei verschiedenen Zugstärken und Steigungen einen Durchschnittswert für den Koeffizienten  $a$  einzuführen, und zwar für alle Lokomotiven und Züge  $a = 6$  zu setzen, so daß die Formel zur Berechnung der Zuggeschwindigkeit allgemein

$$v = v_0 - a \cdot n$$

lautet, mit deren Hilfe die Bestimmung von  $v$ , ohne Bleistift und Papier, sondern ohne weiteres erfolgen kann; denn ist z. B. die Grundgeschwindigkeit  $v_0 = 68$  km gegeben, so ist für eine Steigung von  $5\text{‰} = \frac{1}{200}$  die gesuchte Geschwindigkeit nach einer einfachen Kopfrechnung  $= 68 - 6 \cdot 5 = 68 - 30 = 38$  km/st. Dieses Verfahren genügt vollkommen für die einmalige und erste Berechnung einer bestimmten Strecke; es kann aber für die zu den fast täglich vorkommenden Gelegenheitsfahrten aufzustellenden *Sonderfahrpläne* in folgender Weise noch wesentlich vereinfacht werden. In der Fig. 279 sind die theoretischen Zuggeschwindigkeiten  $v = v_0 - a \cdot n$  für  $v_0 = 90$ , als Funktion der Steigung in Gestalt der unter der Neigung  $a$  gezogenen Geraden  $AB$  und als Funktion der Fahrzeit  $t$  durch die Kurve  $EF$  dargestellt. Diese ist eine gleichseitige Hyperbel, da die Fahrzeit für 1 km Strecke  $t = \frac{60 \cdot 60}{v}$  Sek. oder  $vt = 60^2 = 3600$  ist. Bezieht sich z. B. die Gerade  $AB$  auf die Grundgeschwindigkeit  $v_0 = 90$  km/st, so findet man z. B. die ent-



sprechende Geschwindigkeit für die Steigung  $n=4$ ,  $\left(\frac{4}{1000} = \frac{1}{250}\right)$  im Durchschnittspunkt  $D$  der Ordinate  $CD$  mit  $AB=66$  km/st. Ist ferner  $EF$  die Fahrzeitenkurve, so ergibt der Durchschnitt der Abszisse  $DG$  für  $v=66$  mit derselben in  $G$  sogleich die gesamte Fahrzeit  $t=54,5$  Sek. Man kann also aus einer einzigen Figur jegliche Geschwindigkeit und Fahrzeit für beliebige Steigungen und Grundgeschwindigkeiten unmittelbar abmessen. Allein dies Verfahren kann für die Wiederholung der Fahrplanentwürfe auf ein und derselben Strecke noch weiter vereinfacht werden, wenn man die Fahrzeiten für alle Geschwindigkeiten,

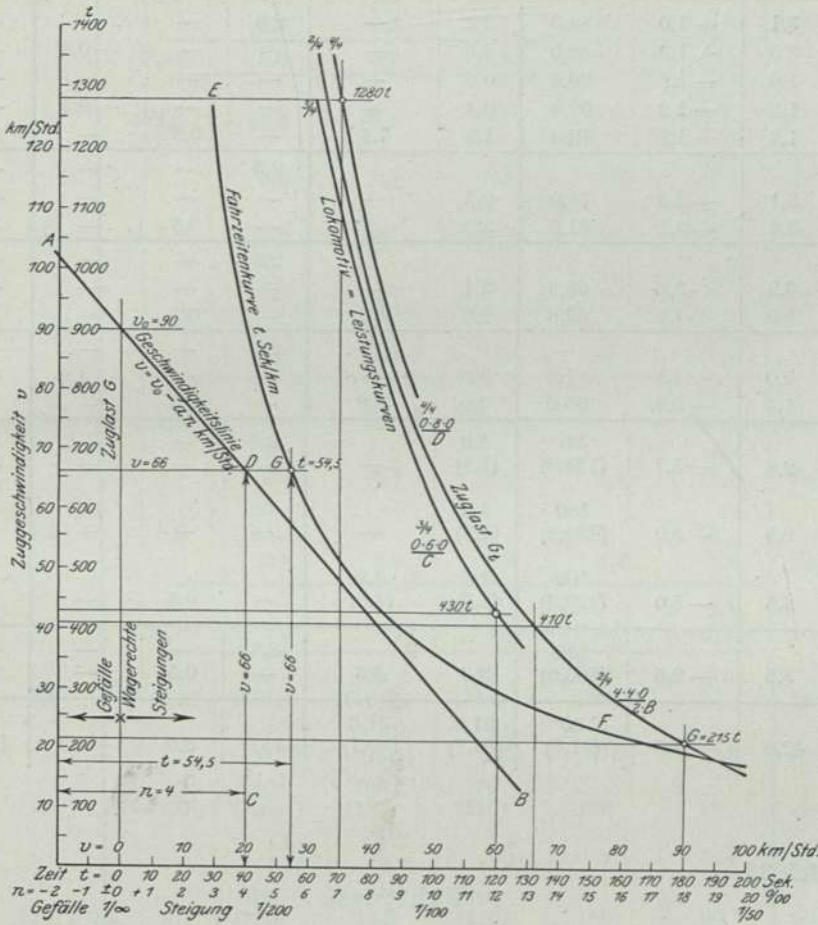


Fig. 279. Fahrplan.

etwa von 2 zu 2 km/st ein für allemal im voraus bestimmt und bildlich darstellt, wie dies z. B. auf Grund der Zahlentafeln 38 und 39 in der Fig. 280 geschehen ist. Wird diese, wie schon bemerkt, so eingerichtet, daß sie die Fahrzeiten von 2 zu 2 km/st der Grundgeschwindigkeit angibt, so kann eine genaue Interpolation bis auf 1 km/st der Geschwindigkeit mit Leichtigkeit bewirkt werden. Die Stationen und Haltestellen sind mit römischen, die Blockstationen mit deutschen Ziffern bezeichnet; die Fahrzeitkurven für die letzteren sind gestrichelt. Die reinen Fahrzeiten, die hieraus als wagerechte Abschnitte zwischen den Kurven im Maßstabe von 1 Minute = 5 mm auch abgemessen werden können, sind auf den betreffenden Strecken eingeschrieben und ebenso die gesamten Fahrzeiten  $T$  am Ende der Strecken.

Zahlentafel 38.

## Fahrplan.

Grundgeschwindigkeit  $v_0 = 90 \text{ km/st.}$ 

| Strecke | Halte-<br>stelle oder<br>Block-<br>station | Länge<br>$s$<br>km | Steigung<br>$\pm n$<br>‰ | Zug-<br>geschwin-<br>digkeit<br>$v$<br>km/st | Fahrzeit    |                                | Zuschläge            |                      |                          | Im<br>ganzen<br>Min. | Fahr-<br>zeit im<br>ganzen<br>Min. |
|---------|--|--------------------|--------------------------|--|-------------|--------------------------------|----------------------|----------------------|--------------------------|----------------------|------------------------------------|
|         |  |                    |                          |  | $t$<br>Min. | bis zur<br>Haltestelle<br>Min. | Ab-<br>fahrt<br>Min. | An-<br>kunft<br>Min. | Brech-<br>punkte<br>Min. |                      |                                    |
| 1       |  | 3,1                | + 1,0                    | 84,0   | 2,2         | —                              | 2,5                  | —                    | —                        | —                    | —                                  |
|         |  | 3,5                | + 1,3                    | 82,0   | 2,6         | —                              | —                    | —                    | + 0,4                    | —                    | —                                  |
| 2       |  | 1,0                | - 1,6                    | 99,5   | 0,6         | —                              | —                    | —                    | —                        | —                    | —                                  |
|         |  | 1,2                | - 1,2                    | 97,0   | 0,8         | —                              | —                    | —                    | - 0,3                    | —                    | —                                  |
| 3       |  | 1,7                | + 1,8                    | 79,0   | 1,3         | 7,5                            | —                    | 0,5                  | —                        | 3,0                  | 10,5                               |
| 4       |  | 3,1                | + 2,3                    | 76,0   | 2,5         | —                              | 2,5                  | —                    | —                        | —                    | —                                  |
|         |  | 3,8                | + 3,1                    | 71,5   | 3,2         | 5,7                            | —                    | 0,5                  | —                        | —                    | 3,0                                |
| 6       |  | 3,9                | + 3,6                    | 68,5   | 3,4         | —                              | 2,5                  | —                    | —                        | —                    | —                                  |
|         |  | 3,0                | + 4,6                    | 62,5   | 2,9         | 6,3                            | —                    | 0,5                  | —                        | —                    | 3,0                                |
| 8       |  | 3,0                | + 4,8                    | 61,0   | 3,0         | —                              | 2,5                  | —                    | —                        | —                    | —                                  |
|         |  | 1,4                | - 0,8                    | 95,0   | 0,9         | 3,9                            | —                    | 0,5                  | + 1,0                    | —                    | 3,8                                |
| 9       |  | 2,8                | - 5,7                    | 90   | 1,9         | —                              | 2,5                  | —                    | —                        | —                    | —                                  |
|         |  |                    |                          | (124,0)                                      | (1,4)       | —                              | —                    | —                    | —                        | —                    | —                                  |
| 10      |  | 2,5                | - 5,0                    | 100  | 1,5         | —                              | —                    | —                    | —                        | —                    | —                                  |
|         |  |                    |                          | (120,0)                                      | (1,3)       | —                              | —                    | —                    | —                        | —                    | —                                  |
| 11      |  | 2,5                | - 5,0                    | 100  | 1,5         | 4,9                            | —                    | 0,5                  | —                        | 3,0                  | 7,9                                |
|         |  |                    |                          | (120,0)                                      | (1,3)       | (4,0)                          | —                    | —                    | —                        | —                    | —                                  |
| 12      |  | 5,5                | - 2,5                    | 100  | 3,3         | 3,3                            | 2,5                  | —                    | —                        | —                    | 6,6                                |
|         |  |                    |                          | (105,0)                                      | —           | —                              | —                    | 0,5                  | —                        | —                    | 3,0                                |
|         |  | 42,0               | + 1,5                    | 80   | 31,6        | 31,6                           | 15,0                 | 3,0                  | + 1,1                    | 19,1                 | 50,4                               |
|         |  |                    |                          | (81,0)                                       | (30,7)      | (30,7)                         |                      |                      |                          |                      | (49,7)                             |

Zahlentafel 39.

## Fahrplan.

Zuggeschwindigkeit  $v = v_0 - an$ ; Fahrzeit  $t = \frac{60 \cdot s}{v}$ .

| Lfd. Nr. | Strecke<br>$s$ | $\pm n$ | Grundgeschwindigkeit $v_0 =$ |      |      |      |      |                 |
|----------|----------------|---------|------------------------------|------|------|------|------|-----------------|
|          |                |         | 100                          | 90   | 80   | 70   | 60   |                 |
| 1        | 3,1            | + 1,0   | $v = 94$                     | 84   | 74   | 64   | 54   | Geschwindigkeit |
|          |                |         | $t = 2,0$                    | 2,2  | 2,5  | 2,9  | 3,5  |                 |
| 2        | 1,0            | - 1,6   | 92                           | 82   | 72   | 62   | 52   | Geschwindigkeit |
|          |                |         | 2,3                          | 2,6  | 2,9  | 3,4  | 4,0  |                 |
| 2        | 1,2            | - 1,2   | 109,5                        | 99,5 | 89,5 | 79,5 | 69,5 | Geschwindigkeit |
|          |                |         | 0,6                          | 0,6  | 0,7  | 0,75 | 0,8  |                 |
|          |                |         | 107                          | 97   | 87   | 77   | 67   | Geschwindigkeit |
|          |                |         | 0,7                          | 0,8  | 0,8  | 0,9  | 1,1  |                 |



Zahlentafel 39 (Fortsetzung).

| Lfde. Nr. | Strecke<br><i>s</i> | Grundgeschwindigkeit $v_0 =$ |                |                |                |                |                |                 |
|-----------|---------------------|------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|-----------------|
|           |                     | $\pm n$                      | 100            | 90             | 80             | 70             |                | 60              |
| 3         | 1,7                 | + 1,8                        | 89             | 79             | 69             | 59             | 49             | Geschwindigkeit |
|           |                     |                              | 1,2            | 1,3            | 1,5            | 1,7            | 2,1            |                 |
|           |                     | $T_1 =$                      | 6,8            | 7,5            | 8,4            | 9,65           | 11,5           |                 |
| 4         | 3,1                 | + 2,3                        | 86             | 76             | 66             | 56             | 46             | Geschwindigkeit |
|           |                     |                              | 2,2            | 2,5            | 2,8            | 3,3            | 4,0            |                 |
| 5         | 3,8                 | + 3,1                        | 81,5           | 71,5           | 61,5           | 51,5           | 41,5           | Geschwindigkeit |
|           |                     |                              | 2,8            | 3,2            | 3,7            | 4,4            | 5,5            |                 |
|           |                     | $T_2 =$                      | 5,0            | 5,7            | 6,5            | 7,7            | 9,5            |                 |
| 6         | 3,9                 | + 3,6                        | 78,5           | 68,5           | 58,5           | 48,5           | 40<br>(38,5)   | Geschwindigkeit |
|           |                     |                              | 3,0            | 3,4            | 4,0            | 4,8            | 5,9<br>(6,1)   |                 |
| 7         | 3,0                 | + 4,6                        | 72,5           | 62,5           | 52,5           | 42,5           | 40<br>(32,5)   | Geschwindigkeit |
|           |                     |                              | 2,5            | 2,9            | 3,4            | 4,2            | 4,5<br>(5,5)   |                 |
|           |                     | $T_3 =$                      | 5,5            | 6,3            | 7,4            | 9,0            | 10,4<br>(11,6) |                 |
| 8         | 3,0                 | + 4,8                        | 71             | 61             | 51             | 41             | 40<br>(31)     | Geschwindigkeit |
|           |                     |                              | 2,5            | 3,0            | 3,5            | 4,4            | 4,5<br>(5,8)   |                 |
|           | 1,4                 | - 0,8                        | 100<br>(105)   | 95             | 85             | 75             | 65             | Geschwindigkeit |
|           |                     | 0,8                          | 0,9            | 1,0            | 1,1            | 1,3            | Fahrzeit       |                 |
|           |                     | $T_4 =$                      | 3,3            | 3,9            | 4,5            | 5,5            |                | 5,8<br>(7,1)    |
| 9         | 2,8                 | - 0,57                       | 100<br>(134)   | 90<br>(124)    | 90<br>(114)    | 90<br>(104)    | 94             | Geschwindigkeit |
|           |                     |                              | 1,7<br>(1,3)   | 1,9<br>(1,4)   | 1,9<br>(1,5)   | 1,9<br>(1,6)   | 1,8            |                 |
| 10        | 2,5                 | - 5,0                        | 100<br>(130)   | 100<br>(120)   | 100<br>(110)   | 100            | 90             | Geschwindigkeit |
|           |                     |                              | 1,5<br>(1,2)   | 1,5<br>(1,3)   | 1,5<br>(1,4)   | 1,5            | 1,7            |                 |
| 11        | 2,5                 | - 5,0                        | 100<br>(130)   | 100<br>(120)   | 100<br>(110)   | 100            | 90             | Geschwindigkeit |
|           |                     |                              | 1,5<br>(1,2)   | 1,5<br>(1,3)   | 1,5<br>(1,4)   | 1,5            | 1,7            |                 |
|           |                     |                              | $T_5 =$        | 4,7<br>(3,7)   | 4,9<br>(4,0)   | 4,9<br>(4,3)   | 4,9<br>(4,6)   | 5,2             |
| 12        | 5,5                 | - 2,5                        | 100<br>(115)   | 100<br>(105)   | 95             | 85             | 75             | Geschwindigkeit |
|           |                     |                              | 3,3<br>(2,9)   | 3,2            | 3,5            | 3,9            | 4,4            |                 |
|           |                     |                              | $T_6 =$        | 3,3<br>(2,9)   | 3,3            | 3,5            | 3,9            | 4,4             |
|           |                     | $T =$                        | 28,6<br>(27,2) | 31,6<br>(30,7) | 35,2<br>(34,6) | 40,7<br>(40,4) | 49,3           |                 |

Ist nun ein Fahrplan für eine beliebige Grundgeschwindigkeit, z. B.  $v_0 = 83 \text{ km/st}$  zu entwerfen, so können die einzelnen Fahrzeiten  $t$  und die gesamte Fahrzeit  $T$ ,

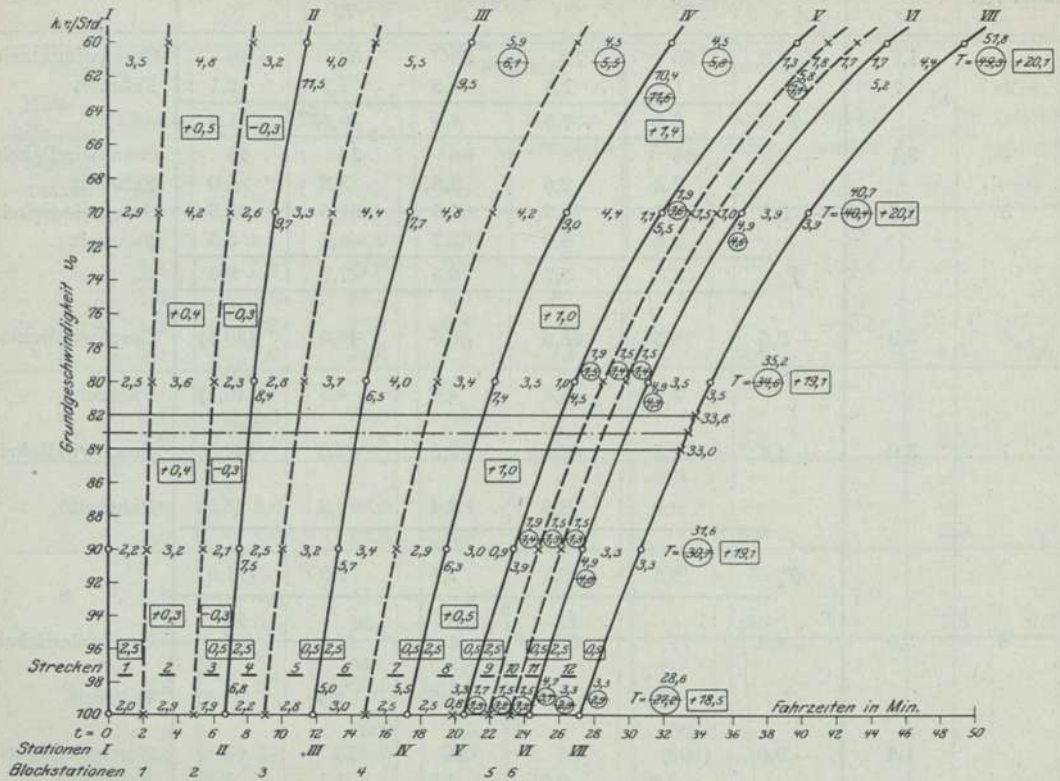


Fig. 280. Fahrplan.

die zwischen 33,0 und 33,8 Min. liegt, sofort abgeschrieben werden. Alle Vorausberechnungen von Betriebslängen, sowie der Gebrauch verschiedener Maßstäbe u. dgl. werden hierdurch entbehrlich.

## Die Zuschläge.

Zu diesen reinen Fahrzeiten, die nur für die Durchfahrt gelten, müssen noch die **Zeitverluste** infolge der Abfahrt, Ankunft, der Gefällwechsel und sonstiger Fahrbeschränkungen als **Zuschläge** hinzugerechnet werden.

### 1. Die Abfahrt.

Wir haben schon gesehen, wieviel Zeit zur Abfahrt und Beschleunigung eines Eisenbahnzuges nötig ist. Es erscheint aber für das Fahrplanentwerfen zweckmäßig, hierfür bestimmte Werte festzustellen. Ist  $v$  die Geschwindigkeit im Beharrungszustande, der nach  $t = 8$  Minuten erreicht werde, und  $v_m$  die während dieser Zeit erlangte mittlere Geschwindigkeit, so daß die hierbei zurückgelegte Beschleunigungsstrecke  $s = \frac{v_m t}{60}$  gesetzt werden kann, so ist der zur Erlangung des Beharrungszustandes gehörige Zeitverlust

$$t = \frac{v - v_m}{v} t_m = \left(1 - \frac{v_m}{v}\right) t_m;$$



denn die durchfahrene Strecke  $s = \frac{v_m t_m}{60}$  ist  $= \frac{v t}{60}$  bei der Beharrungsgeschwindigkeit  $v$ ; also ist der Zeitverlust

$$t = t_m - t = 60 \cdot s \left( \frac{1}{v_m} - \frac{1}{v} \right) = t_m \left( 1 - \frac{v_m}{v} \right).$$

Durch eine besondere Untersuchung kann festgestellt werden, daß die mittlere Geschwindigkeit  $v_m$  annähernd eine lineare Funktion

$$= -5 + 0,75 \cdot v$$

der Beharrungsgeschwindigkeit gesetzt werden kann, woraus sich die in der Fig. 281 und der Zahlentafel 40 angegebenen Werte berechnen.

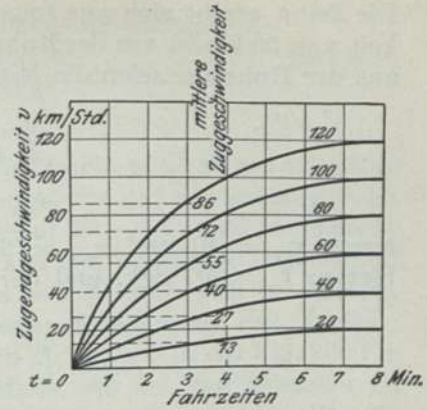


Fig. 281. Zeitverlust beim Anfahren.

Zahlentafel 40.

Zuschläge für die Abfahrt.

| Zuggeschwindigkeit   |                                   | Zurückgelegter Weg mit der Geschwindigkeit |       | Verloren   |               |
|----------------------|-----------------------------------|--|-------|------------|---------------|
| im Beharrungszustand | mittlere während der Beschleunig. | $v$  | $v_m$ | Wegstrecke | Zeit          |
| $v$                  | $v_m$                             | $s$  | $s_m$ | $s - s_m$  | $t = t_m - t$ |
| 20                   | 13                                | 2,7  | 1,7   | 1,0        | 3,0           |
| 30                   | 20                                | 4,0  | 2,6   | 1,4        | 2,85          |
| 40                   | 27                                | 5,3  | 3,5   | 1,8        | 2,7           |
| 50                   | 33                                | 6,6  | 4,4   | 2,2        | 2,65          |
| 60                   | 40                                | 8,0  | 5,3   | 2,7        | 2,6           |
| 70                   | 48                                | 9,3  | 6,3   | 3,0        | 2,5           |
| 80                   | 55                                | 10,7                                       | 7,3   | 3,4        | 2,45          |
| 90                   | 63                                | 12,0                                       | 8,4   | 3,6        | 2,35          |
| 100                  | 72                                | 13,3                                       | 9,5   | 3,8        | 2,3           |
| 110                  | 79                                | 14,7                                       | 10,5  | 4,2        | 2,25          |
| 120                  | 86                                | 16,0                                       | 11,5  | 4,5        | 2,2           |

2. Der Zeitverlust beim Anhalten.

Das Anhalten der Eisenbahnzüge geschieht durch das Anziehen der Bremsen, wobei ein Zeitverlust von meistens  $\frac{40}{2}$  Sek. entsteht, wofür  $\frac{1}{2}$  Minute gerechnet werden soll.

3. Zeitverlust und Gewinn auf Brechpunkten.

a) Übergang auf ein Gefälle.

Gefällwechsel. Bezeichnet  $v_1$  die Geschwindigkeit, mit der ein Zug den Brechpunkt erreicht,  $v_2$  sei die Beharrungsgeschwindigkeit auf der folgenden Gefällstrecke, so geschieht die Ermittlung des Zeitverlustes wie unter 1, indem für  $v$  der Unterschied  $v_2 - v_1$  gesetzt wird. Ist die anfängliche Geschwindigkeit  $v_1$  auf dem Gefälle z. B. 60 km/st und ist der Unterschied 40 km/st, die mittlere Geschwindigkeit  $v_m$  zwischen 60 und 100 km etwa 90 km, so ist der Zeitverlust

$$t = t_m \frac{v_2 - v_m}{v_2}$$

Die Zeit  $t_m$  ergibt sich aus folgender Gleichung. Zur Erlangung der Endgeschwindigkeit von 60 km/st aus der Ruhelage seien die Mittelwerte  $v_{m1}$  und  $t_{m1}$ , von 100 km/st aus der Ruhelage seien die Mittelwerte  $v_{m2}$  und  $t_{m2}$ , dann ist

$$\frac{v_{m1} t_{m1}}{60} + \frac{v_m t_m}{60} = \frac{v_{m2} t_{m2}}{60},$$

$$t_{m1} = t_{m2} - t_m = 8 \text{ Min.} - t_m,$$

ferner  $v_{m1} = 40$  und  $v_{m2} = 72$  km/st, also  $40(8 \cdot 60 - t_m) + 90 \cdot t_m = 72 \cdot 8 \cdot 60$  und hieraus  $t_m = 307$  Sek. und der Zeitverlust

$$t = 307 \cdot \frac{100 - 90}{100} = 30,7 \text{ Sek.}$$

#### b) Übergang auf eine Steigung.

Die anfängliche Geschwindigkeit  $v_1$  ist  $> v_2$ , wodurch vermöge der überschüssigen lebendigen Kraft des Zuges ein Zeitgewinn entsteht, der ebenso berechnet wird. Ist also umgekehrt  $v_1 = 100$  und  $v_2 = 60$  km/st und  $t_m$  bei der anfänglichen Verzögerung von  $f = 0,177$ , = 556 Sek., so ist bei einer mittleren Geschwindigkeit von 72 km/st der Zeitgewinn

$$t = t_{m1} - t_m = \frac{60 \cdot s}{v_{m1}} - t_m = \frac{v_m t_m}{v_{m1}} - t_m = t_m \left( \frac{v_m}{v_{m1}} - 1 \right) = 556 \left( \frac{72}{60} - 1 \right) = 111 \text{ Sek.}$$

#### 4. Zeitverlust durch Langsamfahren.

Das letztere findet in der Regel dann statt, wenn eine Strecke in der Ausbesserung begriffen ist und wird durch eine grüne Signalscheibe angezeigt. Die Berechnung erfolgt, wie unter 3a und mag diese, weil der Fall sehr oft vorkommt, hier für eine bestimmte Geschwindigkeit wiederholt werden. Die zulässige Geschwindigkeit  $v_1$  ist meistens 40 km/st, und soll der Beharrungszustand eines Schnellzugs bei  $v_2 = 100$  km wieder erreicht, also der Zug um 60 km Geschwindigkeit beschleunigt werden, so ist  $t_m = 400$  Sek.,  $v_m = 82$  km/st, also  $t = t_m \frac{v - v_m}{v} = 400 \frac{100 - 82}{100} = 0,18 \cdot 400 = 72 \text{ Sek.} = 1 \text{ Min.} 12 \text{ Sek.}$  Der Zeitverlust ermäßigt sich mit der zu erreichenden Beharrungsgeschwindigkeit  $v_2$ , bis er für  $v_2 = 40$  ganz verschwindet. Es wird sich nun empfehlen, diese Korrekturen durch Beischreiben in blauer Farbe, und zwar die Zuschläge für die Abfahrt am Anfang, die für das Halten am Ende der Strecken, die übrigen aber in der Mitte derselben zu bewirken, während dies hier in der Fig. 280 durch Rechtecke ( $\square$ ) geschehen ist.

#### Weitere Korrekturen des Fahrplans.

**Beschränkte Zuglast.** Es kann vorkommen, wie auch im obigen Beispiel, daß die aus der Berechnung sich ergebenden Geschwindigkeiten die je nach der Lokomotiv- oder Zuggattung vorgeschriebenen überschreiten und die dann auf das zulässige Maß einzuschränken sind. Hierdurch ändert sich natürlich auch die Zuglast, die entsprechend erhöht werden kann. Im vorliegenden Beispiel tritt dieser Fall ein auf der 9. bis 12. Strecke. Wird die Geschwindigkeit daselbst auf 90 bzw. 100 km ermäßigt, so kann die hiermit zulässige Erhöhung der Zuglast aus den Leistungskurven für die Horizontale ermittelt werden. Zu diesem Zweck sind in der Fig. 279 noch diese Kurven für die



|               |   |              |            |
|---------------|---|--------------|------------|
| $\frac{2}{4}$ | gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive, die |              |            |
| $\frac{3}{4}$ | „ „ „ „   | Eilgüterzug- | „ und eine |
| $\frac{4}{4}$ | „ „ „ „   | Güterzug-    | „          |

eingezeichnet.

Die Zuglast der ersteren für die Grundgeschwindigkeit  $v_0 = 90$  km/st ist  $G = 215$  t. Wird nun die ermittelte Geschwindigkeit von 124 auf die zulässige von 100, also auch die Grundgeschwindigkeit um 24 km auf  $90 - 24 = 66$  km herabgesetzt, so kann die Zuglast, wie sich unmittelbar aus der bildlichen Darstellung ergibt, auf 410 t verstärkt werden. Umgekehrt kann es wünschenswert erscheinen, eine zu niedrige Geschwindigkeit, unter entsprechender Ermäßigung der Zuglast, zu erhöhen; z. B. kommen auf den Steigungsstrecken Nr. 6 bis 8 in der Fig. 280 für  $v_0 = 60$  Geschwindigkeiten unter 40 km vor; sollen diese, um den Zug schneller zu befördern, auf 40 km erhöht werden, so geschieht dies auch mit der Grundgeschwindigkeit, die von 60 bzw. auf 61,5, 67,5 und 69 km/st erhöht wird, was anstatt 490 zu den ermäßigten Zuglasten  $G = 475, 440$  und  $430$  t führt, und da die normale Zuglast nach den ursprünglich festgestellten Geschwindigkeiten für die Grundgeschwindigkeit  $v_0 = 60$  km/st 490 t beträgt, so sind die durch Erhöhung der Zuggeschwindigkeiten verringerten Zuglasten 97, 90 und 88% der normalen Belastung.

Diese Korrekturen sind am zweckmäßigsten in Rot auszuführen; hier sind sie in den Zahlentafeln und Figuren durch Einklammern, bzw. Einkreisen (○) gekennzeichnet, unter Durchstreichen der alten Ziffern, damit diese für etwaige andere Festsetzungen nicht verloren gehen.

### 3. Die Verzögerung.

Soll die Bewegung eines Eisenbahnzuges verlangsamt oder der Zug zum Stillstand gebracht werden, so tritt das Umgekehrte ein wie bei der im ersten Kapitel dieses Abschnitts besprochenen Beschleunigung. Es gelten hier dieselben Formeln zur Berechnung, nur mit dem Unterschied, daß die Beschleunigung  $f = \frac{P}{M}$  negativ, also eine Verzögerung wird. Die beschleunigende Kraft war  $P = Z - W$ , woraus zu ersehen ist, was zur Herbeiführung einer Geschwindigkeitsverminderung geschehen muß.

**Verzögernde Kraft.** Um  $Z - W$  negativ zu machen, genügt es unter Umständen noch nicht, den Dampf abzustellen, wodurch nur die treibende Dampfkraft verschwindet. In diesem Fall tritt der Auslauf des Zuges ein, der auf geeigneter Bahn immer noch ein beschleunigter sein kann, indem die Wirkung der Schwerkraft bestehen bleibt.

Wir haben ferner gesehen, daß der Auslauf eines Zuges, selbst auf wagerechter Bahn, nur unter der Wirkung seines Eigenwiderstands sehr langsam erfolgt, so daß es stets nötig sein wird, zur Vermeidung eines großen Zeitverlusts auch noch den Widerstand  $W$  zu verstärken, was auf zweierlei Weise geschehen kann, indem die Dampfkraft  $Z$  durch Umkehrung in einen Widerstand  $-W_1$  verwandelt und beim Widerstand  $W$  noch ein Reibungswiderstand durch Bremsklötze hinzugefügt wird. Hierdurch erhöht sich die Verzögerung auf den Wert

$$f = -\frac{W_1 + W}{M}.$$

### A. Der Gegendampf.

Wird die Steuerung während des Vorwärtsgangs zurückgelegt und weiter Dampf gegeben, so arbeitet die Maschine mit Gegendampf. Bei dieser Umkehrung der Dampf Wirkung ändern sich die Steuerungsverhältnisse. Wird die Steuerung ganz zurückgelegt, so wirkt nach Maßgabe der Kulissenlänge fast nur der Rückwärts-

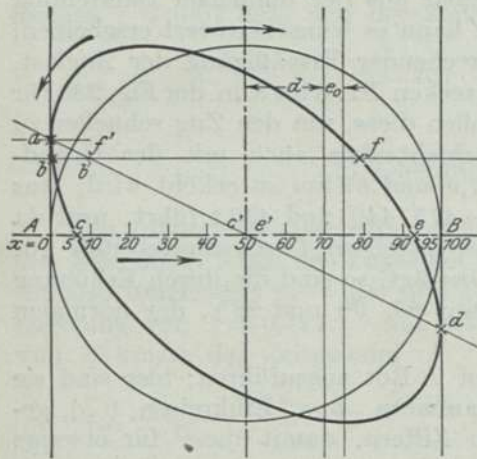


Fig. 282. Gegendampf. Schieberellipse.

exzenter, der sich um den Winkel  $\frac{\pi}{2} + \delta$  hinter der Kurbel, bzw. um  $\pi - 2\delta$  vor dem Vorwärtsexzenter herbewegt.

**Schieberellipse.** Um diese Schieberbewegung kennen zu lernen, müssen wir noch einmal auf die Schieberellipse zurückkommen, die wie folgt berechnet wurde.

Bezeichnet

- $r$  die Kurbellänge,
- $x$  den Kolbenweg beim Winkel  $\varphi$  und aus seiner Mittelstellung  $= \pm r \cos \varphi$ ,
- $r$  den halben Schieberhub und
- $y$  die Schieberbewegung aus seiner mittleren Lage  $= r \sin(\delta + \varphi)$  bei vorgelegter Steuerung und jetzt  $= -r \sin(\varphi - \delta)$ ;

es ist also

$$y = \pm r \sin \varphi \cos \delta + r \cos \varphi \sin \delta = \pm r \cos \delta \sqrt{1 - \frac{x^2}{r^2}} + r \sin \delta \frac{x}{r}$$

und

$$\left( \pm r \cos \delta \sqrt{1 - \frac{x^2}{r^2}} \right)^2 = \left( y - \frac{x}{r} r \sin \delta \right)^2,$$

wobei also die beiden Vorzeichen sich vereinigen. Der Schieber bewegt sich daher in derselben Ellipse, aber in umgekehrter Richtung. Während also die Kurbel z. B. nach rechts geht, Fig. 282, bewegt sich der Schieber nach links, und hieraus entstehen vom hinteren toten Punkt ausgehend folgende Wirkungsabschnitte

|   |           |
|---|-----------|
| $ab$ Treibender Dampf . . . . .                                     | 0,5%      |
| $bc$ Expansion . . . . .  | 6,0%      |
| $cd$ Ausströmen und Ansaugen der Luft aus der Rauchkammer . . . . . | 93,5%     |
|   | <hr/>     |
|   | 100,0%    |
| $de$ Herauspressen dieser Luft . . . . .                            | 7,0%      |
| $ef$ Kompression des Restes . . . . .                               | 14,0% und |
| $fa$ Gegendruck . . . . .   | 79,0%     |
|   | <hr/>     |
|   | 100,0%    |

Bleibt beim Zurücklegen der Steuerung der Dampf abgesperrt, so verwandelt sich die treibende Kraft des Dampfes in eine Kraftverminderung durch Ausdehnung und die Gegendampfwirkung in ein Zusammenpressen der im Dampfrohr, in den Schieberkästen, schädlichen Räumen und Zylindern befindlichen Luft. Selbstverständlich wird auch hierdurch eine, aber nur geringe bremsende Wirkung erzielt, die besonders in der Kompression  $fa$  liegt.



**Indikatorversuche.** Wie sich der Dampf verteilt, kann am besten an einem Indikatorgramm, Fig. 283, untersucht werden. Es bezieht sich auf einen Füllungsgrad von  $\varepsilon = 75\%$  der ausgelegten Steuerung und eine Zuggeschwindigkeit von 50 km/st; der mittlere effektive Rückdruck ist

$$p_m = 5,2 \text{ kg/qcm.}$$

Es steht nichts im Wege, dieses Bremsmittel in einzelnen Fällen, namentlich wenn Gefahr droht, anzuwenden; bei dauerndem Gebrauch auf längere Zeit ist dieses Mittel jedoch nur dann zulässig, wenn die bei der Umsteuerung überhaupt, besonders aber durch die Kompression und das Zurückdrängen der Dampf- und Gasmasse in den Kessel eintretende Erhitzung durch Wassereinspritzung beseitigt wird; anderenfalls würden die schleifenden Metallflächen der Kolbenringe und Schieber, sowie das Dichtungsmaterial der Stopfbuchsen unter erheblicher Steigerung des Reibungswiderstandes nach kurzer Zeit zugrunde gehen, indem eine unzulässige Trockenheit dieser Flächen eintritt und die Schmiermittel sich zersetzen. Ohne Wassereinspritzung kann eine Lokomotive schon hierdurch nach 3 Minuten dienstuntauglich werden, und auch die Strahlpumpen können infolge des Zutritts von Rauchgasen nach dem Kessel versagen.

Aus den beiden Diagrammen, der Schieberbewegung und Dampfwerkung, ist der Einfluß der Dampfspannung, des Füllungsgrades und der Winkelvoreilung des Rückwärtsganges, die möglichst klein sein muß, ersichtlich. Die Wirkung nimmt mit dem Füllungsgrade ab und kann auf der Mittellage der Steuerung = 0 werden, oder auch in eine treibende Kraft übergehen. Das Kraftdiagramm gilt für eine Geschwindigkeit von 50 km/st; es ist einleuchtend, daß die Wirkung bei höherer Geschwindigkeit kleiner wird, und zwar, weil die Ausströmung auf der Strecke  $cd$  und die Einströmung auf der Strecke  $fa$  sich verzögern; das erste bewirkt eine Verstärkung der treibenden, das letzte eine Verminderung der Widerstandskraft. Übrigens ist zu bemerken, daß die Kraftwechsellpunkte  $C$  und  $C'$  viel weiter von den toten Punkten entfernt sind, daher günstiger liegen als beim normalen Gang der Lokomotive und daß die einzelnen Wirkungsabschnitte nur allmählich ineinander übergehen, also die Gegendampfwirkung fast stoßfrei erfolgt. Was nun den Brems-erfolg des Gegendampfes anbelangt, so läßt er sich wie folgt feststellen.

Ist das Gewicht der Lokomotive, mit der der Verfasser später noch genauer zu beschreibende Versuche angestellt hat,  $G_1 = 65,7 \text{ t}$  und die mittlere effektive Spannung in den Zylindern bei 10 Atm. Kesselüberdruck und ausgelegter Steuerung mit  $\varepsilon = 75\%$  und 50 km Geschwindigkeit  $p_m = 4,36 \text{ kg/qcm}$ , so ist die Dampf- bzw. Bremskraft

$$Z = u p_m = \frac{d^2 h}{D} \cdot p_m = \frac{42^2 \cdot 0,6}{1,58} \cdot 4,36 = 2921 \text{ kg}$$

und die spezifische Bremswirkung

$$w = \frac{Z}{G_1} = \frac{2921}{65,7} = 44,5 \text{ kg/t.}$$

Wird nun einmal angenommen, daß diese Wirkung bis zum Stillstand der Lokomotive unverändert bleibt (tatsächlich wird sie mit abnehmender Geschwindigkeit etwas größer), so ist die Verzögerung durch den Gegendampf allein

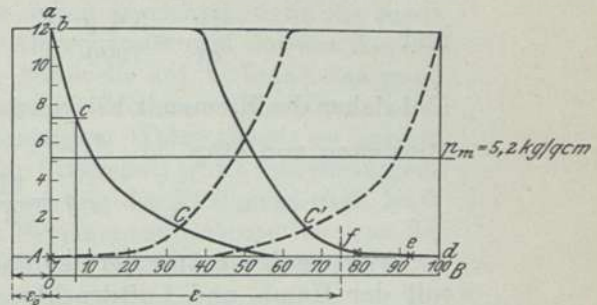


Fig. 283. Gegendampf.  
Kraftdiagramm.  
Geschwindigkeit  $v = 50 \text{ km/st}$ .  
Füllungsgrad  $\varepsilon = 75\%$



$$f = \frac{dv}{dt} = \frac{1}{3,6} \frac{dv}{dt} = \frac{Z}{M} = \frac{Z}{G_1 \cdot 1000}$$

$$\text{und} \quad \frac{dv}{dt} = \frac{3,6 \cdot g \cdot Z}{1000 \cdot G_1} = \frac{Z}{28,3 \cdot G_1} = \frac{44,5}{28,3} = 1,57 \text{ km/sek}$$

und daher die Bremszeit bei konstanter Verzögerung  $t = \frac{50}{1,57} = 32 \text{ Sek.}$ , bei einem Bremsweg von etwa

$$s = \frac{vt}{2} = \frac{50 \cdot 32}{3,6 \cdot 2} = 222 \text{ m.}$$

Wir werden später bei der Besprechung von Bremsversuchen noch Vergleiche mit der Hand- und Luftdruckbremse anstellen. Wenn dieser Erfolg auch nicht gerade sehr günstig genannt werden kann, so erhöht sich die Brauchbarkeit des Gegendampfes doch bei Talfahrten auf starken Gefällen, wenn nach *Le Chatelier* eine Wassereinspritzung hinzutritt, durch welche die dabei auftretenden Erhitzungserscheinungen beseitigt werden.

**Luftgedrückbremse.** Nach den oben erwähnten Versuchen mit der *Bissinger*-Luftgedrückbremse, deren Wirkung der des Gegendampfes annähernd gleichwertig sein dürfte, auf  $\frac{1}{30}$  Gefälle konnten 24 Achsen zu 6 t Belastung = 144 t mit einer durchaus gleichförmigen Geschwindigkeit von 50 km/st, ohne Mitwirkung anderer Bremsmittel, befördert werden, so daß diese für Notfälle in ihrer vollen Stärke noch verfügbar blieben und die auf solchen Gefällen eintretende übermäßige Abnutzung der Bremsachsreifen und Bremsklötze wesentlich vermindert wurde. Die spezifische bremsende Kraft war hier

$$\frac{2921}{65,7 + 144} = 14 \text{ kg/t,}$$

während die im Beharrungszustande zu überwindende bewegende Kraft des Zuges  $n - w = 20 - w \text{ kg/t}$  betrug, so daß also der durchschnittliche Eigenwiderstand hierbei ermittelt werden konnte; er war

$$w = 20 - 14 = 6 \text{ kg/t} = 2,5 + \frac{v^2}{714}$$

und zwar einschließlich der Lokomotive unter der Gegendrückwirkung.

Näheres über diese Bremse findet sich in dem Aufsatz der Verfassers: *Organ* 1891, Bd. 28. Diese Bremswirkung ist ebenso wie die der beschleunigenden Dampfkraft durch die Adhäsion der Treibachsen begrenzt. So lange sich diese vorwärts drehen, könnte die hemmende Dampfkraft noch viel größer werden; tritt aber der Stillstand ein, so verschwindet plötzlich die ganze Wirkung einschließlich des inneren Widerstandes im Triebwerk, und es tritt an ihre Stelle der Reibungswiderstand der schleifenden Achsen auf der Schiene. Schlagen ferner die Treibachsen nach der entgegengesetzten Bewegungsrichtung um, drehen sie sich also im entgegengesetzten Sinne, so kann auch hier die Wirkung nicht größer sein, als die gleitende Reibung zwischen Rad und Schiene, während die überschüssige Kraft eine Beschleunigung der drehenden Bewegung herbeiführt. Diese gleitende Reibung vermindert sich noch schnell durch das hierbei eintretende Glätten der reibenden Flächen. Sowohl die bewegende Dampfkraft, als auch die verzögernde Bremswirkung, kann also an und für sich, ohne die am Radumfang der Treib- und Bremsachsen wirkenden gleitenden Reibung der Schienen keine Wirkung hervorbringen. Wäre diese Reibung  $\varphi = 0$ , so würde durch den alleinigen Einfluß dieser Kräfte nur eine beschleunigte oder verzögerte Drehung



der Achse eintreten, ohne jegliche Einwirkung auf die fortschreitende Bewegung des Fahrzeugs. Hat der Gegendampf oder die Bremskraft die Achse zum Stillstand gebracht, so bildet die nunmehr vollständig entwickelte gleitende Reibung zwischen Rad und Schiene die einzige bremsende Kraft, die Arbeit verrichtet; denn der durch die Zylinderdeckel auf die Achswelle übertragene Dampfdruck und der am Kurbelzapfen angreifende Gegendruck heben sich in der Achswelle auf, während das resultierende Kraftmoment durch den Widerstand an den Schienen aufgehoben wird. Überwiegt aber dieses Kraftmoment das der vereinigten Widerstände, so beginnt eine rückläufige Drehbewegung der Achse, und der Überschuß wirkt beschleunigend auf diese Drehung und verzögert auch die Fortbewegung des Fahrzeugs nach Maßgabe der Widerstände. Bei der oben erwähnten Personenzug-Lokomotive war der Adhäsionsdruck  $A = 26,7$  t, also die gleitende Reibung der Treibachsen  $\varphi A$  etwa  $= \frac{1}{6} \cdot 26,7 \cdot 1000 = 4450$  kg, die als hemmende Kraft nicht überschritten werden

kann. Sollte aber, was auf Gebirgsbahnen auch tatsächlich öfters eintritt, der Adhäsionskoeffizient wesentlich kleiner werden, so könnte er doch im vorliegenden Fall bei der Talfahrt mit der Luftdruckbremse bis auf  $\frac{2921}{26700} = \frac{1}{9}$  fallen, ohne daß die Bremswirkung versagte. Darüber hinaus müßten dann allerdings die anderen Bremsmittel in Tätigkeit gesetzt werden.

Es dürfte sich empfehlen, eine wenigstens annähernde Berechnung anzustellen, wie dieses Bremsmittel sich in Gefahrfällen bewährt.

Besteht ein Schnellzug aus 40 Achsen, zu je 8 t, also  $G = 320$  t und ist  $G_1 = 100$  t und tritt der Fall ein, daß der Zug auf wagerechter Strecke bei 100 km Geschwindigkeit mit allen Hilfsmitteln so schnell als möglich angehalten werden soll, so wäre festzustellen, welcher Teil der gesamten Bremswirkung dem Gegendampf zugesprochen werden kann. Die mittlere effektive Dampfspannung in den Zylindern für  $p = 12$  Atm.,  $\varepsilon = 75\%$  und  $v = 50$  km war beim Umsteuern  $p_m = 5,2$  kg/qcm, was bei einer Zwillingslokomotive im normalen Gang einem Füllungsgrad von etwa  $\varepsilon = 30\%$  und derselben Geschwindigkeit entspricht; für  $v = 100$  km ist  $p_m$  nur 3,2 kg, steigt aber für  $v = 0$  bis 6,6 kg. Die bremsenden Kräfte sind daher bei einer solchen zweifach gekuppelten Zwillingslokomotive mit 28 t Adhäsionslast höchstens  $\frac{1}{6} \cdot 28000 = 4667$  kg, was etwa der Spannung  $p_m = 6,6$  bei der Anzugskraft entspricht, während die Bremskraft für  $v = 50$  km nur

$$\frac{5,2}{6,6} \cdot 4667 = 3734 \text{ und } v = 100 \text{ km,}$$

$$\frac{3,2}{6,6} \cdot 4667 = 2334 \text{ kg,}$$

im Durchschnitt daher etwa 3578 kg, oder  $\frac{3578}{420} = 8,5$  kg/t sein würde. Die volle Bremswirkung des Zuges bei 100 Bremsprozenten ist aber etwa  $0,1 \cdot 420 \cdot 1000 = 100$  kg/t. Die Gegendampfwirkung ist also nur 8,5% von der durchgehenden Luftdruckbremse und daher ziemlich gering; sie kann sogar eine Verminderung der Bremswirkung herbeiführen, wenn die Treibachsen zu früh zum Stehen oder Zurückschlagen kommen. Indessen kann und darf diese Gegendampfwirkung, namentlich bei kleineren Zügen oder Leerfahrten nicht unterschätzt werden. Erfahrungsgemäß ist der mittlere Reibungskoeffizient der Bremsklötze, bzw. der Schienenwiderstände, einschließlich aller Eigenwiderstände bei  $v = 100$  km Anfangsgeschwindigkeit etwa 0,1, also die Bremskraft 100 kg/t und die Verzögerung



$$\frac{dv}{dt} = 3,6 \cdot \frac{\mu P}{M} = \frac{3,6 \cdot \varphi \cdot G \cdot 1000}{G \cdot 1000} = 3,6 \cdot g \cdot \varphi = 3,5$$

und die Bremszeit etwa  $\frac{100}{3,5} = 28,3$  Sek. und mit Hilfe des Gegendampfs  $\frac{100}{108,5} = 0,92$  mal so groß = 26 Sek.

Hierbei ist noch eine Vorbereitungszeit für die Betätigung und das Eingreifen der Bremswirkung von etwa 3 Sek. hinzuzurechnen, was einem Bereitschaftsweg  $s'$  von etwa  $\frac{v \cdot t'}{3,6} = \frac{100}{3,6} \cdot 3 = 83$  m entspricht, so daß der eigentliche Bremsweg in diesem Fall, ohne den Gegendampf  $s = \frac{v \cdot 28,3}{2 \cdot 3,6} = 393$  und im ganzen = 476 m betragen würde, und mit dem Gegendampf =  $83 + \frac{100 \cdot 26}{2 \cdot 3,6} = 444$  m.

Unter Umständen können diese scheinbar geringen Unterschiede doch von der größten Bedeutung werden, wobei immer vorausgesetzt werden muß, daß der Gegendampf so gehandhabt werden muß, daß die Treib- wie überhaupt alle Bremsachsen, möglichst erst im letzten Augenblick gleichzeitig mit dem Zuge zum Stillstand kommen. Diese Fragen werden aber bei den folgenden Untersuchungen genauer behandelt werden.

## B. Die Bremse.

**Bremswirkung.** Das eigentliche Mittel, die Geschwindigkeit eines Eisenbahnzuges zu mäßigen oder diesen ganz zum Stillstand zu bringen, ist die Reibung, die durch Anpressen der Bremsklötze am Umfang der rollenden Achsen hervorgerufen wird. Die lebendige Kraft des, einen in Bewegung befindlichen Eisenbahnzug bildenden Massensystems besteht aus zwei Gruppen.

**Lebendige Kräfte.** Die gesamte Masse  $M$  hat eine gradlinig fortschreitende Bewegung mit der lebendigen Kraft  $\frac{Mv^2}{2}$ , ein gewisser Teil dieser Masse, die Satzachsen, befinden sich aber außerdem auch noch in drehender Bewegung mit der zusätzlichen lebendigen Kraft  $\sum \frac{Q\omega^2}{2}$ , wenn  $Q$  des Trägheitsmoment einer Achse für ihre geometrische Mittellinie und  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit bezeichnet; sie ist nur bei vollkommenem Rollen =  $\frac{v}{r}$ , wenn  $r$  den Radhalbmesser bezeichnet. Das Verhältnis beider lebendigen Kräfte, die durch die Bremswirkung vernichtet werden sollen, ist

$$\frac{\sum Q\omega^2}{Mv^2} = \frac{\sum Q\omega^2}{G \cdot 1000} \cdot \frac{1}{r^2 \omega^2} = \frac{g \cdot \sum Q}{1000 \cdot Gr^2}$$

$Q$  ist für eine Normalachse = 12 kgm<sup>2</sup>, ist ferner  $G$  für einen leeren Güterwagen von 6 t Eigengewicht, für eine Achse = 3 t und  $r = 0,5$  m, so wird das Verhältnis

$$= \frac{9,81 \cdot 12}{1000 \cdot 3 \cdot 0,5} = 0,157, \text{ oder } 15,7\%$$

für eine mit 7,5 t Ladung aber nur

$$15,7 \cdot \frac{3}{10,5} = 4,5\%$$



Bei einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  mit dreiachsigem Tender sei  $G = 80$  t

$$\Sigma Q = 2 \cdot 100 + 5 \cdot 12 = 260 \text{ kgm}^2.$$

$R = 0,99$  und  $r = 0,5$ , also

$$\frac{\Sigma Q \omega^2}{2} = \frac{2 \cdot 100 \cdot v^2}{2 \cdot 0,99^2} + \frac{5 \cdot 12 \cdot v^2}{2 \cdot 0,5^2} = 222 \cdot v^2,$$

während die lebendige Kraft der ganzen Lokomotivmasse

$$\frac{M v^2}{2} = \frac{80 \cdot 1000 \cdot v^2}{g \cdot 2} = 4077 v^2$$

und daher das Verhältnis beider

$$= \frac{222}{4077} \cdot 100 = 5,5 \%$$

Gewöhnlich werden die rotierenden Trägheitskräfte bei praktischen Untersuchungen vernachlässigt; es ist jedoch immer zu beachten, daß die erforderlichen Bremskräfte eigentlich entsprechend erhöht werden müßten.

**Bremswiderstand.** Um diese in einem bewegten Eisenbahnzug aufgespeicherte Energie zu vernichten und den Zug zur Ruhe zu bringen, wirken beim Bremsen, außer dem Eigenwiderstand, die am Umfang der Bremsräder angreifenden Reibungswiderstände. Sie wirken zunächst unmittelbar nur auf die Umdrehung dieser Achsen und erst durch Vermittelung der Schienenreibung auch auf die fortschreitende Bewegung der Zugmasse. Bei der Feststellung der endgültigen Bremswirkung sind daher zunächst die Verhältnisse an einer gebremsten Achse zu untersuchen.

### Dynamik der gebremsten Achse eines Eisenbahnfahrzeugs.

**Kraft und Wirkung.** Es sei vorausgesetzt, daß an einer Satzachse zunächst nur die Reibung  $\mu P$  am Umfang der Räder ihrer weiteren Drehung entgegenwirkt; dann ist die Bewegungsgleichung  $-\mu P r = \frac{Q d\omega}{dt}$ . Wären  $P$  und  $\mu$  konstant, so würde sich hieraus eine Formel für die Berechnung der Winkelgeschwindigkeit als Funktion der Zeit und diese selbst für den Stillstand der Achse abgeleitet werden können; denn es ist dann

$$\omega = - \int \frac{\mu P r}{Q} dt = - \frac{\mu P r}{Q} t + \text{Konst.}$$

und wenn für  $t = 0$  die anfängliche Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  mit  $\omega_0$  bezeichnet wird

$$t = \frac{Q (\omega_0 - \omega)}{\mu P r}$$

und für den Stillstand  $\omega = 0$

$$t = \frac{Q \omega_0}{\mu P r} = \frac{Q v_0}{\mu P r^2} = \frac{Q v_0}{3,6 \cdot \mu P r},$$

Die an einer Achse wirkende Bremskraft  $P$  steht in einem gewissen Verhältnis zur Achslast  $G$  und sei  $= k G$ ; dann ist die Bremszeit

$$t = \frac{Q v_0}{3,6 \cdot \mu k G r^2}$$

und z. B. für  $r = 0,5$  und  $Q = 12$ ,  $= \frac{12 \cdot v_0}{3,6 \cdot 0,5^2 \cdot \mu k G}$  und für  $k = 0,75$ ,  $= \frac{17,8 \cdot v_0}{\mu G}$ .



Ist z. B. die Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 100$  km/st und  $\mu = 0,1$ , so würde für eine Achslast von  $G = 3$  t die Achse unter der Einwirkung der Bremse bereits nach  $t = \frac{17,8 \cdot 100}{0,1 \cdot 300} = 6$  Sek. zum Stehen kommen, was aber mit den Tatsachen nicht übereinstimmt, sondern man kann sich täglich auf den Bahnhöfen bei einfahrenden Zügen davon überzeugen, daß die Bremsachsen meistens erst kurz vor dem Stillstand des Zuges zum Stehen kommen. Hieraus wird auch zu schließen sein, daß im allgemeinen der Wert von  $k = 80\%$  annähernd richtig gewählt zu sein scheint. Wir werden später sehen, daß er in einigen Fällen wohl zweckmäßig noch erhöht werden kann. Wird nun eine Bremszeit für die Stellung des Zuges  $T = 30$  Sek. gesetzt  $= t = \frac{Q v_0}{3,6 \cdot \mu k G r^2}$ , so würde sich ein Wert für  $k$  ergeben, der für  $G = 8$  t nur

$$\frac{Q v_0}{3,6 \cdot \mu t G r^2} = \frac{12 \cdot 100}{3,6 \cdot 0,1 \cdot 30 \cdot 0,5^2 \cdot 8000} = \frac{1}{18},$$

oder noch nicht 6% der Bremskraft  $P$  sein würde. Hieraus folgt, daß eine Kraft vorhanden sein muß, die die Drehung der Räder befördert und länger aufrecht erhält. Dies kann aber nur der Bahnwiderstand  $\varphi G$  sein, und zwar in einer Stärke, daß mindestens  $\mu P - \varphi G = \mu P' = \mu k' G$ , woraus sich ein Reibungskoeffizient der Bremsklötze von

$$\mu = \frac{\varphi}{k - k'} = \frac{0,1}{0,75 - 0,056} = 0,144$$

ergibt, wenn jetzt für  $\varphi = 0,1$  gesetzt wird.

Die Berechnung der Achsendrehung gestaltet sich daher, nach dem Hinzutritt der Kraft  $\varphi G$  im entgegengesetzten Sinne wie  $\mu P$  wie folgt

$$-\mu P + \varphi G = \frac{Q}{r} \cdot \frac{d\omega}{dt}; \text{ woraus } \omega = - \int \frac{(\mu P - \varphi G) r}{Q} \cdot dt$$

und wenn auch der Wert von  $\varphi$  als konstant betrachtet wird

$$= - \frac{(\mu k - \varphi) G r t}{Q} + \text{Konst.} = \omega_0 - \frac{(\mu k - \varphi) G r t}{Q}$$

und die Bremszeit bis zum Feststellen der Achse

$$t = \frac{Q \omega_0}{(\mu k - \varphi) G r} = \frac{Q v_0}{3,6 (\mu k - \varphi) G r^2} = \frac{12 \cdot v_0}{3,6 (0,144 \cdot 0,75 - 0,1) 8000 \cdot 0,5^2} \\ = 21 \text{ Sek. für } v_0 = 100 \text{ km/st}$$

und umgekehrt, wenn  $t = 30$  Sek. durch Beobachtung festgestellt wird,

$$\mu k - \varphi = \frac{Q v_0}{3,6 \cdot t G r^2}$$

für  $\varphi = 0,1$  und  $k = 0,75$

$$\mu = \frac{\varphi + \frac{Q v_0}{3,6 \cdot t G r^2}}{k} = \frac{0,1 + \frac{12 \cdot 100}{3,6 \cdot 30 \cdot 8000 \cdot 0,5^2}}{0,75} = 0,133 + 0,007 = 0,14.$$

Es tritt also selbst beim anscheinend vollkommenen Rollen einer Bremsachse ein Widerstand auf, der imstande ist, die weitere Drehung der Bremsachse zu erzwingen und dem Trägheitsdruck der Masse in der Achswelle entgegen zu wirken. Man kann diese Kraft  $\varphi G$  in gleicher Stärke und Richtung an die Mitte der Achswelle verlegen unter Bildung eines Kräftepaars  $\varphi G r$ , das die Drehung befördert. Das vollkommene Rollen beim nicht gebremsten Fahrzeug erfordert nur einen geringen Bahnwiderstand, der die Achslagerreibung und den Luftwiderstand zu



überwinden hat; wir haben aber gesehen, daß schon die erstere meistens größer ist als  $1 \text{ kg/t} = 0,001$ , so daß also die gewöhnliche rollende Reibung in dieser Stärke nicht genügt, um die fortgesetzte Drehung der Achsen zu sichern. Wie aber aus den nachstehend beschriebenen Versuchen hervorgehen wird, erreicht der Widerstand  $\varphi$  meistens einen noch höheren Wert als 0,1, wofür noch eine Erklärung gesucht werden muß.

**Rollende und schleifende Bewegung der Bremsachsen.** Die vollkommen rollende Bewegung der Achsen ist an die Bedingung gebunden, daß  $v = r\omega$ ; oder  $\omega = \frac{v}{3,6 \cdot r} = \frac{v}{3,6 \cdot 0,5} = \frac{v}{1,8}$ . Wird die Winkelgeschwindigkeit kleiner, so schleifen die Räder teilweise und kommen für  $\omega = 0$  zum Stillstand. Es sind daher drei Fälle möglich:

1. Die Bremsachsen rollen vollständig; dann ist die Bedingung  $v = r\omega$  erfüllt;
2. sie kommen vor dem Anhalten des Zuges zum Stehen, dann folgt hierauf das Schleifen der Bremsachsen für  $\omega = 0$ , und auch die Wirkung der Bremskraft  $\mu P$  verschwindet. Die Bremskraft  $P$  selbst bleibt zwar bestehen, aber mit dem Aufhören der gegenseitigen Bewegung der Radreifen gegen die Bremsklötze hört auch der Weg der Reibung  $\mu P$  auf, wodurch diese selbst unterdrückt wird.
3. Die Bremsachsen rollen und schleifen unvollständig; dann kommt der Punkt  $B$  des Laufkreises, Fig. 284, nicht nach  $B'$ , wenn beim vollkommenen Rollen der Kreisbogen  $AB$  sich auf der Schiene in seiner genauen Länge  $AB'$  abwickelt, sondern nach einem entfernteren Punkt  $B''$ , und es ist dann  $AB'$  der Weg der vollkommenen Rollung und  $B'B''$  derjenige beim Gleiten.

Wie sich aber beide Wirkungen auf den gemeinschaftlichen Weg  $AB''$  verteilen, kann nur durch den Versuch festgestellt werden. Zu diesem Zweck wurde an einem dreiachsigen Tender die Mittelachse von der Bremswirkung ausgeschaltet und jede Achse mit einem Umdrehungszähler versehen, dann die Lokomotive auf  $\frac{1}{200}$  Gefälle mit verschiedenen Luftüberdrücken  $p$  der Bremse ausprobiert, indem die Zahl der Umdrehungen der drei Achsen bei den Bremszeiten der Achsen  $t$  und der Lokomotive  $\mathfrak{L}$  bis zum Stillstand festgestellt wurden. Die vorher genau abgedrehten Achsen zeigten beim bloßen Ablauf der Lokomotive, ohne zu bremsen, folgende Umdrehungszahlen:

1. Achse 331,
2. Achse 339 und die
3. Achse 342

und bei den nun folgenden Bremsversuchen mit vier verschiedenen Luftdrücken, die in der Zahlentafel 41 angegebenen Ziffern. Hieraus ist sofort zu erkennen, daß bei den gebremsten Achsen auch nicht im geringsten ein Gleiten stattgefunden haben kann. Andererseits reicht aber der rein rollende Bahnwiderstand von etwa  $1 \text{ kg/t}$  keineswegs aus, das vorzeitige Feststellen der Bremsachsen zu verhindern, woraus zu schließen ist, daß der Widerstand auf der Schienenoberfläche größer

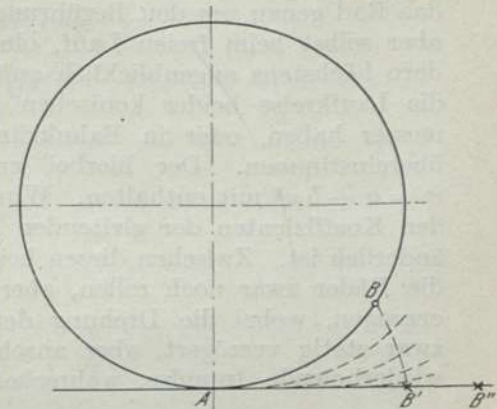


Fig. 284. Rollen und Gleiten der Achsen.



geworden ist; er bietet daher bei der vorliegenden Untersuchung und überhaupt bei der Beurteilung und Feststellung der Bremswirkung erhebliche Schwierigkeiten.

## Zahlentafel 41.

## Rollen der Bremsachsen.

| Leitungs-<br>überdruck<br>$p$ | Zahl der Umdrehungen |                        |              | Bremszeit<br>Sek.<br>$t$ |                                       |
|-------------------------------|----------------------|------------------------|--------------|--------------------------|---------------------------------------|
|                               | Vorder-<br>1         | Achsen<br>Mittel-<br>2 | Hinter-<br>3 |                          |                                       |
| 0                             | 331                  | 339                    | 342          | —                        | nicht gebremst                        |
| 5                             | 255                  | 260                    | 263          | 20                       | Anfangsgeschwindigk. $v_0 = 50$ km/st |
| 6                             | 242                  | 247                    | 249          | 18                       | „ „                                   |
| 7                             | 210                  | 215                    | 217          | 15                       | „ „                                   |
| 8                             | 185                  | 189                    | 191          | 14                       | „ „                                   |

Treibradbremse und zwei Tenderachsen. (Mittlere Tenderachse nicht gebremst.)  
Gefälle  $\frac{1}{200}$ .

Wird eine Achse nicht gebremst, so entspricht der Koeffizient  $\varphi$  der rein rollenden Reibung, also dem Widerstand der Bahn infolge ihrer Unebenheiten, und sie genügt dann kaum, die Fortsetzung der rollenden Bewegung zu sichern, bei der sich das Rad genau um den Berührungs- und Stützpunkt dreht. Dieser Zustand kann aber selbst beim freien Lauf, ohne Bremswirkung, nicht dauernd bestehen, sondern höchstens augenblicklich auftreten, um sofort wieder zu verschwinden, wenn die Laufkreise beider konischen Radreifen zufällig nicht genau gleichen Durchmesser haben, oder in Bahnkrümmungen mit dem Halbmesser derselben nicht übereinstimmen. Der hierbei entstehende Bahnwiderstand ist in der Formel  $w = a + b v^2$  mit enthalten. Wird hingegen die Achse festgebremst, so geht  $\varphi$  in den Koeffizienten der gleitenden Reibung über, der aber auch keineswegs unveränderlich ist. Zwischen diesen beiden Grenzen liegt ein unsicherer Zustand, indem die Räder zwar noch rollen, aber dennoch einen erheblichen Reibungswiderstand erzeugen, wobei die Drehung der Achsen durch die größere Bremsklotzreibung zwar stetig verzögert, aber anscheinend auch durch unregelmäßige, einzeln sich wiederholende Impulse, wahrscheinlich an den Schienenstößen, wieder gefördert wird. Wird also infolge einer verstärkten Bremswirkung  $\omega < \frac{v}{r}$ , so vergrößert sich der Widerstand zwischen Rad und Schiene, indem zu der bisher rein rollenden Reibung noch eine gleitende hinzukommt, so daß sich dieser Widerstand sozusagen als Reaktion gegen die Bremskraft der Klötze aufrichtet.

Die hier vorliegende Erscheinung ist wie folgt zu erklären: Reicht der gewöhnliche Widerstand der Bahn nicht aus, um die Achslager- oder Bremsklotzreibung zu überwinden und will infolgedessen die Achse zum Stehen kommen, so setzt sofort die gleitende Reibung  $\varphi G$  ein, die viel größer ist und das vollkommene Rollen der Achse augenblicklich wieder herstellt. Diese gleitende Reibung wirkt dann also sozusagen im Status nascens in schnell aufeinander folgenden Kraftimpulsen und ist = dem Widerstande, der sie hervorruft. Ist dieser Widerstand eine am Radumfang wirkende Bremskraft, so steigert sich der Bahnwiderstand  $\varphi G$  bis zu dem seiner Beschaffenheit entsprechenden höchsten Werte von  $\varphi_1 G$ , und werden dann bei weiterer Verstärkung der Bremswirkung die Achsen gewaltsam zum Stehen gebracht, so wirkt jetzt  $\varphi_1 G$  dauernd, aber an derselben Stelle des Rades. Hierdurch wird nicht nur der Widerstand der Unebenheiten in der Lauffläche des Rades und die Lagerreibung ausgeschaltet, sondern auch die Reibungsstelle geebnet und



geglättet, so daß also die Bremswirkung in doppeltem Grade verringert wird. Die Erscheinung ist dieselbe wie bei der treibenden Kraft, wenn die Räder schleudern, nur mit dem Unterschied, daß bei dieser die gleitende Reibung in entgegengesetzter Richtung und auf derselben Stelle des Gleises wirkt, beim Bremsen aber an derselben Stelle des Rades.

Die gegen die fortschreitende Bewegung der Gesamtmasse des Eisenbahnzuges gerichtete Widerstandskraft ist die gleitende Reibung  $\varphi G$ , indem sich diese Kraft durch die Achslager auf die Zugmasse überträgt unter Bildung eines Kräftepaars  $+\varphi G r$ , das die Fortsetzung der Drehung befördert. Die Bewegungsgleichung für die fortschreitende Bewegung ist daher:

$$-\varphi G = \frac{M dv}{dt} \quad \text{oder} \quad \frac{dv}{dt} = -\frac{\varphi G}{M}$$

die Zugbeschleunigung, während die Winkelbeschleunigung

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{(\mu P - \varphi G) r}{Q}$$

ist. Das Trägheitsmoment einer Achse ist allgemein  $Q = \int dm \cdot \rho^2$ ; es kann durch die Wirkung eines auf den Radumfang bezogen gedachten Gewichts  $\mathcal{G}$  ersetzt werden, was daselbst die gleiche Massenwirkung entwickelt; dann ist  $Q = m r^2 = \frac{\mathcal{G}}{g} r^2$

oder

$$\mathcal{G} = \frac{Q g}{r^2} = \frac{12 \cdot 9,81}{0,5^2} = 471 \text{ kg.}$$

Hiernach ist

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{(\mu P - \varphi G) r}{m r^2}$$

und beim vollständigen Rollen

$$= \frac{1}{r} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{\varphi G}{M r},$$

also

$$\frac{\mu P - \varphi G}{m} = \frac{\varphi G}{M},$$

oder

$$\frac{\mu P}{\varphi G} = \frac{\mu k}{\varphi} = 1 + \frac{m}{M} = 1 + \frac{\mathcal{G}}{G}.$$

Für  $\varphi = \mu$  wird  $P = G + \mathcal{G}$ .

Die Bremsklotzreibung kann daher größer werden als der Widerstand auf den Schienen, aber nur nach Maßgabe der Trägheitswirkung der Achsendrehung, während die Einwirkung auf die fortschreitende Verzögerung der Gesamtmasse unverändert bleibt.

Wird  $\mu P$  dennoch größer als sein für die Rollgrenze berechneter Wert  $\mu P_1 = \left(1 + \frac{\mathcal{G}}{G}\right) \varphi G$ , so weicht, wie bei der treibenden Dampfkraft, der Stützpunkt des Rades aus, und der Kraftüberschuß bewirkt nur eine verstärkte Verzögerung der Drehung, während die der Gesamtmasse bei derselben Kraft  $\varphi G = \mu P_1 - \varphi \mathcal{G}$  unveränderlich bleibt, bzw.  $\mu P_1$  bei festgebremsten Achsen.

Für eine leere Güterwagenachse ist z. B.

$$\frac{\mu k}{\varphi} = 1 + \frac{0,471}{3} = 1,157$$

und für  $k = 0,75$

$$\frac{\mu}{\varphi} = \frac{1,157}{0,75} = 1,543.$$

Für eine beladene Achse für  $G = 10 \text{ t}$  ist

$$\frac{\mu}{\varphi} = \frac{1}{0,75} \left( 1 + \frac{0,471}{10} \right) = 1,396.$$

Ist die Bremsklotzreibung  $\mu P$  kleiner, so bleibt die vollkommene Rollung bestehen, ist sie aber größer, so wird die rollende Bewegung gestört; denn ist z. B. im letzteren Fall des beladenen Güterwagens  $k$  nicht 0,75, sondern  $= 1$ , so würde

$$\frac{\mu k}{\varphi} = 1,396$$

und die Räder müssen schleifen; denn das Verhältnis der Verzögerungen ist dann

$$\begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \frac{\varphi G}{M} = m \cdot \frac{\varphi G}{\mu P' - \varphi G} = m \cdot \frac{1}{\frac{\mu k'}{\varphi} - 1} \\ &= \frac{0,471}{10} \cdot \frac{1}{1,396 - 1} = \frac{0,0471}{0,396} = 0,119. \end{aligned}$$

Die Winkelverzögerung ist daher etwa 8,4 mal so groß wie beim vollkommenen Rollen. Im vorliegenden Fall ist für  $k = 0,75$ ,

$$\frac{\mu k}{\varphi} = \frac{\mu \cdot 0,75}{\varphi} = 1 + \frac{m}{M} = 1,0471;$$

also  $\frac{\mu}{\varphi} = 1,396$  und daher wenn  $\varphi = 0,1$ ,  $\mu = 0,1396$  und während beim vollständigen Rollen die gemeinschaftliche Bremszeit

$$t = \frac{m v_0}{\mu P - \varphi G} = \frac{m v_0}{3,6 (\mu k - \varphi) G} = \mathfrak{T} = \frac{M v_0}{3,6 \varphi G};$$

also, wie schon festgestellt wurde,

$$\frac{m v_0}{(\mu k - \varphi) G} = \frac{M v_0}{\varphi G};$$

oder  $\frac{\mu k}{\varphi} = 1 + \frac{m}{M} = 1 + \frac{\mathfrak{G}}{G} = 1,0471$ ,

ist jetzt  $\frac{\mu k'}{\varphi} = \frac{4}{3} \cdot 1,0471$  und daher das Verhältnis

$$\frac{t'}{T} = \frac{m}{M} \cdot \frac{\varphi}{\mu k' - \varphi} = \frac{\mathfrak{G}}{G \left( \frac{\mu k'}{\varphi} - 1 \right)}$$

und  $\frac{t'}{t} = \frac{t'}{\mathfrak{T}} = \frac{\frac{\mu k}{\varphi} - 1}{\frac{\mu k'}{\varphi} - 1} = \frac{0,0471}{\frac{4}{3} \cdot 1,0471 - 1} = 0,119$ ,

wie beim Verhältnis der Winkelbeschleunigungen.



## C. Bremsversuche.

### I. Mit Lokomotiven.

**Berechnungen.** Aus den Bewegungsgleichungen

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{\mu P - \varphi G}{Q} \cdot r \quad \text{und} \quad \frac{dv}{dt} = -\frac{\varphi G}{M}$$

lassen sich die Koeffizienten  $\mu$  und  $\varphi$  durch Versuche bestimmen, wenn bei ihnen die Bremszeiten

$$t = \frac{Q\omega_0}{(\mu P - \varphi G)r} \quad \text{und} \quad \mathfrak{T} = \frac{Mv_0}{\varphi G}$$

bestimmt werden.

Hierbei sind wieder die beiden Fälle zu unterscheiden:

1. Die Bremsachsen kommen gleichzeitig mit dem Fahrzeug zum Stehen, so daß die beiden Zeiten  $t$  und  $\mathfrak{T}$  einander gleich gesetzt werden können; dann ist

$$\frac{\mu k}{\varphi} = 1 + \frac{\mathfrak{G}}{G}.$$

2. Die Bremsachsen kommen vorzeitig zum Stehen; dann muß die Wirkung in zwei Abschnitte zerlegt werden.

a) Der erste Zeitabschnitt  $t'$  bis zum Feststellen der Achsen ist

$$t' = \frac{Q\omega_0}{(\mu P - \varphi G)r}.$$

Für die fortschreitende Bewegung in diesem Zeitabschnitt  $t'$  ist

$$v' = v_0 - \frac{\varphi G t'}{M}.$$

Man erhält also zur Bestimmung von  $\mu$  und  $\varphi$  die beiden Gleichungen

$$\mu P - \varphi G = \frac{Q\omega_0}{r t'} \quad \text{und} \quad \varphi G = \frac{M(v_0 - v')}{t'}.$$

- b) Hierauf folgt der zweite Abschnitt  $t''$  mit der weiteren Zugverzögerung, ausschließlich unter der Wirkung der gleitenden Reibung  $\varphi_1 G$  allein, so daß

$$\varphi_1 G = M \frac{dv}{dt}$$

und

$$v = v' - \frac{\varphi_1 G t''}{M} = 0$$

oder

$$t'' = \frac{M v'}{\varphi_1 G}$$

zur Bestimmung von  $\varphi_1$ .

**Bremsversuche.** Zu diesem Zweck habe ich eine Reihe von Beobachtungen mit einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Verbund-Schnellzug-Lokomotive angestellt. Nach erfolgter Ausmessung aller in Betracht kommenden Teile der Treibrad- und Tenderbremse wurden die Bremszylinder zur Feststellung des effektiven Luftdrucks mit Indikatoren versehen und dadurch zunächst ermittelt, daß bei der Lokomotive  $\frac{1}{7}$  und beim Tender  $\frac{1}{4}$  Atm. nötig war, die Bremse bis zum Anlegen der Klötze in Bewegung zu setzen, so daß also diese Drucke bei der Berechnung der Bremswirkung in Abzug zu bringen sind; ferner ergab es sich, daß 3 bis 6 Sek. vergehen, bis der

effektive Druck im Zylinder seinen größten Wert erreichte, weshalb auch ein Zeitverlust von etwa 3,5 Sek. in Rechnung zu stellen war, indem 1,5 Sek. bei der Druckzunahme auf die volle Wirkung gerechnet werden können; ferner wurde noch eine, wenn auch geringe Abnahme des Luftdrucks während der vollen Bremswirkung festgestellt. Schließlich ist noch sowohl die an jeder einzelnen Achse wirkende Bremskraft  $P$ , als auch die gesamte für jedes der beiden Fahrzeuge bestimmt worden.

Die Gewichte der Gesamtmasse,  
der Schienendruck der einzelnen Bremsachsen und  
der gesamte Adhäsionsdruck wurden unter Beachtung der veränderlichen Wasserstände im Lokomotivkessel und Tender, sowie der Kohlenvorräte, bei jedem einzelnen Versuch sorgfältig festgestellt.

Die Versuche kamen auf einer Gefällstrecke von  $\frac{1}{200}$  mit bestimmten, durch einen stetig anzeigenden Geschwindigkeitsmesser beobachteten Anfangsgeschwindigkeiten  $v_0$  bis zum Stillstand des Fahrzeugs zur Ausführung, wobei die Bremswege und Zeiten aufgeschrieben wurden.

### a) Die Tenderbremse.

Die Bremskraft für jede der drei Achsen war

$$P = 1470 \cdot p \text{ kg,}$$

wenn  $p$  den effektiven Luftüberdruck in der Leitung bezeichnet; die Kraftprocente waren  $k = \frac{P}{G} \cdot 100$

für den leeren Tender = 90% und  
für den voll belasteten Tender = 41%

bei  $p = 6 \text{ kg.}$

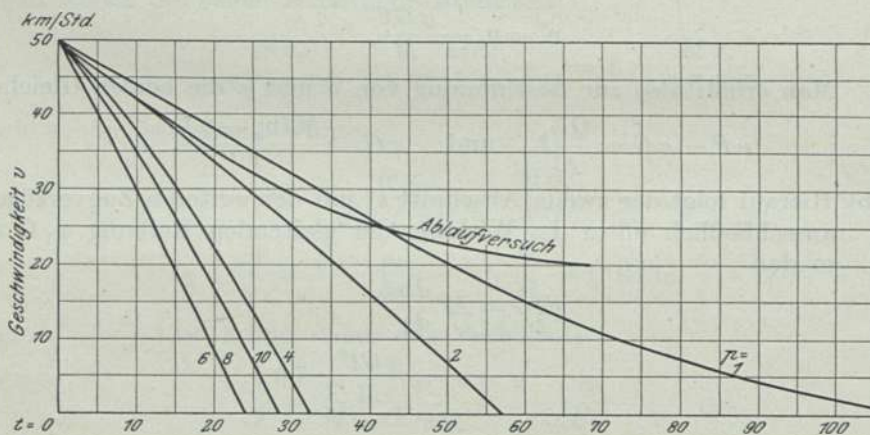


Fig. 285. Bremsversuche. Tenderbremse.

Leitungsüberdruck    Eigenwiderstand

$$\text{für } p = 0 \quad w = 4,5 + \frac{v^2}{800}$$

Es bezeichnet in den folgenden Untersuchungen

$t$  die ganze Bremszeit und

$t$  die Zeit für das vollkommene Rollen einer Bremsachse bis zur Feststellung;  
also  $t' = t - t$  die Zeit für das darauffolgende Gleiten dieser Achsen bis zum Stillstand des Fahrzeugs.



Ferner bezeichnet

$v_0$  die Anfangsgeschwindigkeit bei vollkommen entwickelter Bremskraft und  $v'$  die Geschwindigkeit zurzeit  $t$ , wenn eine Achse festgebremst wurde.

In der Regel ist  $\mu k - \varphi > 0$ , denn wir haben gesehen, daß wenigstens beim vollkommenen Rollen die Bremswirkung am Radumfang um die Trägheitskraft der drehenden Satzachse größer sein kann als der Bahnwiderstand.

1. Die Achsen kamen bei ganz schwacher Bremswirkung nicht zum Stehen.

Diese Untersuchung hat den Zweck, den kleinsten Wert des rollenden Bahnwiderstands  $\varphi G$  zu ermitteln. Die Versuchsergebnisse sind in der Zahlentafel 42 unter Nr. 1 enthalten. Hierbei sei noch folgendes vorausgeschickt: Nach einem Ablaufversuch der Lokomotive auf derselben Versuchsstrecke ergab sich die in der Fig. 285 dargestellte Geschwindigkeitsablaufkurve und hieraus die Widerstandsformel für den Lauf der Lokomotive ohne Dampf als Fahrzeug

$$w = 4,5 + \frac{v^2}{800} \text{ kg/t.}$$

Zahlentafel 42.

## Bremsversuche.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

a) Tenderbremse.

Gefälle  $\frac{1}{200}$ .

Einheiten

| Leitungsdruck   | $p =$                   | 1       | 6       | 8       | kg/qcm     |
|---|-------------------------|---------|---------|---------|------------|
| Anfangsgeschwindigkeit . . . . .  | $v_0$                   | 50      | 50      | 50      | km/st      |
| Bremszeit . . . . .   | $t$                     | 118     | 24      | 24      | Sek.       |
| Bremsweg . . . . .  | $s$                     | 755     | 170     | 170     | m          |
| Verzögerung . . . . .   | $\frac{v_0}{t}$         | 0,42    | 2,08    | 2,08    | km/Sek.    |
| Achsen (bei der Geschwindigkeit . . . . .   | $v'$                    | —       | 13      | 50      | km/st      |
| standen (nach der Zeit . . . . .  | $t'$                    | —       | 17      | 0       | Sek.       |
| Lokomotive, Gewicht mit Tender . . . . .  | $G_1$                   | 73,96   | 72,31   | 72,31   | t          |
| Achsdruck des Tenders . . . . .   | $G$                     | 7,91    | 7,54    | 7,54    | t          |
| Bremskraft an einer Achse . . . . .   | $P$                     | 1029    | 6337    | 9113    | kg         |
| Kraftprocente . . . . .   | $k = \frac{P}{G}$       | 13      | 84      | 121     | %          |
| Gewichtsverhältnis . . . . .  | $\frac{G_1}{G}$         | 10,6    | 9,6     | 9,6     | %          |
| „   | $\frac{\mathcal{G}}{G}$ | 0,060   | 0,062   | 0,062   | %          |
| Beschaffenheit der Schienen . . . . .   | —                       | trocken | trocken | trocken |            |
| $\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{G_1}{G} \cdot \frac{(v_0 - v')}{t'}$ . . . . .                         | $\varphi$               | 0,037   | 0,197   | —       | nur Rollen |
| $\frac{1}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{\mathcal{G}}{G} \cdot \frac{v_0}{t'}$ . . . . .  |                         |         |         |         |            |
| $\mu k - \varphi$   |                         | 0,0007  | 0,0054  | —       |            |
| $\mu$   |                         | 0,29    | 0,24    | —       |            |
| $\frac{1}{2} \left( \frac{1}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{G_1 \cdot v'}{G \cdot (t - t')} - \varphi_1 \right)$ Rollen . . . . . | $\varphi'$              | —       | 0,159   | —       | und        |
| $\frac{1}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{\mathcal{G} \cdot v'}{G \cdot (t - t')}$ . . . . . Gleiten                               |                         |         |         |         |            |
| $\mu' k' - \varphi'$  |                         | —       | 0,0033  | —       |            |
| $\mu'$  |                         | —       | 0,193   | —       |            |
| $\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{G_1}{G} \cdot \frac{v_0}{t}$ nur Gleiten . . . . .                     | $\varphi_1$             | —       | 0,188   | 0,188   |            |

Dieser Lokomotivwiderstand nimmt mit der Geschwindigkeit ab, dagegen wächst der Bremswiderstand, was sich in gewissem Sinne wieder ausgleicht, wenn es sich um Durchschnittswerte handelt. Wird also gleichzeitig mit diesem nicht viel von 5 kg/t entfernten Werte des Eigenwiderstands die entgegengesetzt wirkende treibende Schwerkraft auf dem Gefälle = 5 kg/t fortgelassen, so kann der damit verbundene Fehler gegenüber der weit stärkeren Bremswirkung keinen unzulässigen Grad erreichen; denn für die zum Stillstand gelangte Lokomotivmasse gilt die Gleichung

$$v_0 = \frac{3 \varphi P + G_1 (w - n)}{G_1} \cdot g t = \left[ \frac{3 \varphi P}{G_1} + (w - n) \right] g t,$$

wobei also das Glied  $w - n$  gegen  $\frac{3 \varphi P}{G_1}$  vernachlässigt werden kann.

Beim vorliegenden Versuch ergab sich dann

$$3 \varphi G = \frac{M v_0}{t} = \frac{G_1 v_0}{g \cdot 3,6 \cdot t};$$

also 
$$\varphi = \frac{G_1 v_0}{3 \cdot 3,6 \cdot 9,81 \cdot G \cdot t} = 0,037$$

und 
$$\mu P - \varphi G = (\mu k - \varphi) G = \frac{Q \omega_0}{r t} \text{ und } \mu k - \varphi = 0,0007,$$

woraus sich ergibt, daß

$$\mu = \frac{\varphi + 0,0007}{k} = 0,29.$$

Selbst in der Gleichgewichtslage, also für  $t = \infty$  würde  $\mu = \frac{\varphi}{k}$  nur wenig hiervon verschieden sein.

Hiernach wäre unter Aufrechterhaltung der Drehung selbst im vorliegenden Fall noch ein Bahnwiderstand von 37 kg/t vorhanden gewesen.

## 2. Eine Achse kam vorzeitig zum Stehen.

Die erste Bremswirkung mit rollenden Achsen.

Die Beobachtungen und Berechnungen werden in diesem Fall dadurch einigermaßen erschwert, daß wohl stets die hintere Tenderachse zuerst zum Stillstand kommen wird, und zwar infolge der veränderlichen dynamischen Achsbelastung bei ungleichförmiger Bewegung. Entweder müßte daher der erste Bremszeitabschnitt wieder in drei getrennte, für sich zu behandelnde Berechnungen zerlegt werden, oder man muß sich mit einem annähernden Durchschnitt begnügen. Dies erscheint aber auch um so eher zulässig, als bei diesen Untersuchungen die Ergebnisse mehrfach nachgeprüft werden können. Hiernach ist zunächst

$$\varphi = \frac{G_1 (v_0 - v')}{3 \cdot 3,6 \cdot g \cdot G \cdot t'} = 0,197,$$

$$\mu k - \varphi = \frac{G v_0}{3,6 \cdot g \cdot G \cdot t'} = 0,0054;$$

daher 
$$\mu k = 0,197 + 0,0054 = 0,2025$$

und 
$$\mu = \frac{0,2025}{0,84} = 0,24.$$

Von  $t' = 17$  Sek. ab schleift eine Achse, während die beiden anderen bis zum Stillstand der Lokomotive weiter rollen. Für die weiter fortschreitende Bewegung ist

$$2 \varphi' G + \varphi_1 G = M \frac{dv}{dt} \quad \text{und} \quad t'' = t - t' = \frac{G_1 v'}{g \cdot 3,6 \cdot G (2 \varphi' + \varphi_1)},$$



also 
$$2\varphi' + \varphi_1 = \frac{G_1 v'}{g \cdot 3,6 \cdot G \cdot t'} = 0,505$$

und daher die gleitende Reibung an den beiden weiter rollenden Achsen

$$\varphi' = \frac{0,505 - \varphi_1}{2}$$

Der Reibungskoeffizient  $\varphi_1$  der schleifenden Bewegung ergibt sich aus der folgenden Berechnung = 0,188; daher ist  $\varphi' = 0,159$ .

Für die beiden weiter rollenden Achsen ist

$$\mu' P - \varphi' G = \frac{Q \omega_0}{r t''} = \frac{\mathcal{G} \cdot v_0}{g \cdot 3,6 \cdot t''}$$

also 
$$\mu' k - \varphi' = \frac{\mathcal{G}}{G} \cdot \frac{v_0}{g \cdot 3,6 \cdot t''} = 0,0033$$

und daher 
$$\mu' = \frac{\varphi' + 0,0033}{k} = \frac{0,159 + 0,0033}{0,84} = 0,193.$$

3. Die Achsen kommen unter starkem Bremsdruck sehr frühzeitig zum Stehen.

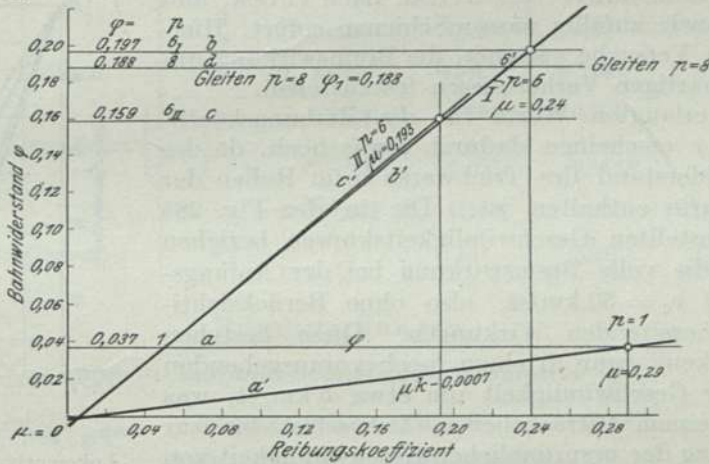


Fig. 286. Bremsversuche. Tenderbremse.

Dieser Versuch führt zur Kenntnis der gleitenden Reibung  $\varphi_1 G$  bei vollkommen schleifenden Achsen; denn es ist

$$3 \varphi_1 G = \frac{M v_0}{t} = \frac{G_1 v_0}{g \cdot 3,6 \cdot t};$$

also 
$$\varphi_1 = \frac{G_1 \cdot v_0}{3 \cdot 3,6 \cdot g \cdot G \cdot t} = 0,188.$$

Zur besseren Übersicht sind die aus diesen Versuchen erlangten Werte für die beiden Reibungskoeffizienten  $\mu$  und  $\varphi$  in folgender Tabelle zusammengestellt:

|                                 |             |       |       |       |        |
|---------------------------------|-------------|-------|-------|-------|--------|
| Luftüberdruck . . . . .         | $p$         | 1     | 6     | 8     | kg/qcm |
| Kraftprocente . . . . .         | $k$         | 13    | 84    | 121   |        |
| Reibungskoeffizienten . . . . . | $\mu$       | 0,290 | 0,240 | —     |        |
|                                 | $\varphi$   | 0,037 | 0,197 | —     |        |
|                                 | $\mu'$      | —     | 0,193 | —     |        |
|                                 | $\varphi'$  | —     | 0,159 | —     |        |
|                                 | $\varphi_1$ | —     | 0,188 | 0,188 |        |

Da die Werte  $\varphi = \text{konst.}$  und  $\mu k - \varphi = \text{konst.}$  bildlich durch grade Linien dargestellt werden können, so erhält man auch auf diese Weise einen gewissen Überblick über diese Beziehungen durch die Fig. 286, in der diese Grade eingezeichnet sind, und zwar beziehen sich

|                           |                       |
|---------------------------|-----------------------|
| $a$ und $a'$ auf $p = 1,$ |                       |
| $b$ „ $b'$ „ $p = 6$      | I. Wirkungsabschnitt, |
| $c$ „ $c'$ „ $p = 6$      | II. „ „ und           |
| $d$ „ „ $p = 8.$          |                       |

### b) Die Treibradbremse.

Die Bremskraft für jede der beiden Achsen ist  $P = 2907 \cdot p$ ; die Kraftprocente

$$k = \frac{P}{G} \text{ für } p = 6 \text{ kg} = 70\%.$$

Es sind auch zur Ermittlung der Reibungskoeffizienten, und zwar 4 Versuche, angestellt worden mit 4, 6, 8 und 10 kg Luftüberdruck. Die Ergebnisse befinden sich in der Zahlentafel 43 und in der Fig. 287. Bei  $p = 4$  kamen die Achsen nicht zum Stehen; bei 6 stand das Triebwerk kurz vor dem Stillstand der Lokomotive; bei 8 Atm. nach 11 Sek. und bei 10 Atm. sowie zufällig nassen Schienen sofort. Hierauf sind diese Versuche geeignet, die Bremswirkung unter verschiedenartigen Verhältnissen festzustellen.

Die hier erlangten Werte für die Reibungskoeffizienten  $\mu$  und  $\varphi$  erscheinen dadurch etwas hoch, da der innere Eigenwiderstand des Triebwerks beim Rollen der Treibachsen darin enthalten ist. Die in der Fig. 285 und 287 dargestellten Geschwindigkeitskurven beziehen sich nur auf die volle Bremswirkung bei der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 50 \text{ km/st.}$ , also ohne Berücksichtigung der vorbereitenden Wirkungen. Diese bestehen auf Gefällstrecken sogar in einem noch vorausgehenden Anwachsen der Geschwindigkeit um etwa 5 km/st, was natürlich mit einem beträchtlichen Zeitverlust bis zur Wiedererreichung der ursprünglichen Geschwindigkeit von 5 bis 15 Sek. verbunden sein kann, indem die bewegende

Dampfkraft nach Schluß des Regulators nicht sofort ganz verschwindet. Diese Wirkungen sind, als nicht hierher gehörig, fortgelassen. Die Zahlentafel 44 gibt aber eine Zusammenstellung der ganzen Bremszeiten einschließlich der Zeitverluste, vom Abschluß des Regulators und gleichzeitigen Beginn der Bremswirkung bis zum Stillstand der Lokomotive, und zwar bei der Tender-, Treibradbremse, Gegendampfwirkung und beim Sandstreuen im Vergleich zueinander. In der folgenden Tabelle sind diese Ergebnisse nach dem steigenden Wirkungsgrade geordnet.

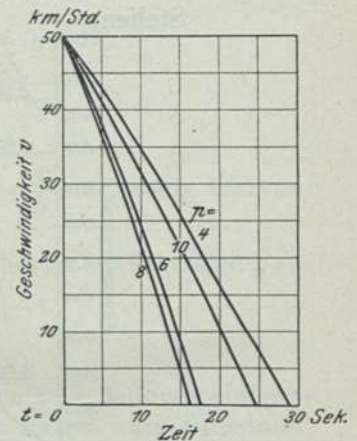


Fig. 287. Bremsversuche. Lokomotiv-Treibradbremse.

| Nr. | Bremsen                                  | Luftdruck in | Bremszeit | Achsen standen |
|-----|--|--------------|-----------|----------------|
|     |  | der Leitung  | $t$       |                |
|     |  | $p$          |           |                |
| 1   | Gegendampf . . . . .                     | —            | 37        | —              |
| 2   | Tenderbremse . . . . .                   | 8            | 36        | 6              |
| 3   | Treibradbremse . . . . .                 | 9            | 23,5      | —              |
| 4   | Gegendampf und Treibradbremse . . . . .  | 5            | 22        | 5              |
| 5   | Treibradbremse und Sandstreuen . . . . . | 9            | 21        | 20             |
| 6   | Tender- und Treibradbremse . . . . .     | 10           | 13        | 5              |



Zahlentafel 43.

## Bremsversuche.

$${}^{2/4} \text{gekuppelte Verbund-Schnellzug-Lokomotive } \frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$$
b) Treibradbremse. Gefälle  $\frac{1}{200}$ .

Einheiten

| Leitungsdruck   | $p =$             | 4      | 6      | 8       | 10    | kg/qcm |
|---|-------------------|--------|--------|---------|-------|--------|
| Anfangsgeschwindigkeit . . . . .  | $v_0$             | 50     | 50     | 50      | 50    | km/st  |
| Bremszeit . . . . .   | $t$               | 29     | 17,5   | 16      | 24,5  | Sek.   |
| Bremsweg . . . . .  | $s$               | 215    | 140    | 130     | 181   | m      |
| Verzögerung . . . . .   | $\frac{v_0}{t}$   | 1,72   | 2,86   | 3,13    | 2,05  | km/sek |
| Achsen { bei der Geschwindigk.<br>standen { nach der Zeit . . . . .                                 | $v'$              | —      | 0      | 19      | 50    | km/st  |
|   | $t'$              | —      | 17,5   | 11      | 0     | Sek.   |
| Lokomotive, Gewicht mit Tender  | $G_1$             | 72,47  | 72,09  | 71,79   | 71,59 | t      |
| Achsdruck der Treibachsen . . . . .   | $G$               | 14,80  | 14,80  | 14,85   | 14,85 | t      |
| Bremskraft an einer Achse . . . . .   | $P$               | 3303   | 9982   | 13532   | 17286 | kg     |
| Kraftprozente . . . . .   | $k = \frac{P}{G}$ | 44,8   | 67,5   | 91,1    | 116,4 | %      |
| Gewichtsverhältnis . . . . .  | $\frac{G_1}{G}$   | 4,9    | 4,9    | 4,8     | 4,8   | %      |
|   | $\frac{G}{G}$     | 0,09   | 0,09   | 0,09    | 0,09  | %      |
| Beschaffenheit der Schienen . . . . .   | —                 | feucht | feucht | trocken | naß   |        |
| $\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{G_1(v_0 - v')}{Gt'}$ . . . . .<br>nur Rollen } | $\varphi$         | 0,120  | 0,194  | 0,212   | —     |        |
|   | $\mu k - \varphi$ | 0,0044 | 0,0073 | 0,0118  | —     |        |
|   | $\mu$             | 0,278  | 0,300  | 0,246   | —     |        |
| $\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{G_1 \cdot v_0}{Gt}$ nur Gleiten . . . . .      | $\varphi_1$       | —      | —      | 0,217   | 0,139 |        |

Zahlentafel 44.

## Bremswirkungen.

$${}^{2/4} \text{gekuppelte Verbund-Schnellzug-Lokomotive } \frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$$
Gefälle  $\frac{1}{200}$ . Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 50$  km/st.Bremszeiten  $t$  in Sekunden.

| Leitungsdruck<br>$p$<br>kg/qcm | Tenderbremse<br>3 Achsen | Treibradbremse<br>2 Achsen     | Tender- und<br>Treibradbremse<br>5 Achsen | Gegendampf | Treibradbremse und<br>Gegendampf | Treibradbremse und<br>Sandstreuen |
|--------------------------------|--------------------------|--------------------------------|---|------------|----------------------------------|-----------------------------------|
| 1                              | 118                      | —                              | —   | } 37       | —                                | —                                 |
| 2                              | 71(91)                   | —                              | —   |            | —                                | —                                 |
| 4                              | 40                       | 40                             | 20,5                                      |            | —                                | —                                 |
| 5                              | —                        | 30                             | —   |            | 22                               | 29                                |
| 6                              | 37                       | 28                             | 18 (23,5)                                 |            | 24                               | —                                 |
| 7                              | —                        | 26                             | —   |            | —                                | 25                                |
| 8                              | 36                       | 25                             | 14  |            | —                                | 24                                |
| 9                              | —                        | 23,5                           | —   |            | —                                | 21                                |
| 10                             | 36                       | (44)                           | 13  |            | —                                | —                                 |
| 5                              | 20                       | } 1 Tenderachse ausgeschaltet. |   |            |                                  |                                   |
| 6                              | 18                       |                                |   |            |                                  |                                   |
| 7                              | 15                       |                                |   |            |                                  |                                   |
| 8                              | 14                       |                                |   |            |                                  |                                   |

Anmerkung: ( ) bedeutet nasse Schienen.



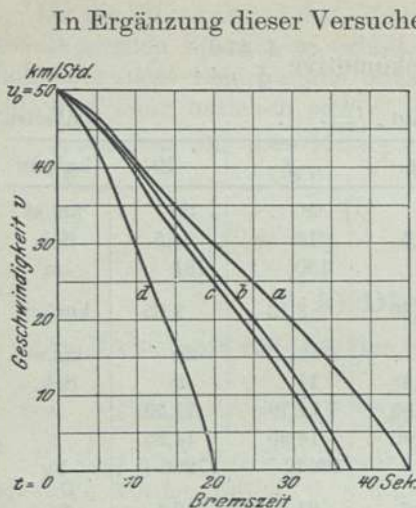


Fig. 288. Bremsversuche.  
Vierzylindrige Schnellzug-Lokomotive.  
Wagerechte Strecke.  
a Hand-Tenderbremse,  
b Luft-Tenderbremse,  
c Treibradbremse,  
d Luft-Tender- und Treibradbremse.

- a) Hand-Tenderbremse  $w = 29,2$  kg/t,  
b) Luftdruckbremse  $w = 33,5$  „  
c) Treibradbremse  $w = 36,4$  „  
und d) Luft-Tender- und  
Treibradbremse  $w = 64,6$  „

Diese scheinbar geringen Bremswirkungen sind darin begründet, daß die Räder kurz vor den Versuchen abgedreht und daher genau rund waren. Im Betriebsdienste erhalten sie bald Unebenheiten und sogar flache Stellen in der Lauffläche, die den Reibungswiderstand erhöhen und das Feststellen der Räder kräftiger verhindern.

### Die Bremskraft.

Im allgemeinen scheint zwar der Überdruck der Bremsluft in der Leitung von  $p = 6$  Atm. nicht zu genügen, indem unter günstigen Umständen dieser Druck sogar bis 10 Atm. und die Kraftprocente  $k$  bis 120% gesteigert werden können. Sind indessen die Schienen nur wenig feucht, so sinkt der zweckmäßigste Luftdruck noch unter 6 Atm.

### Die Reibungskoeffizienten.

Der Reibungskoeffizient  $\mu$  der Bremsklötze scheint mit wachsendem Flächen- druck kleiner zu werden und ebenso auch wie der Bahnwiderstand  $\varphi$  mit der Brems- dauer, indem sich die Berührungsflächen immer mehr glätten. Diese Berührungs- flächen aufeinander gleitender Körper wie der Radreifen, Bremsklötze und Eisen- bahnschienen sind niemals durchaus glatt; sie sind vielmehr mit größeren und kleineren Unebenheiten behaftet, die der gleitenden Bewegung einen Widerstand entgegenseetzen. Unter den größeren, meßbaren Unebenheiten kann man sich die Abweichungen von der idealen Form (Gerade oder Kreislinie) denken, während die kleinen die Rauheit der Oberfläche bilden und vielleicht annähernd wie eine Ver- zahnung wirken. Hierbei ist noch zu berücksichtigen, ob die beiden Körper, wie es tatsächlich bei den Schienen der Fall ist, sich durchbiegen können. Untersucht man zunächst den Einfluß der oben erwähnten Unebenheiten, so ist klar, daß bei geringen Geschwindigkeiten eine stetige Berührung beider Körper nicht ausbleiben wird; der bewegte Körper wird der Bahn genau folgen und jeden einzelnen Wider- stand der Reihe nach zu überwinden haben, den diese Unebenheiten verursachen. Denkt man sich aber die Geschwindigkeit immer größer werden, so muß sich dieser Widerstand verringern, indem einzelne Unebenheiten übersprungen werden, so daß der Weg des Widerstands mit wachsender Geschwindigkeit kleiner werden kann. Ähnlich wird es sich wohl auch mit den kleinsten dieser mikroskopischen Uneben- heiten verhalten, da eine Regelmäßigkeit des Eingriffs nicht vorausgesetzt werden



kann. Selbst bei vorkommenden Durchbiegungen, die mit geringer Geschwindigkeit überfahren werden, erscheint der Druck zwischen beiden Flächen als allein maßgebend, während bei größeren Geschwindigkeiten die flachere Neigung der Resultante gegen die Bahn den Widerstand verringert. Kann ferner der gleitende Körper, wie bei den Bremsklötzen federnd ausweichen, so wird dieser Zustand noch begünstigt, während z. B. bei Achslagern ein solches Abheben oder Ausweichen unter Verringerung des Drucks weniger eintreten kann. Der Einfluß der Zeitdauer kann innerhalb der vorkommenden Grenzen durch die Formel  $\mu = \mu_0 - \frac{t \text{ Sek.}}{350}$  dargestellt werden. Die Schienennässe bewirkt eine Verringerung der Bremswirkung und daher eine damit verbundene Erhöhung der Bremszeit um etwa 18%.

|                               |             |
|-------------------------------|-------------|
| Der Reibungskoeffizient $\mu$ | kann um 28, |
| „ „ $\varphi$                 | um 7,5 und  |
| „ „ $\varphi_1$               | um 26%      |

kleiner werden. Aus den letzteren beiden Ziffern zeigt sich der Einfluß der Schienenstöße im Verhältnis zur dauernden Wirkung des Bahnwiderstandes beim Schleifen der Räder.

Das Sandstreuen entspricht nicht den Erwartungen; es ist nur ein augenblickliches Mittel zur Beförderung des Anfahrens, versagt aber bei der dauernden Bremswirkung, wenn es nicht ununterbrochen fortgesetzt wird.<sup>1)</sup>

### Die einzelnen Bremsmittel.

**Bremskräfte.** Am schwächsten wirkt die Hand-Tenderbremse, dann kommt der Gegendampf, der bei mittlerem Bremsdruck als Ergänzung benutzt werden kann, falls die Achsen nicht zu früh zum Stehen kommen. Tritt dies aber ein, so ändern sich die Eigenwiderstände der Lokomotive in unbekannter Weise, indem der innere Widerstand des Triebwerks aufhört. Dann kommt in der Reihenfolge die Luft-Tenderbremse, die Treibradbremse und zuletzt die vereinigte Wirkung beider. Deshalb erscheint es zweckmäßig, die Bremswirkung auch auf die Laufachsen auszudehnen und die gesamte Wirkung dadurch so viel als möglich noch zu steigern und ferner die Kraftprozente, wie bei den Schnellzügen auf 100% zu erhöhen.

## II. Der gebremste Eisenbahnzug.

**Berechnungen.** Ein Eisenbahnzug bestehe aus der Lokomotive mit dem Dienstgewicht  $G_1 t$  und einem Wagenzug,  $m$  Achsen stark, der  $G t$  wiegt.  $P$  bezeichne die an einer Achse wirkende Bremskraft, unter der Voraussetzung, daß die Lokomotive durch ihre eignen Bremsvorrichtungen in demselben Maßstabe gebremst werde.

Die Bewegung einer Masse  $M$  unter der Einwirkung der Kraft  $P$  wird durch zwei Sätze aus der Mechanik dargestellt:

1. Die Beschleunigungsgleichung  $P = M \frac{dv}{dt}$  und

2. die Arbeitsgleichung  $Ps = \frac{Mv^2}{2}$ ,

wenn  $s$  den Weg der Kraft von der Anfangsgeschwindigkeit  $v$  bis zum Stillstand der Masse bezeichnet.

<sup>1)</sup> Vergl. Galton und Wichert, Hütte I., S. 229.

Aus der ersten Gleichung erhalten wir die Beschleunigung

$$f = \frac{dv}{dt} = \frac{P}{M}$$

und aus der zweiten den Bremsweg

$$s = \frac{Mv^2}{2P} = \frac{v^2}{2f}.$$

Ist nun die Beschleunigung, die im vorliegenden Fall negativ, also eine Verzögerung ist, bekannt, so kann der Bremsweg aus dieser letzten Formel ermittelt werden. Nach den oben eingeführten Bezeichnungen ist die zu verzögernde Masse  $M = \frac{G_1 + mG}{g}$ , und wird  $G_1 = m_1 G$  gesetzt  $= \frac{(m_1 + m)G}{g}$ .

**Verzögerung.** Die verzögernde Kraft auf wagerechter Strecke setzt sich zusammen aus dem Eigen- und Bremswiderstand.

**Bremsprocente.** Ist der erstere  $w$  kg/t und werden  $b\%$  der  $m + m_1$  Achsen, bzw. des Zuggewichts, gebremst, bezeichnet ferner  $\mu$  den Reibungskoeffizienten der Bremsklotzreibung, so ist die verzögernde Kraft auf wagerechter Bahn mit der bekannten Beschränkung

$$= \frac{b}{100} (m_1 + m) P \mu + \frac{(G_1 + mG)w}{1000}.$$

**Kraftprocente.** Bezeichnet noch  $k$  die Kraftprocente, d. h. das Verhältnis der Bremskraft  $P$  einer Achse zu ihrem Schienendruck  $G$ , also  $= \frac{P}{G} \cdot 100$ , so wird die Verzögerung unter dieser hemmenden Wirkung

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\frac{b}{100} (m_1 + m) \frac{kG \cdot \mu}{100} + \frac{(m_1 + m)Gw}{1000}}{\frac{(m_1 + m)G}{g}} = g \left( \frac{b \cdot k}{100^2} \cdot \mu + \frac{w}{1000} \right)$$

und daher

$$\frac{dv}{dt} = \frac{3,6 \cdot g}{1000} \cdot \left( \frac{bk\mu}{10} + w \right).$$

Wird aber der Eigenwiderstand, der in den meisten Fällen gegenüber der viel stärkeren Bremswirkung nicht in Betracht kommt, in der Formel nicht gesondert dargestellt, sondern mit dem Reibungskoeffizienten  $\mu$  der Bremsklötze zu einem etwas größeren mittleren Durchschnittswert  $f$  vereinigt, so daß in dieser Ziffer der gesamte Widerstand enthalten ist, so wird

$$\frac{dv}{dt} = \frac{3,6 \cdot g}{1000} \cdot \frac{bkf}{10} = \frac{bkf}{10 \cdot 28,3};$$

d. h. der mittlere Bremswiderstand

$$28,3 \cdot \frac{dv}{dt} \text{ ist } = \frac{bkf}{10}.$$

Beispiel eines Schnellzugs:

Zahl der Achsen  $m = 40$ ,

Wagenachsgewicht  $G = 8$  t,

Lokomotivdienstgewicht  $G_1 = 100$  t;

also das Verhältnis  $m_1 = \frac{G_1}{G} = \frac{100}{8} = 12,5$  Wagenachsen;  $k$  sei  $= 75\%$  und  $b = 90\%$ .



**Bremszeit.** Der zusammengesetzte Widerstandskoeffizient  $f$  sei = 0,115; dann erhält man eine Verzögerung von

$$\frac{dv}{dt} = \frac{3,6 \cdot 9,81}{1000} \cdot \frac{90 \cdot 75 \cdot 0,115}{10} = \frac{90 \cdot 75 \cdot 0,115}{28,3 \cdot 10} = 2,74,$$

so daß bei einer mittleren, als unveränderlich betrachteten Verzögerung von  $\frac{v}{t} = 2,74$  bei einer Anfangsgeschwindigkeit von 100 km/st eine Bremszeit von  $t = \frac{100}{2,74} =$  etwa 36,5 Sek. sich ergeben würde.

**Bremsweg.** Im praktischen Lokomotivdienst ist aber mehr der Bremsweg  $s$  maßgebend, der zwar annähernd auch aus der Beschleunigungsgleichung ermittelt werden kann

$$= \frac{ft^2}{3,6 \cdot 2} = \frac{2,74 \cdot 36,5^2}{3,6 \cdot 2} = 507 \text{ m,}$$

oder auch

$$= \frac{v \cdot t}{3,6 \cdot 2} = \frac{100 \cdot 36,5}{3,6 \cdot 2} = 507 \text{ m;}$$

allein man benutzt hierzu zweckmäßiger den Satz von der Arbeit und lebendigen Kraft

$$\frac{b}{100} (m_1 + m) \frac{k}{100} \cdot Gfs = \frac{(m_1 + m) G \cdot v^2}{2g},$$

aus dem sich der Bremsweg

$$s = \frac{100^2}{2 \cdot g \cdot 3,6^2} \cdot \frac{v^2}{b \cdot kf} = \frac{39,3 \cdot v^2}{b \cdot kf}$$

unmittelbar ergibt.

Im vorigen Beispiel ergibt sich ebenfalls

$$s = \frac{39,3 \cdot 100^2}{90 \cdot 75 \cdot 0,115} = 507 \text{ m.}$$

Bewegt sich indessen der Zug auf einem Gefälle von  $n\%$ , z. B.  $\frac{1}{200}$ , so erhält man die Gleichung

$$\left[ \frac{b}{100} (m_1 + m) \frac{k}{100} \cdot Gf - \frac{(m_1 + m) Gn}{1000} \right] s = \frac{(m_1 + m) G \cdot v^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot g};$$

oder

$$\left( \frac{b \cdot kf}{100^2} - \frac{n}{1000} \right) s = \frac{v^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot g}$$

und

$$s = \frac{v^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot g \left( \frac{b \cdot kf}{100^2} - \frac{n}{1000} \right)} = \frac{1000}{2 \cdot 3,6^2 \cdot g} \cdot \frac{v^2}{\frac{b \cdot kf}{10} - n} = \frac{3,93 \cdot v^2}{\frac{b \cdot kf}{10} - n}$$

und im obigen Beispiel

$$= \frac{3,93 \cdot v^2}{\frac{90 \cdot 75 \cdot 0,115}{10} - 5} = \frac{3,93 \cdot v^2}{77,6 - 5} = 0,04 \cdot v^2 = 540 \text{ m;}$$

auf  $\frac{1}{100}$  Gefälle ist

$$s = \frac{3,93 \cdot v^2}{77,6 - 10} = \frac{3,93 \cdot 100^2}{67,5} = 580 \text{ m.}$$

Aus der allgemeinen Formel für den Bremsweg

$$s = \frac{3,93 \cdot v^2}{\frac{b \cdot kf}{10} - n}$$

ergibt sich die Abhängigkeit desselben von der Anfangsgeschwindigkeit  $v$ ,

den Kraftprozenten  $k$ ,  
den Bremsprozenten  $b$ ,  
dem Gefälle  $n$  und  
dem Widerstandskoeffizienten  $f$ .

Für einen bestimmten Fall sind diese Werte außer  $f$  als gegeben zu betrachten, so daß es besonders darauf ankommen wird, diesen Wert festzustellen, wozu die zahlreichen Bremsversuche benutzt werden können. Falls dieser Koeffizient als unveränderlich betrachtet werden könnte, so würde die Formel für den Bremsweg die allgemeine Form  $s = \frac{A v^2}{B b - n}$  annehmen. Wird ferner auch der Bremsweg konstant gesetzt, so entstände die Gleichung  $v^2 = \mathfrak{A} b - \mathfrak{B} \cdot n$ .

Bei diesen in der einfachsten Form durchgeführten Untersuchungen ist aber eine Reihe von Voraussetzungen gemacht worden, deren Zulässigkeit erst noch näher festzustellen ist.

1. Es wurde bei der Bestimmung der Bremswirkung angenommen, daß sowohl die Bremskraft  $P$ , als auch

2. der Reibungskoeffizient  $\mu$  konstant seien. Eigentlich hätten sie in der Differentialgleichung als Funktionen der Geschwindigkeit, bzw. der Zeit eingesetzt werden sollen,

3. bedeutet der hier berechnete Bremsweg nur den rein theoretischen Wert während der vollen Bremswirkung, also unter Vernachlässigung des Zeitverlusts und des Bereitschaftswegs, der diesem Zustande stets erst vorangeht. Wir haben gesehen, daß die Geschwindigkeit auf Gefällstrecken zunächst sogar noch anwachsen kann. Auf wagerechter und ansteigender Strecke ist das zwar nicht der Fall, aber dennoch vergeht auch auf diesen stets eine von der Geschwindigkeit und Bahneigung abhängige Zeit, bevor die Bremswirkung in ihrer vollen Stärke eintritt. Es würde daher für praktische Zwecke dem oben berechneten Bremsweg ein noch zu bestimmender Zuschlag zu geben sein. Inwieweit die oben unter 1 und 2 bezeichneten Voraussetzungen zulässig sind, können die demnächst zu besprechenden Versuchsergebnisse Aufschluß geben.

Unter der Leitung des Verfassers sind im Laufe der Zeit, außer den schon besprochenen Versuchen mit Lokomotiven, auch noch sehr viele mit ganzen Zügen, sowohl mit durchgehenden Luftdruck- als auch mit Handbremsen angestellt worden, und zwar mit Personenzügen, bestehend aus zwei-, drei- oder vierachsigen Wagen und mit Güterzügen, bestehend aus offenen und bedeckten, leeren und beladenen Wagen.

### Bremsversuche.

**Geschwindigkeitskurve.** Bei diesen Versuchen wurde in der Regel die jeweilige Geschwindigkeit  $v$  beobachtet und dann bei der Bearbeitung der Versuchsergebnisse als Bremskurve aufgezeichnet. Fig. 289 zeigt drei dieser Kurven, die als Ergebnis von Versuchen mit einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten, vierzylindrigen Schnellzug-Lokomotive mit 60 Achsen Personenwagen auf wagerechter Strecke mit einem Leitungsdruck von 5 Atm. der Westinghouse-Bremse erlangt wurden. Aus der allgemeinen Gestalt dieser Linien ist zu erkennen, daß sie nur beim Beginn und am Schluß der Bremsung wesentlich von einer annähernd graden Linie abweichen. Die erste Krümmung ist eine Folge der nicht ganz plötzlich eintretenden vollen Bremswirkung, und die letztere bewirkt der verstärkte Einfluß der Bahnunebenheiten und der vergrößerte Reibungskoeffizient bei kleinen Geschwindigkeiten. Die Größe dieser



Wirkungen läßt sich aus den Beobachtungslinien bestimmen. Im übrigen ist die Linie meistens fast eine Gerade, so daß sich hieraus auf eine gewisse Unveränderlichkeit der vereinigten Brems- und Eigenwiderstandswirkungen schließen läßt. Die erstere wächst mit abnehmender Geschwindigkeit und die letztere wird kleiner. Es wird daher im allgemeinen zulässig sein, sich beide im Koeffizienten  $f$ , als lineare, Funktion der Geschwindigkeit vereinigt zu denken, wie dies oben bei der Aufstellung der Formeln bereits geschehen ist. Es fragt sich nur noch, ob es auch zulässig sein wird, bei seiner Bestimmung, anstatt des annähernd graden Teils der Geschwindigkeitskurve die Sehne zu setzen, die durch die Anfangsgeschwindigkeit  $v$  und die Bremszeit  $t$  begrenzt ist. Aus einer Reihe von etwa 100 Bremsversuchen und der zugehörigen Ablaufkurven ergab sich, daß der mittlere Widerstand  $w_m = \frac{3,93 \cdot v^2}{s}$  von dem unmittelbar aus der Neigung  $\gamma$  des graden Stücks der Linie berechneten Werte  $w = \frac{1000}{3,6 \cdot g} \cdot \text{tg } \gamma = 28,3 \cdot \text{tg } \gamma$  nicht erheblich abweicht.

Die Werte schwanken in geringem Abstände von etwa  $+0,4\%$ , um den der letztere Wert größer ist. Nur bei niedrigen, aber wenig vorkommenden Werten der Bremsprozente zeigten sich stärkere Abweichungen. Der Zeitverlust  $t'$  beim Beginn der Bremsungen schwankte zwischen 0,5 und 6 Sek., entsprechend einem hiermit verbundenen Bereitschaftsweg von  $s' = 11$  bis 114 m, während der Zeitgewinn am Ende der verstärkten Bremswirkung gegenüber einem gradlinigen Fortlauf derselben  $t'' = 4$  bis 13 Sek. und eine Abnahme des Wegverlusts um  $s'' = 7$  bis 55 m gefunden wurde. Diese Ergebnisse beziehen sich auf Geschwindigkeiten zwischen 60 und 115 km/st und 27 bis 96 Bremsprozente.

Mittels der Formel für den Bremsweg

$$s = \frac{3,93 \cdot v^2}{b k f} - n$$

und insbesondere für  $n = 0$ ,  $= \frac{3,93 \cdot v^2}{b k f}$  kann aus Versuchsergebnissen der gesuchte Wert für den Bremswiderstand  $f$  bestimmt werden; denn er ist

$$= \frac{39,3 \cdot v^2}{b k s} = \frac{10 \cdot w_m}{b k}$$

Für  $b$  und  $k = 100$  ist z. B.  $f = \frac{w_m}{1000} = \frac{3,93 \cdot v^2}{1000 \cdot s}$

der gewöhnliche Wert des mittleren Widerstands.

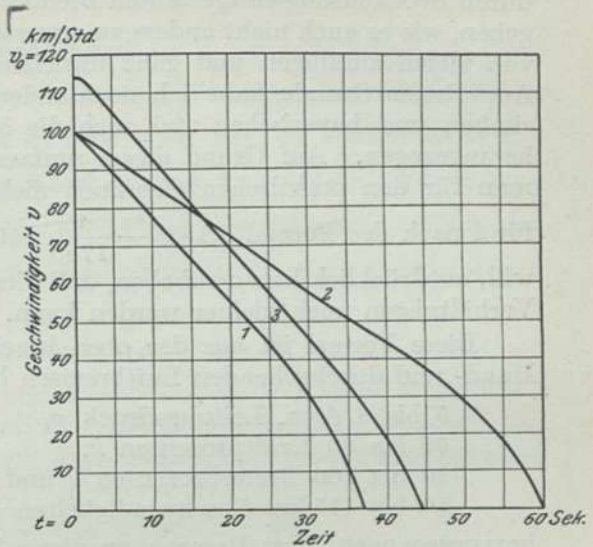


Fig. 289. Bremsversuche.  $\frac{2}{4}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  mit 60 Achsen Personenwagen. Westinghouse-Bremse. Wagerechte Strecke. Leitungsdruck 5 Atm.

|                              | 1         | 2     | 3      |
|------------------------------|-----------|-------|--------|
| Bremsprozente . . . . .      | $b = 96$  | 58    | 94     |
| Kraftprozente . . . . .      | $k = 73$  | 71    | 69     |
| Bremsweg . . . . .           | $s = 584$ | 969   | 809    |
| Bremszeit . . . . .          | $t = 37$  | 60    | 45     |
| Bremswegwiderstand $w_m =$   | 68        | 41    | 64     |
| Widerstandskoeffizient $f =$ | 0,097     | 0,098 | 0,098. |

Ich habe nun diese Werte für den mittleren vereinigten Bremswiderstandskoeffizienten aus mehr als 100 eignen Versuchen ermittelt, die aber ebenso wie die durch Beobachtung festgestellten Bremswege und Zeiten, ziemlich stark auseinander gehen, wie es auch nicht anders zu erwarten ist, wenn man bedenkt, wie diese Werte von vielen zufälligen und ganz unsicheren, unbestimmbaren Ursachen abhängen. Aus diesem Grunde habe ich noch andere deutsche Versuche, namentlich die sächsischen und bayerischen und auch die österreichischen auf der Arlbergbahn mit herangezogen. Auf Grund dieser umfassenden Untersuchungen vermute ich, daß man für den praktischen Gebrauch nicht fehlgreifen wird, wenn man den Wert für  $f$  nach der Formel  $0,1535 - \frac{v}{1750}$  feststellt, wobei ich jedoch nicht unterlassen will, ausdrücklich hervorzuheben, daß dieser Widerstandskoeffizient bei ungünstigen Verhältnissen noch kleiner werden kann.

Diese Formel ist aus der oben bezeichneten großen Zahl von Versuchen mit Hand- und durchgehenden Luftbremsen bei

- 5 bis 8 Atm. Leitungsdruck  $p$ ,
- 55 bis 80 Kraftprozenten  $k$ ,
- 10 bis 100 Bremsprozenten  $b$  und
- 10 bis 115 km Geschwindigkeiten  $v$

hervorgegangen. Zur Berechnung dieser Versuche ist in erster Linie die Kenntnis der **B r e m s k r a f t**  $P$  erforderlich.

#### a) Die Lokomotivbremse.

**Tenderbremsen.** Bei den Versuchen mit der **H a n d b r e m s e** ist die Tenderbremse auch lediglich mit der Hand betätigt worden. Der Bremsdruck  $P$  war 60% des Tendergewichts, also z. B.  $0,6 \cdot 43800 = 26280$  kg, oder  $\frac{26280}{97240} \cdot 100 = 27\%$  des Lokomotivgewichts.

Bei der Wurfhebelbremse ist das Umsetzungsverhältnis vom Hebel bis zur Hauptzugstange, in der eine Kraft von 1230 kg ausgeübt werden soll  $= \frac{1}{21}$ , so daß am Ende des Hebels, unter Mitwirkung eines 16 kg schweren Gewichts, eine Kraft des Bremsers von 43 kg erforderlich wird.

#### b) Die Wagenbremse.

##### 1. Die Luftdruckbremse.

Der effektive Luftüberdruck im Bremszylinder ist bei 5 Atm. Leitungsdruck bei Betriebsbremsungen 3,8 und  
 „ Schnellbremsungen 4,2 kg/qcm,  
 also um 10,5% größer.

Hiernach ist die durch den Kolben auf die Bremse übertragene Kraft im ersten Fall

$$= \frac{\pi d^2}{4} \cdot p = \frac{\pi \cdot 20,3^2}{4} \cdot 3,8 = 1230 \text{ kg,}$$

und da die **Ü b e r s e t z u n g s v e r h ä l t n i s s e** zwischen  $\frac{1}{6,8}$  und  $\frac{1}{7,6}$  schwankten, wofür durchschnittlich  $\frac{1}{7}$  gesetzt werden kann, so ist die Bremskraft an einem Wagen  $7 \cdot 1230 = 8610$  kg. Die Wagengewichte lagen zwischen 15560 und 17270 kg und



waren im Durchschnitt 16100 kg; die Kraftprocente waren daher für Betriebsbremsungen  $\frac{8610 \cdot 100}{16100} = 53$  und für Schnellbremsungen  $\frac{9500 \cdot 100}{16100} = 59\%$ .

## 2. Die Handbremse.

Die Übersetzung von der Hauptbremszugstange bis zum Angriffspunkt der Kraft an der Bremskurbel der Spindelbremse war im Durchschnitt  $\frac{1}{41}$ . Für eine gleichwertige Bremswirkung im Vergleich zur Luftdruckbremse muß daher diese Kraft  $\frac{1230}{41} = 30$ , also für jede Hand des Bremsers = 15 kg betragen. Es entzieht sich natürlich jeglicher Nachprüfung, ob diese Kraft tatsächlich ausgeübt wird.

### Die Bremswirkung.

Ich habe versucht, den Reibungs- und Eigenwiderstand in dem Wert von  $f$  zusammenzufassen und aus den Versuchen zu ermitteln; er ist nicht erheblich von der Geschwindigkeit abhängig, ohne jedoch diese Eigenschaft ganz vernachlässigen zu können. Er kann für

|  |           |
|--|-----------|
| Schnellzüge mit 100 km Geschwindigkeit | 0,105     |
| Personenzüge „ 70 „ „                  | 0,115 und |
| Güterzüge „ 40 „ „                     | 0,130     |

gesetzt werden. Für kleinere Werte der Bremsprocente muß in speziellen Fällen auch der Eigenwiderstand  $w$  berücksichtigt werden, da an der Grenze für  $b = 0$ , für den Wert  $f$  nur dieser Eigenwiderstand übrig bleibt. Was die Witterung, bzw. den Zustand der Schienenoberfläche bewirken kann, ist bei einigen Versuchen festgestellt worden. Es trat bei zwei vergleichenden Versuchen unter sonst gleichen Umständen Regenwetter ein, wodurch die Neigung der Bremskurve  $\text{tg } \gamma$  von 2,69, unter Feststellung der Bremsachsen, bei 8 Atm. Leitungsdruck, auf 2,26, also um 17% kleiner wurde. Bei nur feuchten, leicht betauten Schienen ist der Unterschied noch größer und kann von 0,145 auf 0,1, also um 30% sinken.

Die Berechnung des Widerstandskoeffizienten  $f$  erfolgte auf Grund der Versuche unter Verwendung der beiden Gleichungen:

#### 1. Der Beschleunigungsgleichung

$$P - \frac{G \cdot n}{1000} = M \frac{dv}{dt},$$

wenn hier unter  $P$  die verzögernde Kraft und unter  $\frac{dv}{dt}$  die Verzögerung verstanden wird. Hieraus ergibt sich

$$\frac{bkf}{100^2} \cdot G - \frac{Gn}{1000} = \frac{G}{g \cdot 3,6} \cdot \frac{dv}{dt};$$

ist also die Tangente der Bremskurve, die die Geschwindigkeit  $v$  als Funktion der Zeit darstellt,  $\frac{dv}{dt} = \text{tg } \gamma$ , so erhält man

$$\frac{bkf}{10} = \frac{1000}{3,6 \cdot g} \cdot \text{tg } \gamma + n;$$

oder

$$f = \frac{10}{bk} (28,3 \cdot \text{tg } \gamma + n).$$

Ist aber die Bremskurve nicht bekannt, sondern nur der Wert für  $v$  und der für  $s$ , so benutzt man

2. die Arbeitsgleichung

$$\left(P - \frac{Gn}{1000}\right)s = \frac{Mv^2}{2},$$

woraus

$$\frac{bkf}{100^2} \cdot G - \frac{Gn}{1000} = \frac{Gv^2}{g \cdot 3,6 \cdot 2 \cdot s} \quad \text{und} \quad \frac{bkf}{10} = \frac{1000}{2 \cdot 3,6^2 \cdot g} \cdot \frac{v^2}{s} + n;$$

oder

$$f = \frac{10}{bk} \cdot \left(\frac{3,93 \cdot v^2}{s} + n\right).$$

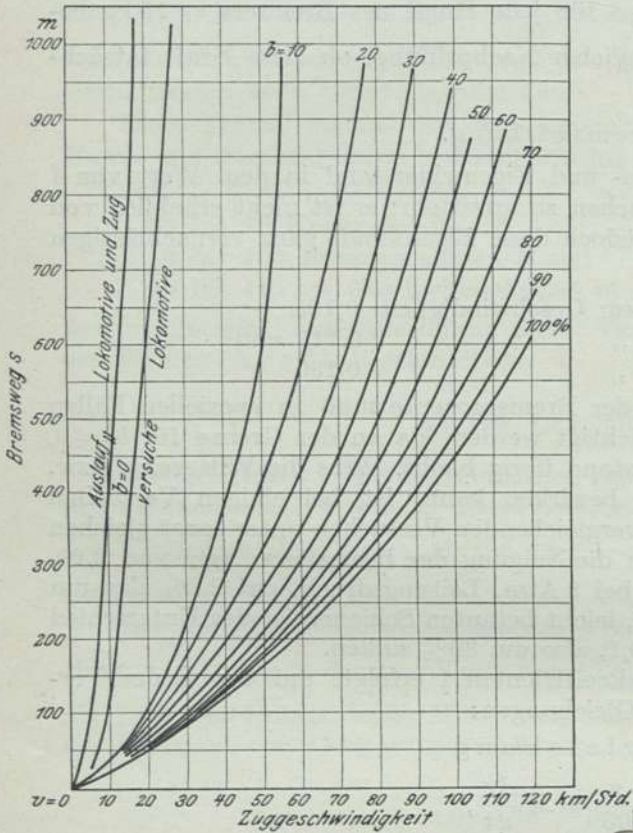


Fig. 290.

Bremsversuche. Handbremse.

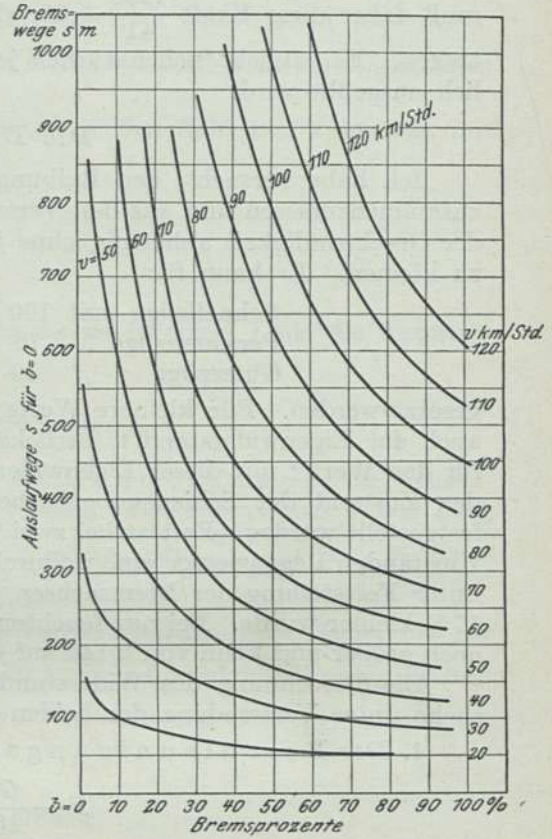


Fig. 291.

$\frac{3}{4}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive. Personenzug  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .  
60 Achsen dreiachsiger Wagen. Tender mit Hand gebremst. Wagerechte Strecke.

Ferner können auch aus dem Versuchsmaterial bildliche Darstellungen der Abhängigkeit der entscheidend hier auftretenden Argumente entworfen werden, und zwar

- der Anfangsgeschwindigkeit  $v$ ,
- des Bremsweges  $s$  sowie der jedesmal festgestellten Werte von  $b$  und  $k$  und
- der Bahnneigung  $\pm n$ .

Dies geschieht, indem je eine derselben als Funktion einer anderen für verschiedene Werte der dritten dargestellt wird. Die folgenden Figuren stellen einige der Versuchsergebnisse dar.



Fig. 290 zeigt z. B. den Bremsweg  $s$  als Funktion der Geschwindigkeit  $v$  für verschiedene Kraft-  $k$  und Bremsprozent  $b$ , die aus Versuchen mit der Handbremse eines Personenzugs gewonnen sind.

Fig. 291 dsgl. für  $s$  als  $f(b)$ ,

Fig. 292 „ „  $b$  „  $f(v)$ ,

Fig. 293 „ „  $b$  „  $f(s)$ ;

ferner für einen Güterzug mit offenen, unbeladenen Wagen

Fig. 294 für den Bremsweg  $s$  als  $f(v)$  und

Fig. 295 dsgl. für den beladenen Zustand.

Auf diesen Figuren sind auch die Beobachtungsergebnisse für die Lokomotive allein und mit dem Zuge bei  $b = 0$ , also beim Ablaufversuch zum Vergleich dargestellt. Wie sich die Eigenwiderstände zum Bremswiderstand verhalten, erkennt man aber am deutlichsten aus der Fig. 296 über einen Versuch mit bedeckten leeren Güterwagen, deren Ablauf- und Bremskurven zeigen, wie verhältnismäßig gering der Eigenwiderstand bei der Bremswirkung zu bewerten ist und welchen Einfluß eine zufällig geschlossene Bremse auf die regelmäßige Zugbeförderung haben kann. Die Tenderbremse wirkte um 20% stärker als die der Wagen. Aus

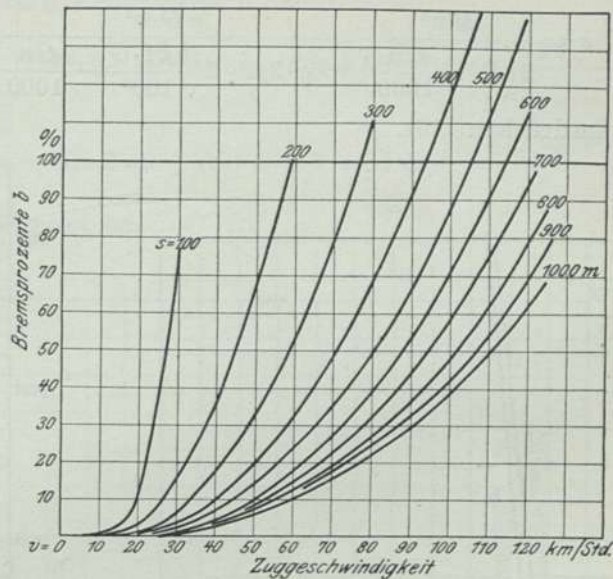


Fig. 292. Bremsversuche. Handbremse.  
(Erklärung s. Fig. 290 und 291.)

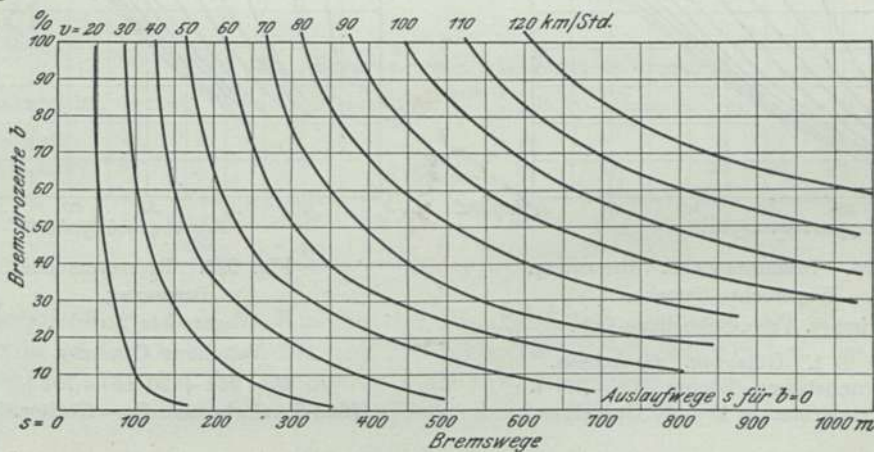


Fig. 293. Bremsversuche. Handbremse.  
(Erklärung s. Fig. 290.)

diesen Versuchen konnte auch entnommen werden, daß die Luftdruckbremse bei hohen Geschwindigkeiten von 80 km ab schwächer wirkte als die Handbremse, und daß die Kraftprozent der einzelnen Wagen öfters zu niedrig waren.

## Die Bremsformel.

Wir haben gesehen, daß sich der Bremsweg durch die Formel

$$s = \frac{M v^2}{2 \left( P - \frac{G n}{1000} \right)} = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot 3,6^2 \cdot 2 \left( \frac{b k f \cdot G}{100^2} - \frac{G n}{1000} \right)} = \frac{1000}{2 \cdot 3,6^2 \cdot g} \cdot \frac{v^2}{\frac{b k f}{10} - n} = \frac{3,93 \cdot v^2}{\frac{b k f}{10} - n}$$

ausdrücken läßt.

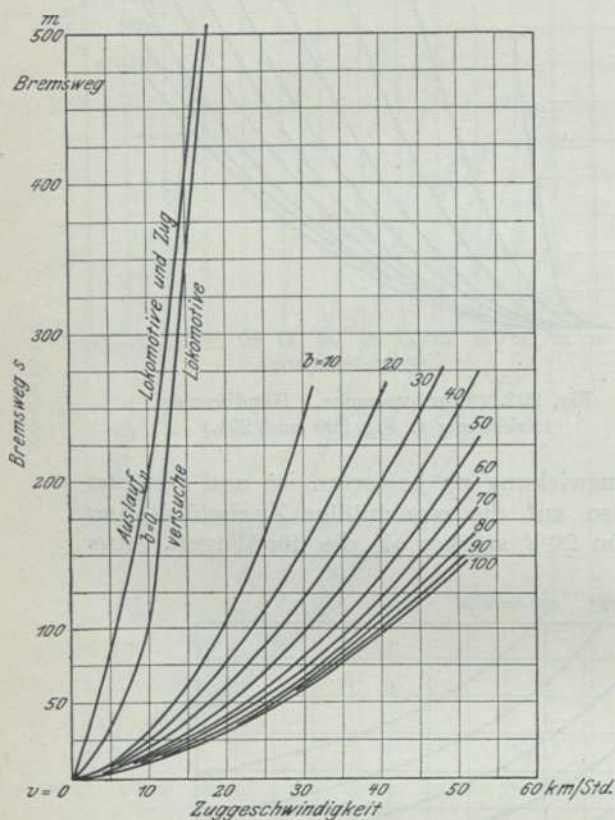


Fig. 294. Bremsversuche. Bremsweg.

Wagerechte Strecke.

$\frac{2}{4}$  gek. vierzyl. Verb.-Schnellzug-Lok.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$

$G_1 = 97$  t. Güterzug. 60 Achsen.

Offene unbeladene Wagen.  $G = 251$  t.

Hand-Tenderbremse ( $b = 45$  Gew.-Proz.).

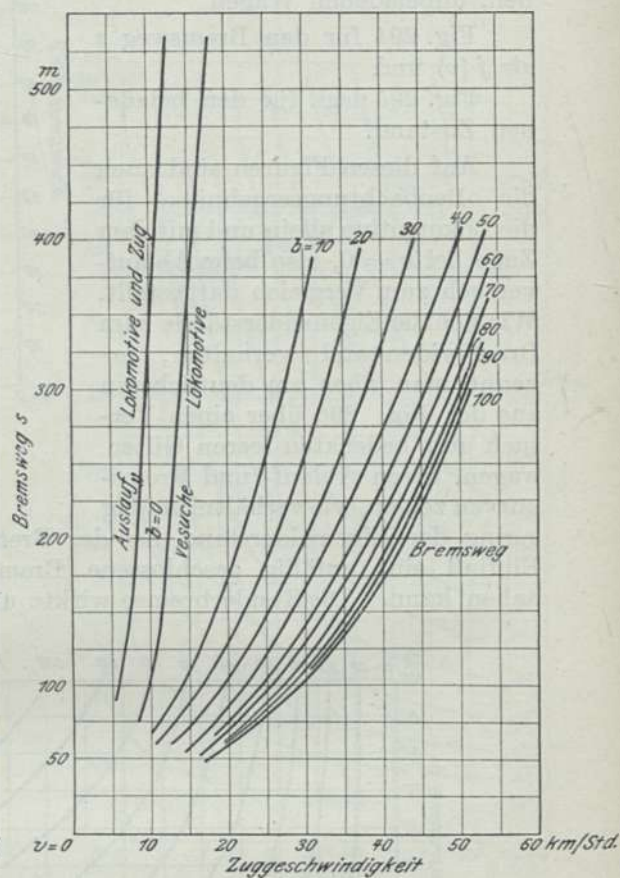


Fig. 295. Bremsversuche.

Bremsweg.

Wagerechte Strecke.

Beladener Güterzug

$G = 251 + 30 \cdot 15 = 701$  t

Hand-Tenderbremse ( $b = 45$  Gew.-Proz.).

Von den hier auftretenden Argumenten muß zunächst der Wert von  $k$  als bekannt und unveränderlich vorausgesetzt und soll hier  $= 75$  gesetzt werden, so daß

$$\text{nun } s = \frac{3,93 \cdot v^2}{7,5 b f - n}$$

Ferner ist  $f$  allerdings eine Funktion von  $v$ , aber nur in geringem Grade; er ist ferner viel mehr von unberechenbaren Verhältnissen, wie z. B. von den atmosphärischen Zuständen abhängig, so daß er besonders bei Handbremsen für praktische Zwecke bei überschläglichen Berechnungen für die vorliegenden Beispiele ebenfalls konstant, jedoch in Berücksichtigung dieser möglichen Verhältnisse nicht zu hoch



angesetzt werden kann. Es könnte daher versucht werden, für mittlere Verhältnisse  $f = 0,135$  zu setzen, vorbehaltlich einer späteren Korrektur bei Bestimmung der Bremsprozente. Dann erhält man  $s = \frac{3,93 \cdot v^2}{b - n}$ .

Die Fig. 290 bis 295 geben die bildliche Darstellung der Formel  $s = \frac{3,93 \cdot v^2}{\frac{b}{\alpha} - n}$

und ihre Umkehrungen für die wagerechte Bahn, also  $n = 0$ , so daß  $s = \frac{\alpha \cdot 3,93 \cdot v^2}{b}$ , indem der Koeffizient  $\frac{10}{kf}$  mit  $\alpha$  bezeichnet ist.

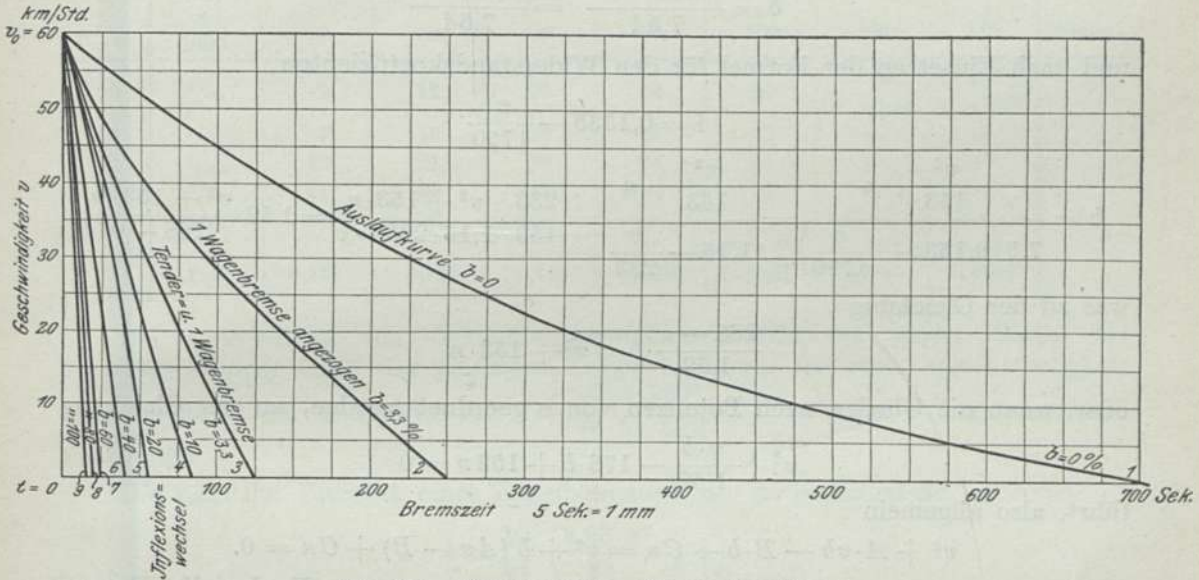


Fig. 296. Bremsversuche. Wagerechte Strecke.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte, vierzyl. Verb.-Schnellzug-Lok.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  mit 60 Achsen bedeckten leeren Wagen.

| Versuchsfahrt | Nr. | 1              | 2                | 3                      | 4   | 5         | 6   | 7   | 8   | 9       |
|---------------|-----|----------------|------------------|------------------------|-----|-----------|-----|-----|-----|---------|
| Bremsprozente | $b$ | 0              | 3,3              | 3,3 (mit Tenderbremse) | 10  | 20        | 40  | 60  | 80  | 100 %   |
| Bremsweg      | $s$ | 4756           | 1820             | 1075                   | 714 | 486 (580) | 340 | 233 | 187 | 150 m   |
| Bremszeit     | $t$ | 11' 43"        | 4' 10"           | 125"                   | 83" | 55 (64)   | 35  | 23  | 19  | 16 Sek. |
|               |     | Auslaufversuch | 1 Wagen gebremst | 1 Wagen u. Tender.     |     |           |     |     |     |         |

Hieraus folgt, daß die Kurven der Fig. 290, 292, 294 und 295 für konstante Werte von  $k f$  Parabeln und 291 und 293 Hyperbeln darstellen würden. Ist  $n$  positiv oder negativ, so wird der Bremsweg  $s$  als  $f(n)$  für gewisse Geschwindigkeiten und Bremsprozente ebenfalls durch Hyperbeln dargestellt.

Die Bremsprozente.

Aus der Bremsformel erhält man durch Umkehrung die Bremsprozente

$$b = \frac{10}{kf} \cdot \left( \frac{3,93 \cdot v^2}{s} + n \right)$$

und unter den gleichen wie oben vorausgesetzten Verhältnissen, wenn zunächst für  $k = 75$  gesetzt wird

$$= \frac{10}{75 f} \cdot \left( \frac{3,93 \cdot v^2}{s} + n \right) = \frac{1}{7,5 f} \cdot \left( \frac{3,93 \cdot v^2}{s} + n \right).$$

Es kommt nun also auf die Wahl des Bremswegs  $s$  an, wobei zu bemerken ist, daß dieser bei Betriebsbremsungen im regelmäßigen Dienst durch den Abstand zwischen den Vor- und Haltesignalen der Stationen gegeben ist, während er in Gefahrfällen nicht klein genug sein kann. Eine Grenze der Bremswirkung ist aber dadurch gesetzt, daß die Bremsprocente  $b$  die Ziffer 100 nicht überschreiten können, wenn also bereits alle Fahrzeuge und Achsen des Zuges gebremst werden, so daß dann umgekehrt die Bremsstrecke bis zum Stillstande hierdurch bestimmt wird.

Bei einem Bremsweg  $s = 600$  m erhält man für

$$b = \frac{\frac{3,93 \cdot v^2}{600} + n}{7,5 f} = \frac{\frac{v^2}{153} + n}{7,5 f}$$

und nach Einsetzen der Formel für den Widerstandskoeffizienten

$$f = 0,1535 - \frac{v}{1750}$$

$$b = \frac{\frac{v^2}{153} + n}{7,5 \left(0,1535 - \frac{v}{1750}\right)} = \frac{\frac{v^2}{153} + n}{1,15 - \frac{v}{233}} = \frac{233}{153} \cdot \frac{v^2 + 153 \cdot n}{1,15 \cdot 233 - v} = 1,52 \cdot \frac{v^2 + 153 \cdot n}{268 - v}$$

was zu der Gleichung

$$\frac{268 - v}{1,52} \cdot b = v^2 + 153 \cdot n$$

oder, wenn die Glieder nach Potenzen von  $v$  geordnet werden, zu der Gleichung

$$v^2 + \frac{v \cdot b}{1,52} - 176 \cdot b + 153 n = 0$$

führt, also allgemein

$$v^2 + A \cdot v b - B \cdot b + C n = v^2 + b (A v - B) + C n = 0.$$

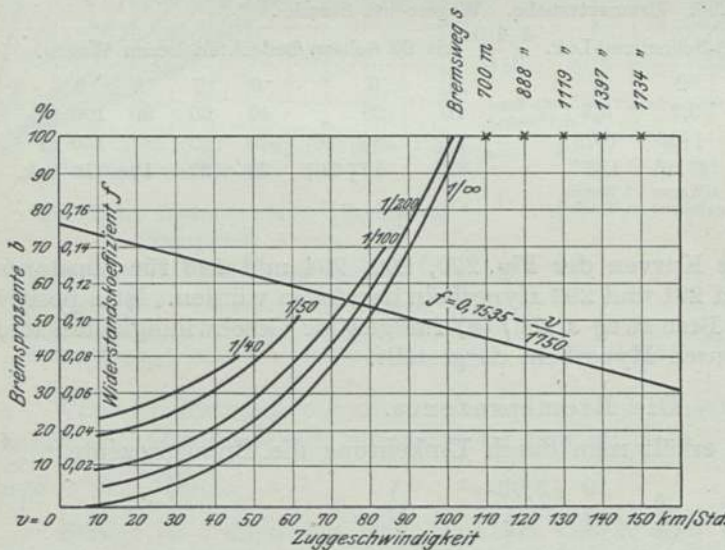


Fig. 297. Bremsprocente.

$$b = \frac{\frac{3,93 \cdot v^2}{s} + n}{7,5 \cdot f}; \text{ für } s = 600 \text{ m} = \frac{v^2 + n}{7,5 \cdot f}$$

Werden die Bremsprocente nach der obigen Formel für verschiedene Steigungen  $n$ , als Funktion der Zuggeschwindigkeit  $v$ , ausgerechnet und trägt man die gefundenen Werte bildlich auf, so erhält man die in der Fig. 297 gegebene Darstellung, sowie in der Zahlentafel 45 eine übersichtliche Zusammenstellung. Die oben erwähnte Grenze, für die der Bremsweg  $s$  auf  $n=0$  noch  $= 600$  m ist, liegt bei der Zuggeschwindigkeit  $v = 104$  km/st. Steigt diese noch weiter, so wird der Wert von  $s = 600$ , selbst bei 100 Bremsprozenten,



wenn also sämtliche Achsen der Lokomotive und des Wagenzugs gebremst werden, mehr und mehr überschritten.

Zahlentafel 45.

## Bremsprozente.

$$b = \frac{3,93 v^2 + n}{7,5 f} \% = \frac{v^2 + n}{153} \cdot \frac{100}{7,5 f} \text{ für } s = 600 \text{ m.}$$

$$f = 0,1535 - \frac{v}{1750}.$$

| $n \text{ ‰}$ | Steigung<br>$\frac{n}{1000}$ | Zuggeschwindigkeiten $v =$ |       |       |       |       |                      |                                 | km/st |
|---------------|------------------------------|----------------------------|-------|-------|-------|-------|----------------------|---------------------------------|-------|
|               |                              | 20                         | 40    | 60    | 80    | 100   | 120                  | 140                             |       |
| 0             | $1/\infty$                   | 2                          | 11    | 26    | 52    | 90    | $> 100$<br>$s = 888$ | $> 100 \text{ ‰}$<br>$s = 1397$ |       |
| 5             | $1/200$                      | 7                          | 16    | 32    | 58    | 97    | —                    | —                               |       |
| 10            | $1/100$                      | 12                         | 21    | 38    | 64    | —     | —                    | —                               |       |
| 20            | $1/50$                       | 21                         | 31    | 49    | —     | —     | —                    | —                               |       |
| 25            | $1/40$                       | 26                         | 36    | —     | —     | —     | —                    | —                               |       |
|               | $f =$                        | 0,142                      | 0,131 | 0,119 | 0,108 | 0,097 | 0,085                | 0,0735                          |       |

Bei Gelegenheit von Schnellfahrversuchen wurde bei einem Werte für  $b k = 96 \cdot 58$  oder  $0,557$  des gesamten Zuggewichts und bei einer Geschwindigkeit  $v = 130 \text{ km/st}$  ein Bremsweg von  $s = \frac{39,3 \cdot 130^2}{96 \cdot 58 \cdot 0,07} = 1703 \text{ m}$  für  $n = 0$  tatsächlich beobachtet.

Die Zahl der Bremsen eines Eisenbahnzugs, die zu bedienen ist

$$b = \frac{10}{kf} \cdot \left( \frac{3,93 \cdot v^2}{s} + n \right),$$

ist also von den in dieser Formel enthaltenen Argumenten, d. h.

1. von der Anfangsgeschwindigkeit  $v$ ,
2. von der Bremskraft, die durch den Wert von  $k$  gekennzeichnet wird,
3. von dem Widerstandskoeffizienten  $f$ , einschließlich des Eigenwiderstands,
4. vom Bremsweg  $s$  und
5. von der Bahnneigung  $n$  abhängig.

Die unter 1 bis 3 bezeichneten Elemente sind niemals genau bekannt. Die Geschwindigkeit kann selbst beim Vorhandensein eines stetig anzeigenden Geschwindigkeitsmessers, namentlich bei Nachtfahrten um  $\pm 5$  bis  $10 \text{ km/st}$  abweichen. Die Achsbelastungen  $G$  und daher auch die Verhältnisse  $k = \frac{P}{G}$  der Bremskräfte zu diesen Achsdrücken sind sehr verschieden und können besonders bei Güterzügen im regelmäßigen Betriebsdienste, ebenso wenig wie die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Bremsen vor der Fahrt zur Bestimmung der Bremsprozente festgestellt werden. Die Bremskraft selbst ist namentlich beim Handbetrieb ganz unberechenbar, so daß der wichtige Wert von  $k$  stets unsicher ist und nur schätzungsweise festgesetzt werden kann. Ebenso ist die Beschaffenheit der Fahrzeuge, der Radreifen und Schienen vorher unbekannt. Hiernach ist es vollständig erklärlich, daß die Ergebnisse selbst von sorgfältigst angeordneten und durchgeführten Bremsversuchen, so verschieden ausfallen, daß sie um  $\pm 50\%$  voneinander abweichen können. Mit Rücksicht auf diese Verhältnisse kann eine exakte Formel zur Be-



rechnung der Bremswirkung und der Bremsprozente nicht aufgestellt werden. Es ist daher auch nicht angängig, kleinere Einwirkungen als diese genannten Ursachen, wie den Eigenwiderstand der Fahrzeuge, den Zeitverlust, den Bereitschaftsweg usw., die alle innerhalb der gegebenen Fehlergrenzen liegen, auf Kosten der Einfachheit und Übersichtlichkeit, in eine Formel einzustellen, die hierdurch ihren wissenschaftlichen und praktischen Wert verlieren würde; anderenfalls würde es sich empfehlen, unter Verzicht auf eine zu lange Formel, die Werte der Bremsprozente lediglich einer Tabelle zu entnehmen.

Die hier aufgestellte Formel ist daher als untere Grenze zu betrachten und dabei zu berücksichtigen, daß für einzelne Fälle, in denen die Formel etwas zu hohe Werte geben sollte, ebenso wie bei allen Bauten, Konstruktionen und Materialien im ganzen Eisenbahnbetrieb, auch hier eine gewisse Sicherheit für Gefahrenfälle zu beanspruchen ist. Um diese Sicherheit noch zu erhöhen, dürfte der Wert für  $k$  mindestens auf 90, oder noch mehr, bis auf 100% zu vergrößern sein, wie dies schon seinerzeit der Ministerialdirektor Dr. W i c h e r t festgestellt hat.

### III. Die störenden Bewegungen der Lokomotive.

Eigenschwingungen, nach R e d t e n b a c h e r „störende Bewegungen“, nennt man die Schwingungen, die durch die inneren, nicht ausgeglichenen Kräfte hervorgerufen werden. Sie sind wohl zu unterscheiden von den störenden Bewegungen, die bei dem Laufe der Lokomotive im Gleise, ebenso wie bei anderen Fahrzeugen entstehen. Die Unterscheidung ist für den Beobachter schwierig, weil beide Schwingungsarten in mehreren Richtungen zusammenfallen und nur durch ihre Zeitdauer und Größe unterschieden werden können.

#### 1. Die störenden Ursachen.

Diese auf den Gang eines Eisenbahnfahrzeugs einwirkenden störenden Ursachen sind also zweierlei Art; sie treten in Gestalt von inneren Kräften auf und als äußere Einwirkung der Bahn durch ihre Unebenheiten.

#### A. Die störenden Kräfte.

Hier sind wieder zu unterscheiden: Feder-, Dampf- und Trägheitskräfte, und um zunächst einen kurzen Überblick zu erlangen, was für Kräfte bezüglich ihrer Stärke hier zur Wirkung kommen, sollen diese einer vorläufigen Berechnung unterzogen werden.

##### a) Die Federkräfte.

**Federspannungen.** Die Hauptmasse der Lokomotive ruht mittelst elastischer Zwischenglieder, der Tragfedern, auf den Achsen, so daß also senkrecht wirkende Kräfte nur durch sie auf diese abgefederte Masse übertragen werden und sie nach Maßgabe der Durchbiegung in Bewegung setzen. Die Belastung  $P$  einer Feder ist proportional der durch sie bewirkten Durchbiegung  $z$ , also  $= k \cdot z$ . Dieser Starrheitskoeffizient  $k$  ist z. B. bei Lokomotivtragfedern etwa  $= 180 \text{ kg/mm}$ . Bei einer Durchbiegung von  $z = 25 \text{ mm}$  würde demnach die durch die Feder zu übertragende Kraft  $P = 180 \cdot 25 = 4500 \text{ kg} = 4,5 \text{ t}$  sein, was gegenüber einem Lokomotivgewicht von 40 t, also etwa 11% betragen würde.



## b) Die Dampfkraft.

Bei rotierenden Dampfmaschinen (Drehkolben-Kraftmaschinen) und Dampfturbinen erfolgt die Kraftübertragung auf die Motorwelle ganz gleichmäßig; sowohl die Kraft selbst als auch ihr Hebelarm und daher auch das bewegende Kraftmoment sind unveränderlich, während bei den Kolbenmaschinen, wie früher schon besprochen wurde, beide Faktoren sehr ungleich sind. Die effektive Dampfkraft selbst wird sogar in gewissen Punkten ihres Laufs negativ, so daß Kraftwechsel entstehen, und auch der Hebelarm wird während einer Umdrehung zweimal = 0. Die Einwirkung der Dampfkraft auf die Bewegung des Fahrzeugs ist daher sehr verschieden, und die Nullwerte können nur durch zwei- oder mehrzylindrige Bauarten beseitigt werden. Allerdings ist dieser Wechsel periodisch, indem sich die gleichen Werte während jeder Umdrehung im Beharrungszustand wiederholen. Im folgenden Kapitel werden wir sehen, wie hierdurch die Bewegung der Masse, deren Widerstand im Beharrungszustand sich nicht ändert, in der Bewegung beeinflußt wird. Aber diese störenden Einflüsse beschränken sich nicht allein auf die Umdrehung der Treibachsen und die hierdurch bewirkte fortschreitende Bewegung des Fahrzeugs, sondern es entstehen noch einige Nebenstörungen dadurch, daß diese veränderlichen, in den Gradführungen des Kurbeltriebwerks wirkenden, senkrecht gerichteten Kräfte nicht im Schwerpunkt der Masse angreifen, sondern in gewissen Abständen von demselben, so daß außer der Bewegung dieses Schwerpunkts auch Drehungen um denselben eintreten; denn diese Kräfte lassen sich zerlegen in gleich große und gleich gerichtete im Schwerpunkt und ein Kräftepaar. Diese Einwirkungen sind aber deshalb sehr verwickelt, weil nicht nur die Kräfte selbst, sondern z. T. auch die Hebelarme sehr veränderlich sind. So gibt die bewegende Dampfkraft bei der Kolbenmaschine selbst die Veranlassung, daß unnötige und schädliche Bewegungen entstehen, die sowohl die Festigkeit und Dauerhaftigkeit ihrer Bestandteile, als auch die Sicherheit der Fahrt beeinträchtigen.

### 1. Die Kolbenkräfte.

Die beschleunigende Zugkraft einer Lokomotive ist

$$P = Z - W = \frac{Pr(\sin \varphi + \cos \varphi)}{R} - W,$$

$Z$  ist durchschnittlich

$$= 2 \cdot \frac{P \cdot 4r}{2 \cdot \pi R} = \frac{4}{\pi} \cdot P \cdot \frac{r}{R}$$

und der Unterschied wird während einer Umdrehung der Treibachse für den Kurbelwinkel  $\varphi = 45^\circ$  am größten

$$= \frac{Pr}{R} \cdot 2 \left( \frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{2}{\pi} \right) = 0,141 \cdot \frac{Pr}{R},$$

also + 11%, und am kleinsten

$$= \frac{Pr}{R} \left( 1 - \frac{4}{\pi} \right) = -0,274 \cdot \frac{Pr}{R},$$

oder - 21,5% gegenüber dem mittleren Wert  $\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Pr}{R}$  der dem unveränderlichen Widerstand  $W$  gleich ist.

Ist z. B. die mittlere Zugkraft im Beharrungszustand 3600 kg, so ist der größte Unterschied  $-0,215 \cdot 3,6 = -0,77$  t; d. h. diese Abweichung von der mittleren Zugkraft ist etwa 0,9% des Lokomotivgewichts. Fig. 298 zeigt die bildliche Dar-



stellung der trigonometrischen Funktion  $\sin \varphi + \cos \varphi$  auf Weg- und Zeitbasis  $A$ , bzw.  $B$ , aus der der Verlauf der Kräfte und ihrer größten und kleinsten Werte ersichtlich ist.

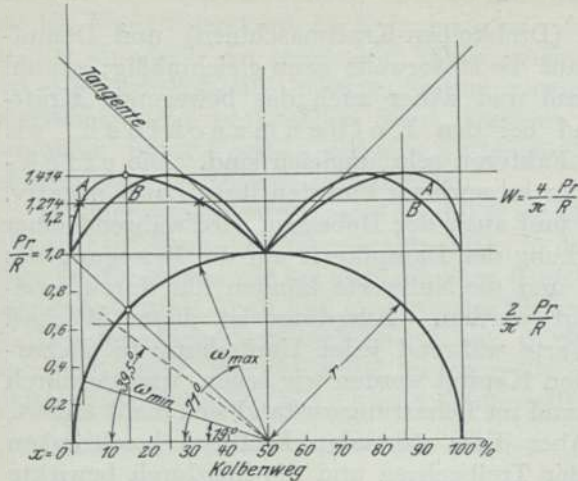


Fig. 298. Zugkraft  $\frac{Pr}{R} (\sin \varphi + \cos \varphi)$ .  
Bildliche Darstellung der Funktion  $\sin \varphi + \cos \varphi$ .

Diese beiderseits ungleichen Kolbenkräfte haben bei ihrer gemeinsamen Einwirkung auf den Schwerpunkt der Masse nicht nur eine veränderliche Resultante, sondern der Angriffspunkt derselben bewegt sich zwischen gewissen Grenzen hin und her und verursacht durch diese veränderliche Lage zwischen den Rahmen der Lokomotive auch eine drehende Bewegung um den Schwerpunkt in der wagerechten Ebene; die Wirkung dieses Moments ist aber ebenso wie die der Kraft selbst ganz unbedeutend.

## 2. Die Normalkräfte in den Gradführungen.

Diese senkrecht gerichtete Komponente der Kolbenkraft im Gradführungspunkte des Kurbeltriebwerks ist zunächst allgemein

$$P \operatorname{tg} \psi = \frac{Pr \sin \varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi}}$$

und auf beiden Seiten vereinigt, annähernd

$$\frac{Pr}{l} (\sin \varphi + \cos \varphi) = P \lambda (\sin \varphi + \cos \varphi),$$

wenn  $l$  die Länge der Kurbelstange bezeichnet, und ist am größten für  $\varphi = 45^\circ$ , also dann  $= 2 P \lambda \sin 45^\circ = P \lambda \cdot \sqrt{2} = 1,414 P \lambda$  z. B. für  $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{6} = 0,236 P$  und im obigen Beispiel  $= 0,236 \cdot 8,5 = 2,01 \text{ t}$ , oder etwa 2% des Lokomotivgewichts.

In den toten Punkten der Kurbeln ist die Kraft auf der einen Seite  $= 0$  und auf der anderen  $= \max = P \lambda = 1,4 \text{ t}$ .

Die Summe der Drucke auf beiden Seiten wechselt also für  $\varphi = 0, 90^\circ$  usw. und  $\varphi = 45, 135$  usw. zwischen  $\frac{Pr}{l}$  und  $1,4 \cdot \frac{Pr}{l}$ . Beim Anziehen der Lokomotive würde für  $P = 24000 \text{ kg}$  und  $\frac{r}{l} = \frac{1}{6}$  diese Veränderlichkeit also  $1600 \text{ kg}$  betragen.

Da sie im Verhältnis zum Lokomotivgewichte von 50 bis 60 t sehr gering ist und bei jeder Umdrehung einmal eintritt, so kann sie erfahrungsmäßig keine merklichen senkrechten Bewegungen des Schwerpunktes, „Wogen“, noch auch drehende Bewegungen in senkrechter Längsebene, „Nicken“, bewirken, wie sich aus der folgenden Betrachtung ergeben wird. — Die innere Reibung der Tragfedern und der Achslager an ihren Führungen genügen, um diese Schwingungen selbst bei langsamster Fahrt zu unterdrücken.

Bezeichnen  $x_1$  und  $x_2$  die wagerechten Längsentfernungen der Gradführungspunkte vom Massenschwerpunkt, so entsteht noch ein Kraftmoment  $P \lambda (x_1 \sin \varphi + x_2 \cos \varphi)$  um die Schwerpunktsquerachse.



Ist ferner  $\pm s$  der wagerechte Abstand des Schwerpunkts von der Treibachse, so sind die Hebelarme der obigen Kraftmomente annähernd

$$x_1 = l \pm r \cos \varphi \mp s \quad \text{und} \quad x_2 = l \mp r \sin \varphi \mp s$$

und daher das auf Verdrehen der Lokomotivmasse hinwirkende Moment

$$M = P\lambda [(l \mp s \pm r \cos \varphi) \sin \varphi + (l \mp s \mp r \sin \varphi) \cos \varphi] = \max \text{ für } \varphi = 45^\circ,$$

also 
$$\sin \varphi + \cos \varphi = \frac{2}{\sqrt{2}} = 1,414;$$

für die gegenlaufenden Kolben ist

$$M_{\min}^{\max} = P\lambda [(l \mp s) (\sin \varphi + \cos \varphi) \pm r \sin (2\varphi)],$$

z. B. für  $r = 300 \text{ mm}, l = 1800 \text{ mm} \quad \frac{r}{l} = \lambda = \frac{1}{6},$

$$s = + 650 \text{ mm} \quad \text{und} \quad P = 8,5 \text{ t}$$

ist dieser Wert

$$= 1,414 \cdot 8500 \cdot \frac{1}{6} \cdot 1,15 \pm 425 = \frac{2725}{1875}$$

und für die gleichlaufenden Kolben, als Mittelwert, 2300 kgm.

Da das Trägheitsmoment der Lokomotive, bezogen auf dieselbe Achse,  $Q_y = 25000 \text{ kg/qm}$  gesetzt werden kann, so ist zur Beurteilung der Winkelbeschleunigung  $\frac{d\omega}{dt} = \frac{Pr}{Q_y}$  das störende Kraftmoment etwa 9% von dem Widerstandsmoment, das die Masse dieser Kraft entgegengesetzt.

Wirksamer werden diese Kräfte auf Drehung um die Längsmittle, auf die sie an beiden Seiten abwechselnd mit Momenten bis zu  $P \cdot \frac{r}{l} \cdot y$  wirken. Für die angenommenen Werte und das Breitenmaß  $y = 1 \text{ m}$  bei außenliegenden Zylindern betragen diese Momente bis 4000 kgm und bewirken daher trotz der entgegengewirkenden Reibung der Federn und Achslager bei geringer Geschwindigkeit ein merkbares Schwanken, das durch entsprechende Veränderungen der Federbelastungen aufgenommen und begrenzt wird. Anhäufungen dieser Schwankungen treten ein, wenn der Wechsel der Drehmomente, rechts und links also eine Vierteldrehung der Triebräder, mit der Zeit einer halben Eigenschwankung des Lokomotivkörpers auf den Federn zusammenfällt. Bei innen liegenden Rahmen und Federn pflegen diese Anhäufungen bei etwa einer Umdrehung in der Sekunde einzutreten, also bei geringen Fahrgeschwindigkeiten. Das Schwanken erreicht dann stärkere Ausschläge, die aber nach Überschreitung der betreffenden Geschwindigkeit wieder verschwinden. Bei innen liegenden Zylindern,  $y = 0,3 \text{ m}$ , sind die Drehmomente bei dem angenommenen Beispiel 1200 kgm so gering, daß sie die entgegengewirkenden Reibungen nicht überwinden und daher kein Schwanken bewirken.

Ist  $2c$  der Querabstand der Federn, so tritt bei Außenzylindern eine Entlastung der Federn an derselben Seite um  $P \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{y + c}{2c}$  und eine Belastung der anderen Seite um  $P \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{y - c}{2c}$  ein. Diese Veränderungen treffen aber nur die nicht quer verbundenen Federn, bewirken eine entsprechende Veränderung ihrer Durchbiegung und damit das Schwanken. Bei einer  $\frac{3}{4}$  gekuppelten Güterzug-Lokomotive von 55 t Gewicht,  $P = 24000$ ,  $\frac{r}{l} = \frac{1}{6}$ ,  $y = 1 \text{ m}$ ,  $c = 0,6 \text{ m}$  beträgt die Entlastung bis 5300, die Belastung bis 1300 kg, also 38 und 9% der unverbundenen Federlast einer Seite zweier Achsen von etwa 14000 kg. Die



Veränderungen der Federlasten bewirken entsprechende Änderungen der Rad-  
drucke, Entlastung  $P \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{y+s}{2s}$  und Belastung  $P \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{y-s}{2s}$ , die bei einem Schienen-

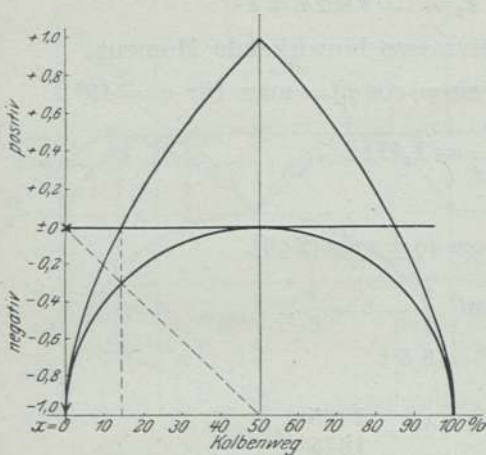


Fig. 299. Bildliche Darstellung der Funktion  $\sin \varphi - \cos \varphi$ .

mittenabstand  $2s = 1,5$  m, nach dem Beispiel 4670 und 670 kg betragen, auf die zwei Räder jeder Seite verteilt also 2335 und 335 kg ausmachen. Andererseits werden aber die Treibräder durch die am Zapfen nach unten gerichtete Teilkraft  $Y$  mit den gleichen Kräften be- und entlastet. Ist die Geschwindigkeit gering, so daß der Lokomotivkörper Zeit hat, den Wirkungen der Drehmomente zu folgen, so wird die Mehrbelastung des Treibrades durch die Entlastung der Feder wieder verringert, bei dem Beispiel bis zur Hälfte. Bei steigender Geschwindigkeit verzögert aber die Trägheit des Körpers diese Federentlastung und verringert sie, so daß sie erst eintritt, nachdem die Kraft schon ihren größten Wert überschritten hat. Der Ausgleich der ungleichförmigen Belastung verschwindet also mit dem Schwanken bei steigender Geschwindigkeit.

Die Gradführungsdrucke bilden ein Kraftmoment um die Schwerpunkts-Längsachse  $= \frac{Pr}{l} \cdot y (\sin \varphi - \cos \varphi)$ , wenn  $y$  den beiderseits gleichen Hebelarm in der Querrichtung bezeichnet. Dieses Moment ist am größten für  $\varphi = 90^\circ = \pm \frac{Pr}{l} \cdot y$  und nach dem obigen Beispiel  $= \frac{8500}{6} \cdot 1,02 = 1445$  kgm, während das betreffende Trägheitsmoment der Lokomotivmasse  $Q_x = 5000$  kgm ist, so daß hier ein Verhältnis von  $\frac{M_{max}}{Q_x} = \frac{1445}{5000} = 0,29$  oder 29% entsteht. Fig. 299 gibt die bildliche Darstellung der Funktion  $\sin \varphi - \cos \varphi$ , um auch den Verlauf dieser Kräfteinwirkungen übersichtlich beurteilen zu können.

### c) Die Massenkräfte.

**Trägheitskräfte.** Die Lokomotive besteht aus einem Massensystem, deren Bestandteile sich verschieden vorwärts und gegeneinander bewegen. Während sich zwar die gesamte Lokomotivmasse mit gleicher Geschwindigkeit vorwärts bewegt, sind auch noch Teile des Triebwerks vorhanden, die neben dieser Bewegung noch andere kreisende und gradlinige ausführen, wie die Achsen und Triebwerksteile. Wir haben auch gesehen, daß die letzteren durch die hierbei auftretenden Trägheitskräfte auf die effektive bewegende Kraft einwirken. Diese gradlinig bewegten Massen nähern und entfernen sich gegenüber der unveränderlichen Lage des gemeinschaftlichen Massensystemschwerpunkts, so daß die übrige Masse der Lokomotive zur Erhaltung der Schwerpunktslage entsprechende Gegenbewegungen ausführen muß. Diese Kräfte wirken nicht unmittelbar am Schwerpunkt, sondern sie bilden auch noch ein Drehmoment um die wagerechte Quer- und senkrechte Schwerpunktsachse. Bezeichnet  $m$  diese auf jeder Lokomotivseite sich bewegende Masse, so ist die Kraftwirkung  $P = m r \omega^2 (\sin \varphi + \cos \varphi)$  am größten für  $\varphi = 45^\circ$ ; also  $= m r \omega^2 \sqrt{2}$ . Die Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = n \cdot 2\pi = \frac{v \cdot 2\pi}{3,6 \cdot \pi D} = \frac{v}{1,8 D}$$



Ist z. B. das Gewicht  $mg$  der Triebwerksmasse auf jeder Seite = 180 kg,  $r = 260$  mm, so ist für  $v = 100$  km/st,  $\frac{v}{3,6} = \frac{100}{3,6} = 28$  m/sek und  $n = \frac{28}{\pi D} = \frac{28}{\pi \cdot 1,98} = 4,5/\text{Sek.}$ ; also  $\omega = 4,5 \cdot 2\pi = 28,3$  und die Trägheitskraft

$$P = \frac{180 \cdot 0,26}{9,81} \cdot 28,3^2 \cdot \sqrt{2} = 5400 \text{ kg,}$$

oder bei einer Gesamtmasse der Lokomotive ohne Tender von  $45 \text{ t} = \frac{5,4}{45} = 0,12$  oder 12% derselben und bei straff angekuppeltem Tender, so daß dieser in die schädliche Bewegung mit hineingezogen wird,  $= \frac{5,4 \cdot 100}{85} = \text{etwa } 6,4 \%$ .

Die Kraftmomente sind

$$M_y = \pm m r \omega^2 (\sin \varphi \pm \cos \varphi) z$$

und

$$M_z = \pm m r \omega^2 (\sin \varphi \pm \cos \varphi) y = \max$$

für  $\varphi = 45^\circ$  und  $90^\circ = \frac{1,4}{1,0} m r \omega^2 \cdot y$ ; z. B.  $= \frac{1,4}{1,0} \cdot \frac{180 \cdot 0,26}{9,81} \cdot 28,3^2 \cdot 1,02 = \frac{5454}{3896} \text{ kgm}$ , also gegenüber dem Trägheitsmoment der Lokomotivmasse auf die senkrechte Schwerpunktsachse bezogen  $Q_z = 25000 \text{ kgm}$  etwa  $\frac{21,8}{15,5} \%$ .

Daß auch die unsymmetrische Anordnung der Massen, die schon wegen der einseitig gelagerten Steuerung und der Kohlenvorräte bei Tenderlokomotiven in der Regel nicht zu vermeiden ist, bei höheren Geschwindigkeiten einen unruhigen Gang verursachen können, haben Versuche mit Personenwagen bei Belastungsunterschieden der Achsen von  $\pm 5\%$  gezeigt.

Ein Teil der hin und her gehenden Triebwerksmasse  $m$  wird durch Radgegengewichte ausgeglichen, wodurch aber in senkrechter Richtung schädliche Fliehkräfte entstehen, die einerseits die Raddrucke beeinflussen und andererseits ebenfalls die Lokomotivmasse in grade und drehende Bewegung versetzen. Werden z. B. 50% der Triebwerksmasse  $m$  durch Radgegengewichte ausgeglichen, so ist die überschüssige Fliehkraft derselben

$$C = \frac{1}{2} \cdot \frac{180}{g} \cdot 0,26 \cdot 28,3^2 = 1918 \text{ kg.}$$

auf jeder Lokomotivseite also im Verhältnis zu einer Radbelastung von  $7 \text{ t} = 27\%$  und im Vergleich zur ganzen Belastung auf einer Seite, bei  $45 \text{ t}$  Gesamtgewicht

$$= \frac{1,918 \cdot 100}{22,5} = 8,5 \%$$

Ferner ist auch die Kraft am Zughaken als Massenkraft des von der Lokomotive zu befördernden Zugs zu betrachten; dieser Widerstand  $W$  ist zwar im Beharrungszustande der bewegenden Dampfkraft gleich, er greift aber in einer anderen Höhe an, so daß in der senkrechten Längsebene ein Kraftmoment  $Pz = Wz = 2 \cdot \frac{P \cdot 2h \cdot z}{\pi D} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P \cdot rz}{R}$  entsteht, das z. B. für  $P = W = 3600 \text{ kg}$  und  $z = 0,8 \text{ m}$

einen Wert von  $3600 \cdot 0,8 = 2880 \text{ kgm}$  erreicht  $= \frac{2880 \cdot 100}{25000} = 11,5 \%$  des Trägheitsmoments.

## B. Äußere Einwirkungen.

Durch Höhen- und Seitenabweichungen der Schienen von der graden Linie werden Ablenkungen des Fahrzeugs, das diesen Unebenheiten zunächst im Laufe der Räder folgen muß, herbeigeführt. Die Angriffspunkte dieser als Reaktionskräfte zu betrachtenden Einwirkungen liegen in den Laufflächen und Hohlkehlen der Spurkränze; sie bewirken senkrechte und seitliche Bewegungen des Schwerpunkts sowie drehende Bewegungen um denselben. Ihre Größe kann zunächst nicht beurteilt werden, sie hängt unmittelbar von der der Unebenheiten und der Plötzlichkeit ihrer Einwirkungen ab. Die senkrechten Kräfte können erst an der Durchbiegung der Tragfedern und die seitlichen an den Schwankungen der Lokomotivmasse beurteilt werden, die aber durch die Begrenzung des Federspiels und der Spielräume der Achslager, Achsbuchsen und Räder zwischen den Schienen eine Einschränkung erleiden. Ferner entstehen aus allen Einwirkungen der auf den Schienen bewegten Lokomotive und ihrer Kräfte Gegenwirkungen der Bahn, die als gleich groß und entgegengesetzt gerichtet anzunehmen sind.

## 2. Die störenden Wirkungen.

### A. Die Einwirkung innerer Kräfte und Kraftmomente der Lokomotive.

Die allgemeinste Bewegung eines Körpers kann auf drei fortschreitende Bewegungen und drei Drehungen zurückgeführt werden, entsprechend den sechs Gleichgewichtsbedingungen, wenn diese Bewegungen aufhören. Im vorliegenden Fall sind aber diese Bedingungen nicht erfüllt, sondern sowohl die Kräfte als auch die Hebelarme und Momente haben bestimmte Werte, denen also auch bestimmte gradlinige und Winkelbeschleunigungen als unmittelbare Folge entsprechen. Da ein Teil der Triebwerksmassen sich unabhängig von der Gesamtmasse in der Längsrichtung hin und her bewegt, so müssen auch drei verschiedene Schwerpunkte und ihre Bewegungen unterschieden werden:

- der der bewegten Triebwerksmassen,
- der übrigen und
- der Gesamtmasse des Systems.

Man denke sich nun in diesem ein rechtwinkliges Koordinatensystem angebracht:

- die X-Achse in der Längsrichtung, positiv nach vorn,
- die Y-Achse seitlich nach rechts und
- die Z-Achse senkrecht nach oben.

Die vorliegenden Kräfte und Momente seien entsprechend mit  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  und ihre Momente mit  $M_x$ ,  $M_y$  und  $M_z$  bezeichnet. Wir haben gesehen, daß die Kraft

- $X$  durch die ungleichen Dampfkkräfte und die Massenwirkungen des Triebwerks sowie des angehängten Zugs hervorgerufen wird,
- $Y$  durch die Gleisunebenheiten und
- $Z$  durch die Gradführungsdrucke und die Bahn.

Die daraus entstehenden Schwerpunktsbewegungen entsprechen den z u c k e n - d e n , s c h w a n k e n d e n und w o g e n d e n Bewegungen der Lokomotive. Die Momente



$M_x$  und  $M_y$  entstehen ebenfalls aus den Dampf- und Trägheitskräften, sowie den Bahnunebenheiten und

$M_z$  aus den beiden letztgenannten.

Sie entsprechen den wankenden, nickenden und schlingenden Bewegungen der Lokomotive.

Hierbei ist noch zu bemerken, daß ein Teil der Lokomotivmasse mittels elastischer Federn auf den Achsen ruht und diese Federn sich entsprechend den auf sie einwirkenden senkrecht gerichteten Kräften durchbiegen, also Kräfte und Bewegungen ebenfalls beeinflussen.

## I. Fortschreitende Bewegungen des Schwerpunkts.

### a) Die zuckenden Bewegungen.

#### 1. Infolge ungleicher Dampfkräfte.

Die Veränderlichkeit der an den Schienen auf die Treibräder zurückwirkende Zugkraft und der am Zughaken wirkenden Zugkraft könnte ein Hin- und Herziehen am Schwerpunkte — Zucken — und da ihre Richtungen unter dem Schwerpunkte liegen, an den betreffenden Hebelarmen ein Nicken hervorrufen. Beide Veränderlichkeiten sind indes in der Regel so gering, daß sie keine bemerkbaren Bewegungen hervorrufen. Nur bei langsamer Fahrt mit einem Zylinder und zuweilen beim Anfahren der Verbundlokomotiven mit zwei Zylindern, also bei sehr ungleichförmiger Zugkraft verspürt man ein solches Zucken.

Alle diese äußeren Kräfte bewirken also um so geringere Schwingungen, je größer die Geschwindigkeit wird. Bei großen Geschwindigkeiten verschwinden ihre Wirkungen völlig. Anders verhält es sich mit den Wirkungen der Beschleunigungskräfte, die an den wagerecht bewegten Triebwerksgewichten auftreten.

Es genügt, nur eine kurze überschlägliche Betrachtung anzustellen, um die Überzeugung zu erlangen, daß die schädliche Einwirkung der Dampfkräfte wegen ihrer geringen Größe unbeachtet bleiben kann. Es mag hier sogar nur eine einseitig wirkende Lokomotive, bei der also eine der beiden Maschinen ausgeschaltet ist, vorausgesetzt werden. Die indizierte Zugkraft  $Z$  ist daher in den toten Punkten  $= 0$ , sie wächst dann mit dem Kurbelwinkel  $\varphi$ , bis sie zunächst ihren mittleren Wert des im Beharrungszustande unveränderlichen Widerstands  $W = \frac{P \cdot 2h}{\pi D} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{P \cdot r}{R}$  erreicht

und übersteigt diesen dann bis zum höchsten Werte für  $\varphi = 90^\circ = \frac{P \cdot r}{R}$ . Die Lokomotivgeschwindigkeit nimmt daher zunächst ab und dann wieder zu, und es sei  $v_{\min} = v_1$  und  $v_{\max} = v_2$ , welche Werte sich berechnen lassen.

Die bewegende Kraft

$$P = Z - W = \frac{P \cdot r \sin \varphi}{R} - \frac{P \cdot 4r}{2R\pi} = \frac{Pr}{R} \left( \sin \varphi - \frac{2}{\pi} \right) = M \frac{dv}{dt}$$

und für die Grenzwerte

1.  $\sin \varphi = \frac{2}{\pi} = 0,637$  für das Min., denn der zweite Differentialquotient ist  $\cos \varphi$ , also  $> 0$  und

2. fällt das Max. in den zweiten Quadranten für  $\sin(\pi - \varphi) = \frac{2}{\pi}$ ; denn der Differentialquotient ist  $-\cos \varphi_1$ ,  $< 0$ .

Die entsprechenden Kurbelwinkel sind daher

$$\varphi_1 = \text{etwa } 39\frac{1}{2}^\circ \quad \text{und} \quad \varphi_2 = \text{etwa } 140\frac{1}{2}^\circ.$$

Die Dampfarbeit auf dem Kolbenwege zwischen den Kurbelwinkeln  $\varphi = 0$  und  $\varphi$  ist allgemein  $= Pr(1 - \cos \varphi)$  und die Widerstandsarbeit des Zuges  $= W \cdot R \varphi$ ; ihr Unterschied ist = der Änderung der lebendigen Kraft  $\frac{M}{2}(v^2 - v_0^2)$  der Lokomotivmasse; also für zwei Winkel  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$ , als Supplementwinkel

$$Pr(1 - \cos \varphi_1) - W \cdot R \varphi_1 = \frac{M}{2}(v_1^2 - v_0^2)$$

und

$$Pr(1 + \cos \varphi_1) - W \cdot R \varphi_2 = \frac{M}{2}(v_2^2 - v_0^2)$$

und der Unterschied beider zwischen dem Max. und Min.:

$$2Pr \cos \varphi_1 - W \cdot R(\pi - 2\varphi_1) = \frac{M}{2}(v_2^2 - v_1^2) = \frac{M}{2}(v_2 + v_1)(v_2 - v_1).$$

Wird nun annähernd  $\frac{v_2 + v_1}{2} =$  der konstanten Lokomotivgeschwindigkeit  $v$  und  $\frac{v_2 - v_1}{v} =$  dem Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  der Lokomotivbewegung gesetzt,

so ist

$$2Pr \cos \varphi_1 - \frac{P \cdot 4r}{2\pi R} \cdot R(\pi - 2\varphi_1) = Mv^2 \cdot \delta$$

und  $\delta = \frac{2Pr}{Mv^2} \left( \cos \varphi_1 - 1 + \frac{2\varphi_1}{\pi} \right) = \frac{2Pr}{Mv^2} \left[ \cos(39^\circ 35') - 1 + 2 \cdot \frac{39^\circ \cdot 35'}{180} \right]$

$$= \frac{2Pr}{Mv^2} \cdot (0,771 - 1 + 0,440) = \frac{0,4 \cdot Pr}{Mv^2}.$$

Andere Herleitung:

Die Arbeit der Dampfkraft im Kurbelkreise zwischen den Winkeln 0 und  $\varphi$  ist  $\int_0^\varphi P \sin \varphi \cdot r \cdot d\varphi$  und die des Zugwiderstandes

$$W = \frac{P \cdot 4r}{2R\pi} = \int_0^\varphi \frac{2Pr}{R\pi} \cdot R d\varphi;$$

also  $Pr \left[ -(\cos \varphi - 1) - \frac{2}{\pi} \cdot \varphi \right] = Pr \left( 1 - \cos \varphi - \frac{2}{\pi} \varphi \right),$

ferner für die Winkel 0 und  $\pi - \varphi$

$$Pr \left\{ -[\cos(\pi - \varphi) - 1] - \frac{2}{\pi}(\pi - \varphi) \right\} = Pr \left( 1 + \cos \varphi - 2 + \frac{2}{\pi} \varphi \right)$$

und daher

$$Pr \left( 2 \cos \varphi - 2 + \frac{4}{\pi} \varphi \right) = \frac{M}{2}(v_1^2 - v_2^2) = Mv^2 \cdot \delta = 2Pr \left( \cos \varphi - 1 + \frac{2}{\pi} \varphi \right).$$

Ist z. B. für eine dreiachsige Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C},$

$$G = 42000 \text{ kg,}$$

$$P = \frac{1}{7} \cdot G = 6000 \text{ kg,}$$

$$r = 0,3 \text{ m,}$$

$$v = 25 \text{ km/st}$$

oder

$$v = \frac{25}{3,6} = 7 \text{ m/sek,}$$



so würde der Ungleichförmigkeitsgrad in der fortschreitenden Lokomotivbewegung

$$\delta = \frac{0,4 \cdot 6000 \cdot 0,3 \cdot 9,81}{42000 \cdot 7^2} = \frac{1}{290} \text{ sein.}$$

Bei der doppelt wirkenden Maschine entstehen in jedem Quadranten des Kurbelkreises ein Min. und ein Max., weil das Max. der bewegenden Kraft (ebenfalls in jedem Quadranten) bei  $\varphi_2 = 45^\circ$  liegt und in jedem toten Punkte und auch in der Mittelstellung des Kolbenhubes ein Min. Man erhält dieses Min. und Max. z. B. aus der Fig. 298 in den Durchschnittspunkten der Geraden für den konstanten Widerstand  $W$  mit den Kurven der Kraft  $\frac{Pr}{2}(\sin \varphi + \cos \varphi)$  bzw.  $\frac{4}{\pi}$  und  $\sin \varphi + \cos \varphi$  oder durch Rechnung aus der Gleichung  $\sin \varphi + \cos \varphi = \frac{4}{\pi}$ ; beide Winkel  $\varphi$  sind Komplementwinkel; die Ungleichheit in der Lokomotivbewegung bei doppelter Maschinenwirkung ist dann noch viel geringer.

## 2. Zucken durch Trägheitskräfte.

Die drehend bewegten Triebwerksmassen (Kurbeln mit Zapfen, Exzenter, Kuppelstangen, 60% der Schubstangen) werden stets vollständig, die wagerecht hin und her bewegten zu einem bestimmten Teile durch die Gegengewichte in den Triebrädern ausgeglichen. Die Lokomotive ist daher als eine Massengruppe zu betrachten, in der die nicht ausgeglichenen Triebwerksgewichte wagerecht hin und her bewegt werden. Diese Bewegungen können indes keine Veränderungen der Massenlage der freihängend gedachten Lokomotive hervorbringen. Der übrige Lokomotivkörper müßte also solche Bewegungen ausführen, die den Bewegungen der nicht ausgeglichenen Triebwerksmassen entgegengesetzt sind und ihre Wirkungen wieder aufheben. Da die Kurbeln auf beiden Seiten unter  $90^\circ$  zueinander stehen, so finden die größten Verlegungen der Triebwerksmassen beim Übergange der Kurbeln aus den Stellungen unter  $45^\circ$  zur Wagerechten in die entgegengesetzten statt.

Beim Übergange aus der Kurbelstellung I, Fig. 300, in die entgegengesetzte II werden die nicht ausgeglichenen wagerecht bewegten Triebwerksmassen  $2M$  beider Seiten um rund  $0,7$  des Kolbenhubes  $h$  von vorn nach hinten verlegt. Der übrige Lokomotivkörper vom Gewicht  $G$  muß also eine Bewegung

$$x = \frac{2Mg}{G} 0,7 \cdot h$$

nach vorwärts machen, damit der Gesamtschwerpunkt nicht verlegt wird. Bei der nächsten halben Radumdrehung finden die umgekehrten Bewegungen statt. Der Lokomotivkörper wird demnach bei jeder Treibradumdrehung einmal um  $x$  vor- und rückwärts bewegt, was man „Zucken“ nennt. Das Zucken wird durch äußere Widerstände nur wenig beschränkt, da die Lokomotive in der Längsrichtung während des Laufes ziemlich frei beweglich ist. Wenn die Triebwerksteile auf beiden Seiten — bei Verbundlokomotiven — verschiedene Gewichte haben, kommen

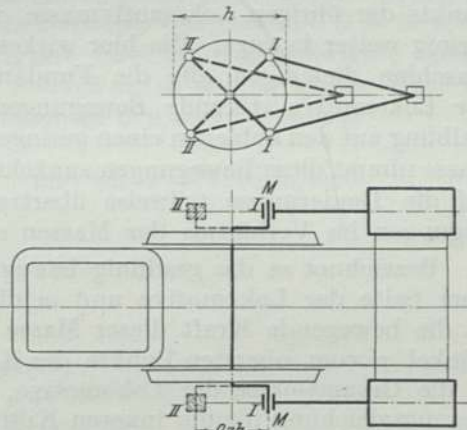


Fig. 300.

solche Stellungen in Betracht, bei denen der Schwerpunkt der Massen  $M_1$  und  $M_2$  beider Seiten in die Wagerechte fällt. Eine Steigerung von  $x$  findet nur mit der Vergrößerung des Weges statt, also erst bei starker Verschiedenheit von  $M_1$  und  $M_2$ .

Bei der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Verbund-Schnellzug-Lokomotive der preußischen Staatsbahnen sind 16% der wagerecht bewegten Massen beider Seiten im Gewichte von 540 kg ausgeglichen; es ist also  $2 Mg = 0,84 \cdot 540 = 450$  kg,  $G$  einschließlich des straff gekuppelten Tenders = rd. 80000 kg,  $h = 600$  mm, somit  $x = 2,4$  mm. Diese Bewegung ist bei der laufenden Lokomotive eben wahrnehmbar. Bei den  $\frac{2}{4}$  und  $\frac{3}{5}$  gekuppelten Schnellzug-Lokomotiven der österreichischen Staatsbahnen sind nur 10% der Massen ausgeglichen.

In Nordamerika gilt die Regel<sup>1)</sup>, daß der 400. Teil des Lokomotivgewichtes ohne Tender an wagerecht bewegten Gewichten jeder Seite unausgeglichen bleibt. Es ist also zu setzen  $Mg = \frac{G_1}{400}$ , mithin  $x = \frac{0,7h}{200}$  und für  $h = 610$  mm  $x = 2,1$  mm, bei straffgekuppeltem Tender mit 0,6 des Gewichtes der Lokomotive  $x = 1,3$  mm. Der Ausgleich geht dort also weiter als bei hiesigen Lokomotiven.

Bei zweckmäßig und leicht gebautem Triebwerk ist hiernach das Zucken nur wenig fühlbar. Es beansprucht aber die Verbindungen der einzelnen Teile um so stärker und befördert das Losewerden der Kuppelkasten, Führerhäuser usw. um so mehr, je größer die Umlaufzahl der Triebräder ist.

Die periodische Bewegung der Triebwerksmassen in der Fahrtrichtung bewirkt also eine entsprechend entgegengesetzt gerichtete Bewegung des Schwerpunkts der übrigen Lokomotivmasse, während der Systemschwerpunkt sich gleichförmig weiter bewegt. Die hier wirkenden Kräfte sind bei einer ortsfesten Dampfmaschine diejenigen, die die Fundamentbefestigung beanspruchen, während bei der Lokomotive störende Bewegungen eintreten müssen, denen nur die rollende Reibung auf den Schienen einen geringen Widerstand entgegensetzt. Die Lokomotivmasse nimmt diese Bewegungen zunächst auf; sie können aber durch straffes Kuppeln auf die Tendermasse teilweise übertragen werden, wodurch diese zuckenden Bewegungen im Verhältnis der Massen sich verringern.

Bezeichnet  $m$  die gradlinig bewegte, nicht ausgeglichene Triebwerksmasse auf einer Seite der Lokomotive und  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Treibachse, so ist die bewegende Kraft dieser Masse = der Fliehkraft  $\pm m r \omega^2 \sin \varphi$ , wenn der Winkel  $\varphi$  vom obersten Punkte des Kurbelkreises aus gerechnet wird. Ist ferner  $M$  die Gesamtmasse der Lokomotive, auf die diese Kraft einwirkt, so ist die Bewegungsgleichung für die inneren Kräfte des Massensystems, auf das keine äußeren Kräfte wirken,

$$m r \omega^2 \sin \varphi + M \frac{d^2 x}{dt^2} = 0$$

und da  $\varphi = \omega t$ ,  $\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left( \frac{dx}{dt} \right) = -\frac{m}{M} \cdot r \omega^2 \sin(\omega t)$

$$= 0 \text{ für } \varphi = 0, \text{ und } = \max = -\frac{m r \omega^2}{M}, \text{ für } \varphi = \frac{\pi}{2}.$$

Durch Integration erhält man

$$-\frac{dx}{dt} = +\frac{m}{M} \cdot r \omega \cos(\omega t) + \text{Konst.} = \max = -\frac{m r \omega}{M}$$

<sup>1)</sup> Railr. Gaz. 97, 427.



für  $\varphi = 0$ , und  $= 0$  für  $\varphi = \frac{\pi}{2}$ ; also die Integrationskonstante  $= 0$ . Ferner ist

$$x = -\frac{m}{M} \cdot r \sin(\omega t) + \text{Konst.} = 0 \text{ für } \varphi = 0;$$

also Konst.  $= 0$  und  $x = \text{max.} = -\frac{m r}{M}$  für  $\varphi = \frac{\pi}{2}$ , so daß  $x =$  dem Ausschlag

$s = -\frac{m}{M} \cdot r$  oder  $M s = -m r$ , wie dies auch unmittelbar aus der Mechanik eines Massensystems hervorgeht, dessen Schwerpunkt bei inneren Kräften in seiner Lage oder Bewegung nicht geändert wird.

Auch die obige Differentialgleichung kann auf Grund der mechanischen Gesetze für die Bewegung eines Massensystems ohne weiteres hingeschrieben werden, nachdem für die beiden Massen  $M$  und  $m$  die Bedingung besteht:

$$M \mathfrak{B} + m v = 0, \quad \frac{dx}{dt} = -\frac{m}{M} \cdot r \omega \cos \varphi.$$

Aus der ursprünglichen Differentialgleichung  $\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{m}{M} r \omega^2 \sin \varphi$  ergibt sich die Heftigkeit der zuckenden Bewegungen, sie wächst mit dem Quadrat der Lokomotivgeschwindigkeit und kann sehr störende Grade annehmen. Es ist aber beobachtet worden, daß bei einer bestimmten ziemlich hohen Geschwindigkeit das Zucken wieder abnimmt, was vielleicht durch die gesteigerte Kompression in den Dampfzylindern zu erklären sein wird. Für gewöhnliche Fälle ist die Bewegung sehr gering. Ist z. B. bei einer Schnellzug-Lokomotive das Gewicht  $G = 50 \text{ t}$ , die gradlinig bewegte, nicht durch Gegenläufigkeit oder Radgegengewichte ausgeglichene Triebwerksmasse  $m g = 180 \text{ kg}$  und  $r = 0,3 \text{ m}$ , so ist der größte Wert der Trägheitskraft bei unendlich langer Kurbelstange in den toten Punkten

$$P = m \cdot r \omega^2 = \frac{180 \cdot 0,3 \cdot \omega^2}{9,81} \text{ und für } v = 120 \text{ km/st,}$$

oder

$$\omega = n \cdot 2 \pi = \frac{v \cdot 2 \pi}{3,6 \cdot \pi D} = 5,4 \cdot 2 \pi = 33,9,$$

$$P = 5,5 \cdot 33,9^2 = 6320 \text{ kg}$$

und die hierdurch der Masse  $M = \frac{G}{g} = \frac{50000}{9,81}$  erteilte Beschleunigung

$$f = \frac{P}{M} = \frac{6320 \cdot 9,81}{50000} = 1,24;$$

was selbst bei konstant angenommener Beschleunigung in dieser Höhe zu einem Werte der Geschwindigkeit

$$v = ft = \frac{f \cdot \tau}{4} = \frac{1,24 \cdot \tau}{4}$$

führen würde, wenn  $\tau$  die Zeit einer Umdrehung der Treibachse bezeichnet

$$= \frac{1}{n} = \frac{1}{5,4} \text{ Sek.}; \text{ also } = \frac{1,24}{5,4 \cdot 4} = \text{etwa } 0,06 \text{ m/sek}$$

bei einem hierbei zurückgelegten Weg in derselben Zeit  $=$  dem höchsten Ausschlag der pendelnden Bewegung von etwa

$$\frac{vt}{2} = \frac{0,06}{2} \cdot \frac{\tau}{4} = 1,4 \text{ mm,}$$

während aus der oben genauer berechneten Formel der ganze Ausschlag

$$s = \frac{m}{M} \cdot r = \frac{180 \cdot 300}{50\,000} = 1,1 \text{ mm ist.}$$

Für Zwillinglokomotiven tritt eine zweiseitige Wirkung der Triebwerksmassen ein; denn es ist dann

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{m}{M} \cdot r \omega^2 (\sin \varphi + \cos \varphi)$$

und sie ist am größten für

$$\varphi = 45^\circ = \frac{m}{M} \cdot r \omega^2 \cdot 2 \cdot 0,707 = 1,414 \cdot \frac{m}{M} \cdot r \omega^2.$$

Der Ausschlag wächst in demselben Grade und ist daher  $1,414 \cdot s$  und im obigen Beispiel  $= 1,56 \text{ mm}$ .

Die Formel für den Zuckweg  $s = \frac{m}{M} r$  zeigt, daß dieser überhaupt von der Zuggeschwindigkeit unabhängig ist; er ist bei der Zwillinglokomotive unter den angegebenen Verhältnissen

$$2 \cdot s = \frac{2 \cdot m}{M} \cdot 2 \cdot 0,707 \cdot r = 3 \text{ mm.}$$

Die allgemeine Herleitung geschieht wie oben aus der Bewegungsgleichung

$$m r \omega^2 (\sin \varphi + \cos \varphi) + M \frac{d^2 x}{dt^2} = 0,$$

oder 
$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -\frac{m}{M} \cdot r \omega^2 (\sin \varphi + \cos \varphi).$$

Für den Winkel der rechten Kurbel  $\varphi = +\frac{\pi}{4}$  ist der der linken Kurbel  $-\varphi = -\frac{\pi}{4}$ , so daß beide Massen in gleicher Stärke nach entgegengesetzten Richtungen wirken, sich also für die fortschreitende Bewegung der Masse ausgleichen, also die Beschleunigung

$$= \frac{m r \omega^2}{M} (\sin \varphi - \cos \varphi) = 0$$

(und daher die Geschwindigkeit ein Max.) wird; für  $\varphi = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{4}$  bzw.  $\frac{\pi}{4}$  wird dann

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -\frac{2 m}{M} r \omega^2 \sin \frac{\pi}{4} = -1,414 \cdot \frac{m r \omega^2}{M} = \text{max,}$$

da hier beide Massen in gleicher Richtung wirken.

Durch Integration der Gleichung zwischen diesen Grenzen erhält man für

$$\begin{aligned} \varphi = \omega t, \quad -\frac{dx}{dt} &= -\frac{m r \omega^2}{M} \int [\sin(\omega t) + \cos(\omega t)] dt \\ &= -\frac{m r \omega}{M} (-\cos \varphi + \sin \varphi) + C. \end{aligned}$$

Die Geschwindigkeit  $\frac{dx}{dt}$  ist für

$$\varphi = \frac{3}{2} \pi = -\frac{m r \omega}{M} (-\cos \varphi + \sin \varphi) = 0$$

(und  $x$  selbst = max); also ist die Integrationskonstante  $C = 0$ , und die Differentialgleichung lautet



$$-\frac{dx}{dt} = -\frac{mr\omega}{M}(-\cos\varphi + \sin\varphi).$$

$$\frac{dx}{dt} \text{ ist } = \max \text{ für } \varphi = \frac{\pi}{4} = -\frac{mr\omega}{M}(\cos\varphi - \sin\varphi)$$

$$= -\frac{mr\omega}{M} \cdot 2 \cdot \sin\frac{\pi}{4} = -1,414 \cdot \frac{mr\omega}{M}.$$

Durch nochmalige Integration erhält man schließlich

$$x = \frac{mr\omega}{M} \int [-\cos(\omega t) - \sin(\omega t)] dt = \frac{mr}{M}(-\sin\varphi - \cos\varphi) + C$$

$$= -\frac{mr}{M}(\sin\varphi + \cos\varphi) + C = 0 \text{ für } \varphi = \frac{\pi}{4};$$

also  $C=0$ , und  $= \max$  für

$$\varphi = \frac{3}{4}\pi, \quad \frac{mr}{M} \cdot 2 \sin\frac{\pi}{4} = 1,414 \cdot \frac{mr}{M}.$$

Die Geschwindigkeit der zuckenden Bewegungen ist der Zuggeschwindigkeit proportional und die Beschleunigung, als Maß für die Heftigkeit, wächst quadratisch mit der Zuggeschwindigkeit. Auf grader Bahn leistet die Lokomotive dieser Bewegung nur einen geringen Widerstand, während in den Bahnkrümmungen die gleitende Reibung auf den Schienen das Zucken abschwächt.

**Dreizylindrige Lokomotiven.** Bei einem Triebwerke mit drei unter je  $120^\circ$  versetzten Kurbeln, Fig. 301, beträgt der Abstand der drei einzelnen Massen  $M$  aus ihrer Mittelstellung

$$\frac{h}{2} \cos\varphi, \quad \frac{h}{2} \cos(120^\circ + \varphi) \text{ und } \frac{h}{2} \cos(240^\circ + \varphi).$$

Die Summe aller drei ist  $= 0$ , es findet also keine Verlegung des Gesamtschwerpunktes und daher auch kein Zucken statt, sofern die drei Gewichte gleich sind.

Die größte Verlegung findet im allgemeinen statt zwischen den Stellungen, bei denen sich eine Ersatzmasse  $M = M_1 + M_2 + M_3$  in den Endstellungen befinden würde. Der Weg  $s$  fällt hierbei etwas größer als  $0,7h$  aus. Da auch die drei Triebwerke schwerer sind als zwei und kein Ausgleich durch die Gegengewichte stattfindet, so wird das

Zucken  $x = \frac{M_1 + M_2 + M_3}{G} g s$ ; Fig. 302.

Stehen die beiden äußeren Kurbeln parallel, die innere im rechten Winkel dazu, Triebwerk **Struve-Wittfeld**, so gilt dasselbe wie bei zwei Kurbeln mit verschiedenen Gewichten.

An der von **Henschel & Sohn** in Kassel 1904 gebauten Schnellbahn-

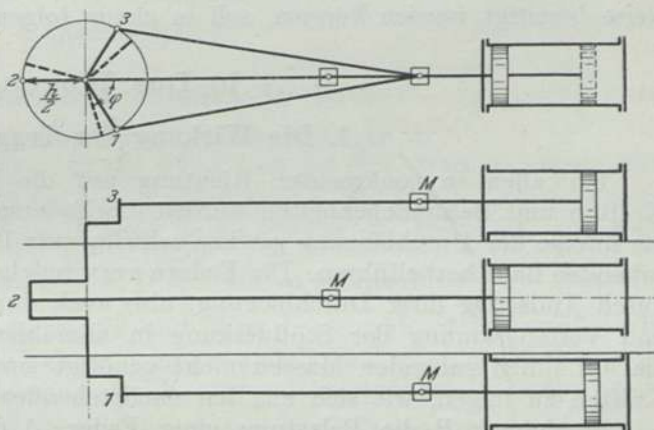


Fig. 301.

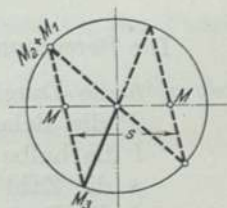


Fig. 302.

Lokomotive<sup>1)</sup> ist annähernd  $(M_1 + M_2 + M_3)g = 700 \text{ kg}$ ,  $s = 0,72h$ ,  $h = 630 \text{ mm}$ ,  $G$  mit Tender  $145\,000 \text{ kg}$ , daher  $x = 2,2 \text{ mm}$ , infolge des sehr großen Lokomotivgewichtes also noch etwas geringer als bei der Verbundlokomotive von  $80 \text{ t}$ .

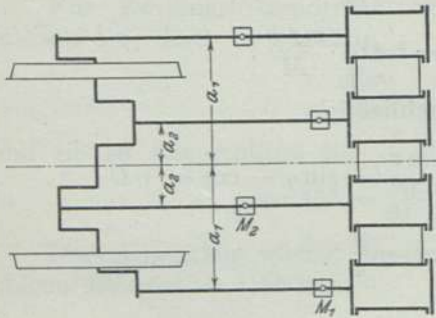


Fig. 303.

**Vierzylinderige Lokomotiven.** Bei Vierzylinder-Triebwerken, Fig. 303, mit entgegengesetzt gerichteten Pleueln werden die zwei Massen  $M_1$  und  $M_2$  jeder Seite einander entgegen verlegt. Für das Zucken kommt demnach nur ihr Unterschied  $M_1 - M_2$  in Betracht, und es ist  $x = 2 \cdot \frac{(M_1 - M_2)g}{G} \cdot 0,7h$ . An

der  $\frac{2}{5}$ gekuppelten Vierzylinder-Verbundlokomotive nach der hannoverschen Bauart<sup>2)</sup> ist  $(M_1 - M_2)g = 64 \text{ kg}$ ,  $G = 100\,000 \text{ kg}$ ,  $h = 600 \text{ mm}$ , also  $x = 0,25 \text{ mm}$ . Würde man  $M_1 = M_2$  ausführen, so würde  $x$  ganz verschwinden.

Wie diese schädlichen Bewegungen durch Radgegengewichte ganz oder teilweise beseitigt werden können, soll in einem folgenden Kapitel gezeigt werden.

## b) Das Wogen.

### 1. Die Wirkung der Tragfedern.

Bei allen in senkrechter Richtung auf die Lokomotivmasse einwirkenden Kräften und Bahnunebenheiten werden die Federspannungen in Tätigkeit gesetzt, die infolge der Durchbiegung gewisse schwingende Bewegungen des auf den Federn ruhenden Baus herbeiführen. Die Federn verwandeln die auf sie einwirkenden Stöße durch Änderung ihrer Durchbiegung, also auch durch Verlängerung des Stoßwegs und Verlangsamung der Stoßwirkung in allmählicher wirkende Kräfte, so daß die auf ihnen ruhenden Massen nicht genötigt sind, sofort und stoßweise diesen Kräften zu folgen, wie sich aus den nachstehenden Untersuchungen ergeben wird.

Bezeichnet  $P$  die Belastung einer Feder,  $\delta$  die durch sie bewirkte Durchbiegung, so ist  $P$  proportional derselben, also  $= k\delta$ . Dieser Starrheitskoeffizient ist verschieden, und zwar bei

|                           |              |
|---------------------------|--------------|
| Treibachsfedern . . . . . | 180 kg/mm,   |
| Vorderfedern . . . . .    | 120 „        |
| Querfedern . . . . .      | 70 „         |
| Tenderfedern . . . . .    | 125 „        |
| Pufferfedern . . . . .    | 20 „         |
| Rückstellfedern . . . . . | 120 „        |
| Wagentragfedern . . . . . | 20—60 kg/mm. |

Die Berechnung der Federn geschieht nach der Formel  $\delta = \frac{6 \cdot P \cdot l^3}{2 \cdot n \cdot b \cdot E \cdot h^3}$ , wenn

$\delta$  die Durchbiegung in cm,

$P$  die Belastung in kg,

$l$  die halbe Spannweite in cm,

$n$  die Zahl der Federblätter,

$b$  die Breite der Federblätter in cm,

$E$  den Elastizitätsmodul des Federstahls für kg und cm und

$h$  die Stärke der Blätter in cm bezeichnet.

<sup>1)</sup> Z. Ver. deutsch. Ing. 04, 6. Juni.

<sup>2)</sup> Z. Ver. deutsch. Ing. 04.



Hiernach ist z. B. für eine Treibachsfeder

$$\delta = \frac{3 \cdot 7000 \cdot \left(\frac{93}{2}\right)^3}{11 \cdot 8,8 \cdot 2250000 \cdot 1,3^3} = 44 \text{ mm}$$

und nach Durchbiegungsversuchen tatsächlich 39 mm.

Wird mit  $m$  die auf der Feder ruhende Masse bezeichnet, so ist

$$P = -k\delta = m \frac{d^2\delta}{dt^2} = m \frac{dv}{dt},$$

wenn  $v$  die Geschwindigkeit der schwingenden Masse bezeichnet; daher ist

$$-k\delta \cdot dt \cdot v = m dv \cdot v = -k\delta \cdot d\delta = mv \cdot dv$$

und durch Integration

$$\int -k\delta \cdot d\delta = \int P d\delta = -\frac{k\delta^2}{2} = \frac{mv^2}{2} + \text{Konst.}$$

Ist die Durchbiegung in der Ruhelage  $\delta = \delta_0$ , so ist allgemein, von  $\delta = 0$  ausgehend,

$$\frac{k}{2} (\delta^2 - \delta_0^2) = L;$$

denn diese Zunahme der mechanischen Arbeiten der Kraft  $P$ ,  $\frac{P\delta}{2} - \frac{P_0\delta_0}{2}$  ist gleich dem von der Feder aufgenommenen Arbeitsvermögen  $L$ .

Hieraus ergibt sich ferner  $P^2 - P_0^2 = 2k \cdot L$  und für  $P_0 = 0$  ist im allgemeinen  $P = \sqrt{2kL}$ , so daß die Kraft  $P$  für eine bestimmte von der Feder aufgenommene mechanische Energie  $L$  um so kleiner wird, je elastischer die Feder ist; allerdings wird hiergegen der Ausschlag  $\delta = \frac{P}{k} = \sqrt{\frac{2L}{k}}$  um so größer.

Die durch das Produkt aus Kraft und Weg bestehende Arbeitsgröße oder Energie wird nur in ihren beiden Faktoren umgewandelt, und zwar, wie es hier auch beabsichtigt ist, durch Verkleinerung der Kraft und entsprechende Vergrößerung des Weges. Aus der Gleichung  $\frac{k}{2} (\delta^2 - \delta_0^2) = L$  ergibt sich ferner, daß das Schwingungsmoment der Feder, das durch eine Bahnunebenheit  $\delta - \delta_0$  entsteht, um so kleiner wird, je elastischer die Feder ist. Aus diesen Untersuchungen ist ersichtlich, daß und in welchem Grade durch die Federn eine wenig veränderliche Belastung, namentlich der Vorderachsen eines Fahrzeugs erreicht werden kann. Aus der Gleichung

$$\frac{P^2 - P_0^2}{2k} = \frac{k}{2} (\delta^2 - \delta_0^2) = L,$$

oder

$$P^2 - P_0^2 = k^2 (\delta^2 - \delta_0^2)$$

folgt schließlich, daß die Änderung einer Belastung mit der Elastizität der Feder kleiner wird.

**Federschwingungen.** Zur Berechnung der Federschwingungen sei unter der Last  $P$ ,  $\delta = 0$  und  $v = v_0$ ; also

$$-\frac{k\delta^2}{2} = \frac{mv^2}{2} + \text{Konst.} \quad \text{und} \quad 0 = \frac{mv_0^2}{2} + \text{Konst.}$$

und daher

$$v^2 = v_0^2 - \frac{k\delta^2}{m},$$

so daß

$$v = \sqrt{v_0^2 - \frac{k\delta^2}{m}}.$$

Für  $v = 0$  ist  $v_0 = \delta_{\max} \sqrt{\frac{k}{m}}$ ; da ferner

$$v = \frac{d\delta}{dt} = \sqrt{v_0^2 - \frac{k\delta^2}{m}},$$

so ist

$$t = \int \frac{d\delta}{\sqrt{v_0^2 - \frac{k\delta^2}{m}}} = \int \frac{\frac{d\delta}{v_0} \sqrt{\frac{k}{m}}}{\sqrt{\frac{k}{m} \left(1 - \frac{k\delta^2}{m v_0^2}\right)}} = \sqrt{\frac{m}{k}} \arcsin \left( \frac{\delta}{v_0} \sqrt{\frac{k}{m}} \right) + \text{Konst.}$$

und da für  $t = 0$ , auch  $\delta = 0$ , so ist

$$\sin \left( t \sqrt{\frac{k}{m}} \right) = \frac{\delta}{v_0} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

und daher

$$\delta = v_0 \sqrt{\frac{m}{k}} \cdot \sin \left( t \sqrt{\frac{k}{m}} \right).$$

Die Federschwingungen sind daher periodische Bewegungen, deren ganze Schwingungsdauer, einer Doppelschwingung,

$$\tau = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{k}{m}}} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}} = 2\pi \sqrt{\frac{G}{g \cdot k}} = 2\pi \sqrt{\frac{\delta_0}{g}} \text{ ist.}$$

Sie wird daher mit der Masse  $m$  und mit der Nachgiebigkeit der Feder größer. Ist z. B. die Federbelastung  $P = mg = 7000$  kg und der Starrheitskoeffizient der Feder  $k = 180$  kg/mm, so ist die Dauer einer Doppelschwingung

$$\tau = 2\pi \sqrt{\frac{7000}{g \cdot 180 \cdot 1000}} = 0,4 \text{ Sek.};$$

ist ferner die größte Geschwindigkeit dieser schwingenden Bewegung

$$v_0 = \delta \sqrt{\frac{k}{m}}$$

bei einer Durchbiegung

$$\delta = 25 \text{ mm}, = \frac{25}{1000} \sqrt{\frac{180 \cdot 1000 \cdot g}{7000}} = 0,4 \text{ m/sek},$$

so ist der Ausschlag  $\delta$  zur überschläglichen Nachprüfung auf Grund der berechneten Geschwindigkeit

$$= \frac{v_0}{2} \frac{\tau}{\pi} = \frac{0,4}{2} \cdot \frac{0,4 \cdot 1000}{\pi} = 25,5 \text{ mm.}$$

## 2. Die Dampfkräfte.

Bezeichnet  $Z$  die Summe der senkrecht nach oben gerichteten Kräfte, die auf das Anheben der Lokomotivmasse wirken, so ist dieselbe  $Z = M \frac{d^2 z}{dt^2}$ . Ruht die abgefederte Lokomotivmasse  $M$  auf  $n$  Federn, deren Belastung ihrer Durchbiegung proportional  $= kz$  ist und denkt man sich den Schwerpunkt um  $z$  nach oben gerückt, so ist die Summe der Federkräfte  $Z = -nkz$ , also die Bewegungsgleichung für die mitwirkenden Federkräfte

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = -\frac{nkz}{M} = \frac{dv}{dt}$$



und daher  $s = z_{max} = v_0 \sqrt{\frac{M}{nk}}$ ,

da für  $z_0 = 0$  auch  $v = 0$ ; ferner allgemein

$$v = \sqrt{v_0^2 - \frac{nk \cdot z^2}{M}} \quad \text{und} \quad t = \sqrt{\frac{M}{nk}} \arcsin \left( \frac{z}{v_0} \sqrt{\frac{nk}{M}} \right);$$

$$z = v_0 \sqrt{\frac{M}{nk}} \sin \left( t \sqrt{\frac{nk}{M}} \right) \quad \text{wird 0 für } t \sqrt{\frac{nk}{M}} = 2\pi$$

und daher die Dauer einer Doppelschwingung

$$\tau = 2\pi \sqrt{\frac{M}{nk}} = 2\pi \sqrt{\frac{\delta_0}{g}}.$$

Ist nun z. B. in einem bestimmten Fall die größte Durchbiegung der Feder  $z_{max} = s$  durch Beobachtung festgestellt worden, so ist die größte Geschwindigkeit der Auf- und Abwärtsbewegung des Schwerpunkts

$$v_0 = s \sqrt{\frac{nk}{M}} = s \sqrt{\frac{g}{\delta_0}}$$

der Starrheitsgrad einer Tragfeder von 925 mm Spannweite, 11 Lagen zu  $13 \times 88$  mm war 180 kg/mm; ist ferner die auf sechs Federn ruhende Lokomotivmasse  $G = M g = 40$  t und wäre z. B. die größte Federdurchbiegung  $s = 25$  mm, so würde, wie oben schon berechnet wurde,  $v_0 = 0,4$  m/sek und  $\tau = 0,4$  Sek. betragen. Übrigens erfolgen diese Schwingungen bei den steiferen Tragfedern der Güterzug-Lokomotiven viel schneller, und zwar umgekehrt proportional der Quadratwurzel aus dem Starrheitskoeffizienten  $k$ . Hingegen ist bei Personenwagen das Verhältnis

$$\sqrt{\frac{k}{k_1}} = \sqrt{\frac{180}{20}} = 3.$$

Ist z. B. die Belastung des Drehgestells eines vierachsigen D-Wagens  $G = 15$  t, so wird

$$\tau = 2\pi \sqrt{\frac{15000}{9,81 \cdot 4 \cdot 20 \cdot 1000}} = 0,87 \text{ Sek.}$$

Diese Rechnungsergebnisse können auch durch folgende einfache Betrachtung erlangt werden. Die Summe der Federkräfte bei einer Erhebung des Schwerpunkts der Lokomotivmasse, durch irgendeine beliebige Kraft, um  $z$  ist  $-nkz$  und die dabei verrichtete Arbeit  $\int nkz \cdot dz = \frac{nkz^2}{2} = \frac{n \cdot Pz}{2}$  = der hierdurch vernichteten lebendigen Kraft der auf- und abschwingenden Masse  $\frac{M v_0^2}{2}$ . Bei der hier vorliegenden Sinus-Bewegung kann  $z = z_0 \sin \varphi$ , also  $v_0 = z_0 \omega$  gesetzt werden, wenn unter  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Treibachse verstanden wird; daher erhält man

$$\frac{nkz_0^2}{2} = \frac{M}{2} \cdot (z_0 \omega)^2;$$

also  $nk = M \omega^2 = M \cdot \frac{4\pi^2}{\tau^2}$

und daher  $\tau = 2\pi \sqrt{\frac{M}{nk}}$

und  $z = z_0 \sin \varphi = z_0 \sin(\omega t) = z_0 \sin \left( t \sqrt{\frac{nk}{M}} \right).$

Hiernach kann nun der Einfluß senkrecht gegen den Schwerpunkt gerichteter Kräfte bestimmt werden.

Da die nachstehend zu beschreibenden, infolge innerer Ursachen entstehenden störenden Bewegungen nach den Erfahrungen und Beobachtungen keinen hohen Grad annehmen, so verlohnt es sich nicht, sie mit einem großen Aufwand verwickelter Formeln, die übrigens bei den unvermeidlichen Vernachlässigungen und Vereinfachungen dennoch ungenau werden, analytisch zu berechnen; es soll deshalb nur versucht werden, wenigstens die Schlußfolgerungen in einfachster Weise zu erlangen.

Um den Vorgang auf einen Quadranten des Kurbelkreises zu beschränken, sei hier wieder eine einseitige Wirkung vorausgesetzt. Der beim Vorwärtsgang stets senkrecht nach oben gerichtete Druck gegen die Gradführung der Kolbenstange ist annähernd  $\frac{Pr \sin \varphi}{l} = P \cdot \lambda \sin \varphi$ , indem er bei jedem Kolbenhube von 0 bis zu seinem größten Werte  $\frac{Pr}{l}$  anwächst und darauf wieder im folgenden toten Punkte auf 0 zurückgeht.

Auf der anderen Seite ist der Sitz der Kraft der Zeit nach um den Kurbelwinkel  $\varphi = \frac{\pi}{2}$  nach hinten verschoben, so daß bei der doppelt wirkenden Maschine die Resultante annähernd  $P\lambda (\sin \varphi + \cos \varphi)$  sein würde.

Ist z. B. die als konstant betrachtete Kolbenkraft  $P = 8500$  kg und  $\frac{r}{l} = \lambda = \frac{1}{6}$ , so wird der Normaldruck auf der einen Seite annähernd  $1400 \cdot \sin \varphi$ . Befinden sich nun auf beiden Seiten der Lokomotive drei gleichartige und gleich gespannte Tragfedern, so würden sich deren Pfeilhöhen bei einer Entlastung von je 1000 kg um  $\frac{1000}{180} = 5,6$  mm vergrößern, wodurch aber das Gleichgewicht zwischen der abwärts gerichteten Schwerkraft  $G$  der Lokomotivmasse und den Federspannungen gestört wird, wenn die Kraft zu wirken aufhört, so daß diese mit den Federspannungen zu vereinigen ist. Bei einer Änderung der Tragfederdurchbiegung um  $+z$  sind die entsprechenden Federkräfte  $= -kz$  und daher die vereinigte bewegende Kraft

$$P\lambda \sin \varphi - nkz = M \frac{dv}{dt}$$

und das allgemeine Integral

$$P\lambda \int \sin \varphi dz - \frac{nkz_0^2}{2} = -M \frac{v_0^2}{2}; \quad \int_0^{z_0} nkz dz = \frac{nkz_0^2}{2}$$

war aber = der durch diese mechanische Arbeit verrichteten lebendigen Kraft

$$\frac{Mv_1^2}{2}; \quad \text{also } P\lambda \int_0^{z_0} \sin \varphi dz = \frac{M}{2} (v_1^2 - v_0^2).$$

Wird bei der hier wieder vorliegenden Sinus-Bewegung

$$z = z_0 \sin \varphi, \quad v_0 = z_0 \omega \quad \text{und} \quad v_1 = z_0 \omega_1$$

gesetzt, so erhält man

$$P\lambda \int_0^{z_0} \frac{z dz}{z_0} = \frac{P\lambda \cdot z_0^2}{2 z_0} = \frac{M}{2} z_0^2 (\omega_1^2 - \omega^2)$$

und

$$z_0 = z_{max} = \frac{P\lambda}{M (\omega_1^2 - \omega^2)} = \frac{P\lambda}{nk - M \omega^2},$$



während die von Redtenbacher durch Integration allgemeiner Differentialgleichungen erlangte Formel betreffend die Kurbelschwingungen lautet:

$$z = \frac{P \lambda (\sin \varphi + \cos \varphi)}{nk - M \omega^2}.$$

Für  $nk = M \omega^2$ , also  $\omega = \frac{2\pi}{\tau} = \sqrt{\frac{nk}{M}}$ , oder  $\tau = 2\pi \sqrt{\frac{M}{nk}}$  = der oben bei der Federwirkung berechneten Ziffer, würde der Wert von  $z$  ins Unendliche anwachsen, also eine allmähliche Anhäufung der wogenden Bewegungen entstehen, wenn die Zeitperiode des Triebwerks mit der der Federschwingungen übereinstimmt, indem sie ein ganzes Vielfaches derselben ist; indessen könnten solche hochgradige Interferenzerscheinungen nur dann eintreten, wenn die Bedingung  $nk = M \omega^2$  dauernd genau erfüllt würde, was aber ganz unmöglich ist, da schon die hier unbeachtet gebliebenen Reibungshindernisse und Hubbegrenzungen dies verhüten. Übrigens führt die Bedingung  $nk = M \omega^2$  zu ziemlich niedrigen Geschwindigkeiten; denn z. B. für  $n = 6$ ,  $k = 180 \text{ kg/mm}$  und  $Mg = 40 \text{ t}$ , wird

$$\omega = \sqrt{\frac{nk}{M}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 180 \cdot 1000 \cdot 9,81}{40 \cdot 1000}} = n' \cdot 2\pi,$$

also die Umdrehungszahl

$$n' = \frac{v}{3,6 \cdot \pi D} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{264,9} = 2,6$$

und hiernach die Zuggeschwindigkeit

$$v = 3,6 \cdot \pi \cdot 1,98 \cdot 2,6 = 57 \text{ km/st.}$$

### 3. Die Trägheitskräfte.

Es sind dies hier die überschüssigen Fliehkräfte der zur Ausgleich gradlinig bewegter Triebwerksmassen angebrachten Radgegengewichte. Die beiderseitige Kraftwirkung ist wie beim Zucken  $mr\omega^2 (\sin \varphi + \cos \varphi)$ , indem sie in den beiden oberen Quadranten des Kurbelkreises nach oben auf die betreffenden Federn belastend, nach unten aber unmittelbar auf die Bahn einwirkt. Die Kraft  $mr\omega^2 (\sin \varphi + \cos \varphi)$  tritt daher an die Stelle von  $\frac{Pr}{l} (\sin \varphi + \cos \varphi)$  mit der Maßgabe, daß sie nur im 1. und 2. Quadranten die Federspannungen beeinflusst.

## II. Drehende Bewegungen um den Schwerpunkt.

### a) Das Wanken.

Bei diesen Drehbewegungen der auf den Federn ruhenden Lokomotivmasse um die Schwerpunktslängsachse  $X$  kommt zunächst die absolute Summe der Federspannungen auf beiden Seiten der Lokomotive zur Wirkung, indem sie beide in der gleichen Richtung wirken.

#### 1. Die Federkräfte.

Ist in einem Augenblick dieser drehenden Bewegung der Winkel  $\xi$  erreicht worden, so entsteht dadurch auf der einen Seite der Lokomotive eine Entlastung der Federn um  $\frac{n}{2} \cdot k \cdot b \cdot \xi$  und auf der anderen Seite eine ebenso große Belastung, wenn  $2b$  das Breitenmaß zwischen den Tragfedern bezeichnet. Das Moment dieser Kräfte ist  $-nk(b^2 \xi)$ .

## 2. Die Dampfkräfte.

Diese in der Gradführung tätigen Kräfte wirken durch ihren beiderseitigen Unterschied  $= \frac{Pr}{l} (\sin \varphi - \cos \varphi)$  und ihr Kraftmoment ist daher  $P\lambda b_1 (\sin \varphi - \cos \varphi)$ , wenn  $2b_1$  die Entfernung der Zylindermitten bezeichnet. Wird ferner, unter Gleichsetzung der beiden anderen Hauptträgheitsmomente, mit  $Q_x$  das Trägheitsmoment der Lokomotivmasse, bezogen auf die X-Achse, und mit  $\omega_x$  die Winkelgeschwindigkeit bezeichnet, so erhält man, ebenso wie bei der wogenden Bewegung die annähernde Momentengleichung

$$\frac{Pr \sin \varphi}{l} \cdot b_1 \xi - nkb \cdot \xi b = Q_x \frac{d\omega}{dt}$$

und hieraus die Arbeitsgleichung

$$\int_0^{\xi_0} P\lambda \cdot b_1 \sin \varphi \cdot d\xi - \int_0^{\xi_0} nkb^2 \xi d\xi = -\frac{Q_x \omega_x^2}{2};$$

$$\int_0^{\xi_0} nkb^2 \xi d\xi = \frac{nkb^2 \xi_0^2}{2} \text{ ist aber } = \frac{Q_x \omega_x^2}{2}$$

und für  $\xi = \xi_0 \sin \varphi$ ,  $\omega_x = \xi_0 \omega$  und  $\omega_{x1} = \xi_0 \omega_1$  erhält man

$$\frac{P\lambda \cdot b_1 \xi_0^2}{2\xi_0} = \frac{Q_x \xi_0^2 (\omega_1^2 - \omega^2)}{2} \text{ und } \xi_0 = \frac{P\lambda b_1}{Q(\omega_1^2 - \omega^2)}$$

und nach Redtenbacher allgemein

$$\xi = \frac{P\lambda b_1 (\sin \varphi - \cos \varphi)}{nkb^2 - Q_x \omega^2}$$

Eine Ansammlung dieser Bewegung würde eintreten, wenn

$$nkb^2 = Q_x \omega^2 \quad \text{oder} \quad \omega = \sqrt{\frac{nkb^2}{Q_x}} = \frac{2\pi}{\tau}, \quad \text{oder} \quad \tau = \frac{2\pi}{b} \sqrt{\frac{Q_x}{nk}}$$

wird.<sup>1)</sup>

Diese Formel kann auch unmittelbar aus der für die Federkräfte aufgestellte  $\tau = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}}$  abgeleitet werden, indem für die Drehbewegung statt  $m$ ,  $\frac{Q_x}{b^2}$  und statt  $k$ ,  $nk$  zu setzen ist; also

$$\tau = 2\pi \sqrt{\frac{Q_x}{nkb^2}} = \frac{2\pi}{b} \cdot \sqrt{\frac{Q_x}{nk}}$$

Die Übereinstimmung der Schwingungszeiten geschieht nach der Beobachtung meistens schon bei einer Umdrehung in der Sek., also bei 22,4 km/st. Bei größeren Geschwindigkeiten wird auch das Wanken durch die dabei ausgelösten Reibungs- und andere Hindernisse beschränkt.

Aus der obigen Formel ergeben sich einige praktische Regeln für den Bau der Lokomotiven. Die Werte für  $k$  und  $b$  müssen gegenüber  $Q_x \omega^2$  möglichst groß und  $\frac{r}{l}$  und  $b_1$  möglichst klein werden, um den größten Winkelausschlag

$$\xi_0 = \pm \frac{P\lambda b_1}{nkb^2 - Q_x \omega^2}$$

<sup>1)</sup> Nach genaueren Bearbeitungen dieses Gegenstandes von Zech, Z. österr. Ing.-u. Arch.-Ver. 1857, S. 97, und von Zeuner, Programm der polytech. Hochschule in Zürich 1861—1862 gibt es für jede Lokomotive unendlich viele gefährliche Geschwindigkeiten.



möglichst zu verringern. In diesem Fall würden daher starre Federn zweckmäßig sein und außerdem empfehlen sich überhaupt:

Äußere Rahmen, also eine große Tragfederbasis, lange Schubstangen und innere Zylinder.

### 3. Trägheitskräfte.

In ähnlicher Weise wirken auch die überschüssigen Fliehkräfte der Radgegenwichte ebenfalls mit dem Unterschied ihrer beiderseitigen Werte

$$m r \omega^2 (\sin \varphi - \cos \varphi)$$

im oberen Halbkreis zwischen den Grenzen 0 und  $\pm m r \omega^2$ .

#### b) Das Nicken.

Die inneren Kräfte, die auf Schwingungen der Lokomotivmasse um die Schwerpunktsquerachse  $Y$  hinwirken, sind, außer den bei allen senkrecht gerichteten Federspannungen, wiederum die Drucke an den Kurbelzapfen, gegen die Achshalter und Gradführungen, die überschüssigen Fliehkräfte und der Widerstand am Zughaken.

##### 1. Die Federkräfte.

Sind  $a_1$ ,  $a_2$  und  $a_3$  die Abstände der Achsen, bzw. Federmitten vom Schwerpunkt der Lokomotivmasse, so ist das Moment der Federkräfte bei einer Hebung des Schwerpunkts um  $z$

$$a) \quad = 2 k z (-a_1 + a_2 + a_3)$$

und bei einer Drehung um den Winkel  $\eta$

$$b) \quad = -2 k (a_1^2 + a_2^2 + a_3^2) \eta \quad (\text{Fig. 304}).$$

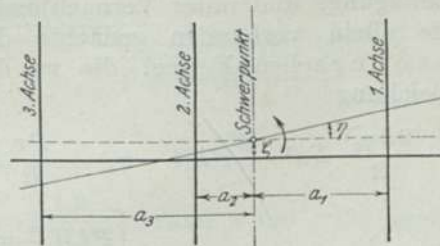


Fig. 304. Nickende Bewegung.

##### 2. Die Dampfkräfte.

a) Die veränderliche bewegende Dampfkraft greift in der Höhe der Treibachse an und erzeugt gegen den um  $c$  höher liegenden Schwerpunkt ein Kraftmoment auf Verdrehen von

$$\left( P \cdot \frac{R + r \sin \varphi}{R} - P \cdot \frac{R - r \cos \varphi}{R} \right) c + \frac{P}{R} \left( \frac{r \sin \varphi}{l} \cdot r \cos \varphi + \frac{r \cos \varphi}{l} \cdot r \sin \varphi \right) c$$

$$= \frac{P r}{R} \left[ (\sin \varphi + \cos \varphi) + \frac{r}{l} \cdot \sin (2 \varphi) \right] c.$$

b) Die beiderseitigen Kreuzkopfdrucke senkrecht gegen ihre Gradführung sind

$$\frac{P r}{l} \sin \varphi \quad \text{und} \quad \frac{P r}{l} \cos \varphi$$

und ihre Hebelarme annähernd

$$l + r \cos \varphi - a_2 \quad \text{und} \quad l - r \sin \varphi - a_2,$$

daher das Moment für die gegenläufigen Kolben

$$= \frac{P r}{l} [(l - a_2) (\sin \varphi + \cos \varphi) \pm r \sin (2 \varphi)]$$

bzw. für die gleichläufigen Kolben

$$= \frac{P r}{l} [(l - a_2) (\sin \varphi + \cos \varphi)].$$

### 3. Die Trägheitskräfte.

a) Das Moment der überschüssigen Fliehkräfte der Radgegengewichte ist

$$m r \omega^2 (\sin \varphi + \cos \varphi) a_2.$$

b) Der Widerstand am Tenderzughaken. Er ist

$$= \frac{2 \cdot P \cdot 2h}{\pi D} = \frac{2 \cdot P \cdot 4r}{2\pi R} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Pr}{R}$$

und bildet gegen den Schwerpunkt der Lokomotivmasse in einem Höhenabstand von  $c_1$  das Moment

$$\frac{4}{\pi} \cdot \frac{P \cdot r}{R} \cdot c_1.$$

Wenn nun nach dem Vorgang *Redtenbachers* die unter 1a, 3a und 3b bezeichneten Störungen ganz und die unter 2a und 2b teilweise vernachlässigt werden, in der Annahme, daß bei verschiedenen Starrheitsgraden der Federn die Größe  $-k_1 a_1 + k_2 a_2 + k_3 a_3 = 0$  gesetzt werden könne, ebenso die Glieder mit dem Faktor  $\frac{r^2}{l}$ , so erhält man unter den gleichen Voraussetzungen, wie bei der wogenden Bewegung, und unter Vernachlässigung aller übrigen störenden Bewegungen, für die allein vorhanden gedachte des Nickens, zur Erlangung der *Redtenbacher'schen* Formel die zu den übrigen Kraftwirkungen gehörende Arbeitsgleichung

$$-\frac{2k\eta_0^2}{2} \Sigma a^2 + \left[ P\lambda(l - a_2) + \frac{Pr}{R} \lambda c \right] \frac{\eta_0^2}{2\eta_0} (\sin \varphi + \cos \varphi) = -\frac{Q_y \omega_y^2}{2} = -\frac{Q_y (\eta_0 \omega)^2}{2}$$

und hieraus

$$\eta_0 = \frac{\left[ P\lambda(l - a_2) + \frac{Pr}{R} \lambda c \right] (\sin \varphi + \cos \varphi)}{2k \Sigma a^2 - Q_y \omega^2}$$

woraus sich die Bestimmung ergibt, daß  $l - a_2$  und  $c$  klein sein sollen, also die Zylinder möglichst nach hinten zu verlegen sind, bis das Maß  $l - a_2 = 0$  wird. Eine verstärkte Wirkung durch Interferenz würde eintreten, wenn

$$2k \Sigma a^2 = Q_y \omega^2;$$

also

$$\omega = \frac{2\pi}{\tau} = \sqrt{\frac{2k \Sigma a^2}{Q_y}}$$

und die Umlaufszeit

$$\tau = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{Q_y}{2k \Sigma a^2}} = \pi \sqrt{\frac{2Q_y}{k \Sigma a^2}}.$$

Übrigens werden auch diese nickenden Bewegungen bei geeigneten Lokomotivbauarten durch die Reibungswiderstände der Tragfedern und Achslager fast ganz unterdrückt.

### c) Das Schlingern.

Bei dem Übergange aus der Kurbelstellung I in die entgegengesetzte II, Fig. 305, wird die rechtsseitige Gewichtsmasse  $M$  um  $0,7h$  von hinten nach vorn, die linksseitige ebenso von vorn nach hinten verlegt. Beide sind im Abstände  $2b_1$  in entgegengesetzter Richtung, also entsprechend einem linksdrehenden Momente  $2M \cdot 0,7h \cdot b_1$  verlegt worden, wodurch eine ausgleichende Rechtsdrehung des Lokomotivkörpers um seine senkrechte Schwerpunktsachse hervorgerufen wird.



Um die Größe dieser Drehung zu ermitteln, denkt man sich das Lokomotivgewicht  $G$  am Ende des entsprechenden Trägheitshebelarmes  $\rho$  angebracht. Dann ist die zu jenem Ausgleiche nötige Verlegung von  $G$  an diesem Punkte im ganzen

$$x = \frac{1,4 \cdot M g h \cdot b_1}{G \rho}$$

In  $G$  darf zunächst das Gewicht der Achssätze nicht eingerechnet werden, da die Achslager auf den Schenkeln seitlich Spielraum haben und der übrige Lokomotivkörper innerhalb dieser Spielräume ziemlich frei beweglich ist, auch die seitliche Nachgiebigkeit der Hauptrahmen noch weitere Bewegungen gestattet. Ob die Triebwerksteile auf beiden Seiten verschiedene Gewichte haben und das Gesamtmoment von  $2 M \cdot b_1$  wenig abweicht, kommt, wie beim Zucken, erst bei großen Verschiedenheiten in Betracht.

Für die bezeichnete Lokomotive ist zu setzen  $G = 41\,000$  kg,  $b_1 = 1020$  mm. Die Länge  $\rho$  des Trägheitshebelarmes wurde für diese Lokomotive zu rund 2400 mm ermittelt, entsprechend 0,33 der Kessellänge einschließlich der Rauchkammer und 0,26 der Hauptrahmenlänge. Nach diesen Verhältniszahlen wird man  $\rho$  auch für andere Lokomotiven abschätzen können. Hiernach ergäbe sich  $x = 1,9$  mm und

der sichtbare Ausschlag am Rahmenende  $x_1 = \frac{1,9}{2 \cdot 0,26} = \text{rund } 4$  mm. Bei innen liegenden Zylindern würde für  $b_1 = 300$  mm  $x = 1,2$  mm sein, der Ausschlag also völlig verschwinden.

Nach der amerikanischen Regel würde sich für  $G = 0,8 G$  ergeben  $x = \frac{0,0044 h b_1}{\rho}$  und für die bezeichnete Schnellzuglokomotive  $x = 1,1$  mm,  $x_1 = 2,2$  mm.

Ähnliche Schwingungsgrößen von 2 bis 4 mm ergeben sich für die meisten Lokomotiven mit außen liegenden Zylindern. Sie werden aber nur bei den dreiachsigen Lokomotiven mit kurzen Achsständen deutlich wahrnehmbar, bei denen die seitlichen Spielräume an den Achslagern und die Nachgiebigkeit der Rahmen genügen, um Drehungen von etwa  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{3}{4}$  der berechneten zu gestatten. Bei vierachsigen Lokomotiven mit langem Radstande lassen die geringen seitlichen Spielräume an den weit auseinander gelagerten Endachsen und die an diesen Stellen meistens große seitliche Steifigkeit der Rahmen so geringe Drehbewegungen zu, daß sie nur bei im übrigen sehr ruhigem Laufe der Lokomotive für kurze Zeiträume wahrnehmbar werden. Dies gilt auch, wenn nur ein kleiner Teil der wagrecht bewegten Triebwerksmassen ausgeglichen ist, wie die Beobachtung an zahlreichen Lokomotiven gezeigt hat.

Der zur Unterdrückung der Drehbewegung nötige Widerstand, der seitliche Druck gegen die Achsschenkelbunde, fällt um so kleiner aus, je größer sein Hebelarm, der Abstand der Endachsen oder derjenige von der Hinterachse bis zum Drehzapfen des Drehgestelles, je größer also der Radstand ist.

Die Stärke der Drehbewegung, also der nicht ausgeglichene Teil der  $M$ -Massen, darf daher, ohne jene Widerstände zu groß werden zu lassen, um so größer sein, je größer der Radstand ist. Während man somit bei den dreiachsigen Lokomotiven

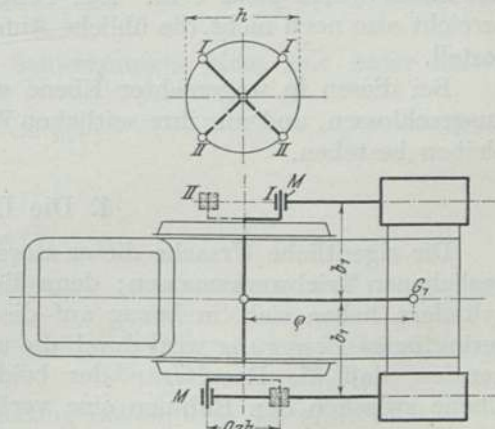


Fig. 305.

älterer Bauart mit kurzem Radstande erfahrungsmäßig etwa 50% der wagerecht bewegten Massen ausgleichen muß, um die Drehbewegung genügend zu beschränken, genügen bei den Schnellzug-Lokomotiven mit außen liegenden Zylindern, mit mindestens 7 m Achsstand und Drehgestell schon 15%. Dementsprechend sollen nach § 108 Abs. 2 der T. V. die im Kreise bewegten Triebwerksmassen tunlichst ganz, die hin und her bewegten zu 15 bis 60%, und zwar um so mehr ausgeglichen werden, je kleiner der Radstand im Verhältnis zur Länge der Lokomotive ist. Das größte Drehmoment der Beschleunigungsdrucke in den Kurbelstellungen, Fig. 305, beträgt bei  $n = 5$  für das angenommene Beispiel etwa 9400 kgm, der Hebelarm des Seitendrucks etwa 6 m. Der Seitendruck selber also höchstens 1560 kg. Er erreicht also noch nicht die übliche Anfangsspannung der Rückstellfedern am Drehgestell.

Bei diesen in wagerechter Ebene wirkenden Kräften sind die der Tragfedern ausgeschlossen, und nur ihre seitlichen Widerstände und die Federkraft der Rahmen bleiben bestehen.

### 1. Die Dampfkräfte.

Die eigentliche Ursache dieser störenden Bewegung liegt nur in den nicht ausgeglichenen Triebwerksmassen; denn die Kolben- und Deckelkräfte in den Dampfzylindern heben sich in bezug auf die senkrechte Schwerpunktsachse auf. Eine geringfügige Bewegung wird durch die ungleichen Dampfkräfte nur dadurch hervorgerufen, daß die Resultante der beiderseitigen Zugkräfte in ihrer wagerechten Ebene zwischen den Rahmen eine veränderliche Lage annimmt.

### 2. Die Trägheitskräfte.

Die Massenkraft auf einer Seite der Lokomotive ist  $mr\omega^2 \sin \varphi$  und hat ein Moment

$$mr\omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot b_1 + Q_z \cdot \frac{d^2 \zeta}{dt^2} = 0;$$

daher mit Bezug auf die früheren Herleitungen, unter Außerachtlassung aller übrigen Bewegungen, also das Schlingern für sich betrachtet,

$$\frac{d^2 \zeta}{dt^2} = \frac{d \left( \frac{d \zeta}{dt} \right)}{dt} = - \frac{mb_1 r \omega^2 \sin (\omega t)}{Q_z}$$

und durch Integration

$$- \frac{d \zeta}{dt} = + \frac{mb_1 r \omega}{Q_z} \cdot \cos (\omega t) + \text{Konst.}$$

und da für

$$\frac{d \zeta}{dt} = 0, \quad \varphi = \omega t = \frac{\pi}{2},$$

so ist die Integrationskonstante = 0; also

$$\frac{d \zeta}{dt} = - \frac{mb_1 r \omega \cos (\omega t)}{Q_z}$$

und durch wiederholte Integration

$$\zeta = - \frac{mb_1 r}{Q_z} \cdot \sin (\omega t) + \text{Konst.}$$

Für  $\zeta = 0$  ist  $t = 0$ , also

$$\zeta = - \frac{mb_1 r \sin \varphi}{Q_z}$$



und der größte Winkelausschlag

$$\zeta_0 = -\frac{m b_1 r}{Q_z},$$

ein Wert, den man auch auf Grund des Gesetzes aus der Mechanik eines Massensystems  $M_1 \mathfrak{B} + m v = 0$  erhalten konnte, wenn

$$Q_z = M_1 b_1^2, \quad \mathfrak{B} = b_1 \frac{d\zeta}{dt} \quad \text{und} \quad v = r \omega \cos \varphi$$

gesetzt wird, woraus sich unmittelbar

$$\frac{d\zeta}{dt} = -\frac{m b_1 r \omega \cos \varphi}{Q_z}$$

ergibt, oder auch nach dem Gesetz des Schwerpunkts eines nur unter inneren Kräften stehenden Massensystems

$$M_1 b_1 \zeta_0 = -m r,$$

oder

$$\frac{Q_z}{b_1^2} b_1 \zeta_0 = -m r,$$

so daß

$$\zeta_0 = -\frac{m r b_1}{Q_z}.$$

Für eine Zwillingslokomotive ist

$$\zeta_0 = -\frac{m b_1 r (\sin \varphi + \cos \varphi)}{M_1 b_1^2} = -\frac{m \cdot 2 \cdot 0,707 \cdot r}{M_1 b_1} = \frac{1,414 \cdot m r}{M_1 b_1}.$$

Für die  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Schnellzug-Lokomotive ist z. B.

$$M = \frac{41\,000}{g},$$

$$m = \frac{(1 - 0,16) 270}{g} = \frac{227}{g},$$

indem von den Triebwerksmassen 16%, also  $0,16 \cdot 270$  kg durch Radgegengewichte ausgeglichen sind;  $r = 0,3$  m und  $b_1 = 1,02$  m. Für den Trägheitshebelarm der Lokomotivmasse  $\varrho = 2,4$  m ist

$$Q_z = M \varrho^2 = \frac{41\,000}{g} \cdot 2,4^2,$$

oder auf  $b_1 = 1,02$  bezogen

$$M_1 b_1^2 = \frac{227\,140}{g} \cdot 1,02^2 = 24\,089 \text{ kgm}^2;$$

daher

$$\zeta_0 = -\frac{2 \cdot 0,707 \cdot 227 \cdot 0,3 \cdot g}{g \cdot 227\,140 \cdot 1,02} \cdot 1000 \text{ mm} = -\frac{2 \cdot 0,707 \cdot 227 \cdot 0,3}{227\,140 \cdot 1,02} \cdot 1000 = 0,42 \text{ mm}$$

in der Entfernung 1 m vom Schwerpunkte. Dies ergibt einen größten Ausschlag an der um 5 m vom Schwerpunkte entfernten Pufferbohle von  $\pm 2$  mm. Sollte aber die Bewegung noch größer werden, so wird sie bei der auf den Federn schwingenden Masse durch die oben erwähnten Widerstände und bei den Achsen durch den Bahnwiderstand und die Spielräume der Achslager und Spurkränze begrenzt.<sup>1)</sup>

Es hat sich durch Beobachtungen herausgestellt, daß alle diese sogenannten störenden Bewegungen der Lokomotive, die durch innere Kräfte verursacht werden,

<sup>1)</sup> Vgl. auch Strahl, Über das Zucken der Lokomotiven. Glasers Annalen 1907, Nr. 722; ferner Jahn, Über das Wanken der Lokomotiven. Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, Nr. 14, und Über Federschwingungen. Glasers Annalen 1910, Nr. 799, sowie Diepen, Theorie der störenden Bewegungen der Lokomotiven; unter Anwendung der Fourierschen Reihen un stetiger, periodischer Funktionen.

ganz unbedeutend und seit der Einführung einer größeren Rad- und Tragfederbasis kaum noch zu beachten sind.

Im folgenden sollen einige Berechnungsergebnisse über die zuckenden und schlingenden Bewegungen

1. der zweizylindrigen Lokomotive mit inneren Zylindern,
2. der dreizylindrigen mit 90° Kurbeln,
3. der dreizylindrigen mit 120° Kurbeln und
4. der vierzylindrigen Lokomotive mit Außen- und Innenzylindern angeführt werden, und zwar im Vergleich mit der zweizylindrigen Lokomotive mit Außenzylindern, wenn deren Schwingungen = 1 gesetzt werden.

|            | 1        | 2        | 3        | 4        |
|------------|----------|----------|----------|----------|
|            | zweizyl. | dreizyl. | dreizyl. | vierzyl. |
|            | Inn.     | 90°      | 120°     | —        |
| Zucken     | 0,8      | 1,2      | 0,14     | 0,1      |
| Schlingern | 0,3      | 0        | 1,0      | 0,4      |

(Siehe Kempf, Glasers Annalen 1904, Nr. 646.)

Die Selbstbegrenzung der Drehbewegungen auf ein geringes Maß unterscheidet sich grundsätzlich von der Schlingerbewegung, die nur durch den Spielraum der Spurkränze im Gleise begrenzt wird. Um die kleinen Zuck- und Drehbewegungen beobachten zu können, muß man die Triebbradumdrehungen mitzählen und nur die Schwingungen beachten, die mit diesen übereinstimmen. Die Unterscheidung ist dann nicht schwierig, da die Schlingerbewegungen nicht so regelmäßig, mit weit längerer Schwingungsdauer und größeren Ausschlägen stattfinden. Wegen der mangelnden Übereinstimmung kann daher die Drehbewegung das etwa stattfindende Schlingern nicht verstärken, wohl aber bewirken, daß es nicht wie gewöhnlich, sondern mehr in Abstufungen — ruckweise — verläuft. Dieser ruckweise Verlauf des Schlingerns und anderer seitlicher Abweichungen ist ein Kennzeichen der mitwirkenden Drehbewegung.

Bei drei Kurbeln kommt das Triebwerk der mittleren für das Drehen nicht in Betracht, da sein Hebelarm = 0 ist. Stehen die beiden äußeren unter 120°, so würde im Vergleich mit Fig. 302 der Weg der Verlegung nicht 0,7 *h*, sondern *h* sin 60° = 0,87 *h* betragen. Das Drehen würde also im Verhältnis wie 87:70 = 1,24 stärker als bei zwei Kurbeln ausfallen, wenn nicht die Gewichte der außenliegenden Triebwerksteile in der Regel in dem gleichen Verhältnis leichter wären. Bei dem Triebwerk Struve-Wittfeld mit parallelen äußeren Kurbeln kann keine Drehbewegung entstehen.

Bei dem Vierzylinder-Triebwerk nach Fig. 303 wirken die inneren Massen  $M_2$  den äußeren  $M_1$  am Hebelarme  $a_2$  entgegen. Man hat also die Formel

$$x = \frac{1,4 \cdot h}{G_1 \varrho} (M_1 a_1 - M_2 a_2) g.$$

An der bez.  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Lokomotive ist  $G_1 = 42000$  kg,  $M_1 g = 232$  kg,  $a_1 = 1020$  mm,  $M_2 g = 168$  kg,  $a_2 = 240$  mm,  $\varrho = 2500$  mm, also  $x = 1,57$  und  $x_1 = 3,1$  mm, d. h. ohne Ausgleich durch Gegengewichte, etwa 80% derjenigen der Zweizylinder-Maschine mit 16% Ausgleich. In Wirklichkeit ist keine Drehbewegung zu bemerken, so daß diese Lokomotiven ohne jegliche Eigenbewegungen laufen! Hätte man den innenliegenden Hochdrucktriebwerken die gleichen Gewichte wie den außenliegenden gegeben, so würde die Drehbewegung noch etwas geringer sein.

Das Triebwerk von Schlick, das bei vier Zylindern die vollständige Unterdrückung der Zuck- und Drehbewegung gestatten würde, ist bisher bei Lokomotiven



nicht angewendet worden, weil es ungleichmäßige Zugkräfte und ungünstige Stellung der äußeren Kupplungskurbeln ergeben und vier vollständige Steuerungen erfordern würde.

v. B o r r i e s hat in seinen Vorträgen an der Techn. Hochschule in Berlin diese Eigenbewegungen an einem freihängenden Modell<sup>1)</sup> gezeigt, an denen die Triebwerksgewichte verhältnismäßig 12,5 mal so schwer wie gewöhnlich ausgeführt sind. Die Bewegungen fielen daher mit entsprechender Stärke aus. Die Gegengewichte können gewechselt werden, so daß ein Ausgleich von 0 bis 100% hergestellt werden kann. Die Versuche an diesem Modell bestätigen die vorstehenden Betrachtungen.

Bei den Lokomotiven von F a i r l i e und M e y e r, bei denen beide Triebgestelle für sich frei um Mittelzapfen drehbar sind, wird die drehende Wirkung der Triebwerksgewichte nicht von der großen Trägheitsmasse des Kessels, sondern nur von den geringeren Massen der Gestelle mit Zubehör aufgenommen. Die drehenden Ausschläge fallen daher bei diesen Lokomotiven weit größer aus, und werden hauptsächlich durch die Reibung der Räder auf den Schienen und der Auflager des Kessels auf den Gestellen aufgehalten; genügt diese bei großer Fahrgeschwindigkeit oder großer, die Reibung der Räder fast ganz beanspruchender Zugkraft nicht, so tritt starke Drehbewegung ein, was bei gelegentlichem Schleudern der Triebräder leicht beobachtet werden kann. Bei der M a l l e t - R i m r o t t s c h e n Lokomotive mit vorderem beweglichem Triebgestell, das an seinem Drehzapfen mit der Hauptmasse verbunden ist, treten die starken Drehbewegungen an diesem Gestelle in geringerem Maße am hinteren festen Gestell überhaupt nicht ein. Diese Lokomotiven mit beweglichen Gestellen erfordern daher weitgehenden Ausgleich der Triebwerksgewichte durch die Gegengewichte der Räder, eignen sich aber nicht für große Geschwindigkeiten.

Die starken Drehbewegungen bewirken, wenn die Lokomotiven zu rasch gefahren werden, Lockerungen der Gestellverbindungen. Versuche, die Bewegungen durch Flüssigkeitspuffer oder verstärkte Reibung an der Hauptmasse zu beschränken, haben nur geringen Erfolg gehabt. Immerhin empfiehlt es sich, die Hauptmasse auf den Gestellen auf flache Pfannen aufzulagern, die weit von den Drehzapfen abliegen, damit die beschränkenden Momente der Reibung möglichst groß ausfallen.

Bei den Lokomotiven Bauart H a g a n s werden die drehenden Wirkungen von der Hauptmasse aufgenommen, so daß trotz des Gestelles keine stärkeren Drehbewegungen entstehen. Für sie besteht also auch keine Beschränkung der Geschwindigkeit. Allgemein ergibt sich, daß nur die Lokomotiven mit an beweglichen Gestellen angebrachten Zylindern an diesem Übelstande leiden.

## B. Die störenden Einwirkungen der Bahn.

**Bahnunebenheiten.** Die Unebenheiten der tragenden Schienenoberfläche, die durch Senkungen und durch die Stetigkeitsunterbrechungen der Schienenstöße hervorgerufen werden, bewirken Be- und Entlastungen der Tragfedern, während die unter den Federn befindlichen nicht abgedeckten Massen, die Achsen, Achsbuchsen usw. unelastische Stöße erhalten, die den Zugwiderstand erhöhen. Seitliche Ausbiegungen und Unebenheiten, besonders an den Stößen, wo die Schienenenden breit gefahren werden, veranlassen schlingernde Bewegungen, die eine bedeutende Ausdehnung und große Heftigkeit erlangen und dadurch gefährlich werden können.

<sup>1)</sup> Glasers Annalen 1903, S. 53, 185.



Gegenüberliegende Schienenstöße veranlassen besonders wogende und nickende, verwechselte Stöße aber mehr wankende und schlingende Bewegungen, verbunden mit erhöhtem Bahnwiderstand.

Diese äußeren auf die bewegte Lokomotivmasse einwirkenden Kräfte sind natürlich an kein bestimmtes Gesetz gebunden und in ihrer Stärke und Wiederholung nicht so eingeschränkt wie die inneren Feder-, Dampf- und Massenkräfte. Immerhin hat sich bei gewöhnlicher Gleislage und Beschaffenheit doch eine gewisse Regelmäßigkeit der Erscheinungen herausgestellt, so daß meist eine Wirkungsperiode von 1 bis 2 Schwingungen in der Sekunde beobachtet wurden, während aber die Umdrehungszahl des Triebwerks viel größer ist.

Da außer den Schienenstößen die Unebenheiten eigentlich nur zufällig und selten auf beiden Seiten gleichzeitig vorkommen, so entsteht durch sie mehr eine wankende und nickende Bewegung. Da der Angriffspunkt dieser Kräfte immer nur der Stützpunkt der Räder oder der Spurkränze ist, so folgen die Einwirkungen aller Achsen aufeinander, wodurch, je nach der Geschwindigkeit, wieder ein Ausgleich oder auch eine Vervielfältigung der schädlichen Bewegungen entstehen kann.

### 1. Senkrechte Wirkungen.

Eine Lokomotive mit 1,98 m hohen Treibrädern überschreitet bei einer Geschwindigkeit von 90 km/st einen Weg von  $\frac{90}{3,6 \cdot \pi D} = 25$  m/sek.

Ist nun z. B. die Schienenlänge  $l = 12$  m, so erfordert das Durchfahren derselben, also von einer Stoßwirkung zur andern, eine Zeit von  $\frac{12}{25} = 0,48$  Sek. Wäre die Schienenlänge durch den Radumfang  $\pi D$  ohne Rest teilbar, so könnte sich die Stoßwirkung durch gleichzeitige Wiederholung vermehren, wenn also  $l = n \cdot \pi D$  ist, unter  $n$  eine ganze oder gebrochene Zahl verstanden. Ist z. B.  $l = 12$  m, so würde ein Treibraddurchmesser von  $D = 1,91$  m bei der fraglichen Geschwindigkeit gefährlich werden, da  $12 = 2 \cdot \pi \cdot 1,91$ ; für  $l = 15$  ist  $D = 1,59$  ein unpassender Wert, weil  $15 = 3 \cdot \pi \cdot 1,59$ . Es erscheint daher zweckmäßig, daß vor dem Bau der Lokomotive die Schienenlänge, der Treibraddurchmesser und die Abmessungen der Tragfedern nach diesen Grundsätzen und besonders die Werte für  $l$  und  $\pi D$  als inkommensurable Größen festgestellt werden. Bei den Wagen ist diese Beziehung zwischen der Schienenlänge und den Tragfedern ebenfalls zu beachten, andernfalls die Pendelbewegungen nachträglich eine Dämpfung erhalten müssen.

Sind die Gleisunebenheiten in beiden Schienensträngen nicht gleich groß, so treten außer dem Nicken auch Seitenschwankungen, das *W a n k e n*, ein.

Jede durch eine einseitige Gleisunebenheit verursachte Seitenschwankung oder Schwingung beginnt, wenn die erste mit Langfedern versehene Achse die Unebenheit berührt, die Wirkung endet, wenn die letzte dieser Achsen sie verläßt; die mit Querfedern oder querliegenden Ausgleichhebeln versehenen Achsen haben auf diese Schwankungen keinen Einfluß. Die Schwankung geht also um so langsamer vor sich, je längere Zeit die mit Langfedern versehenen Achsen brauchen, um über die Unebenheit fortzulaufen. Bei geringer Geschwindigkeit kann die durch jede Achse verursachte Einzelschwingung zu Ende kommen, ehe die folgende beginnt; dann bemerkt man keine eigentlichen Schwankungen. Lebhafter werden diese bei steigender Geschwindigkeit, wenn eine Anhäufung der durch jede Achse bewirkten Einzelschwingungen in der Weise eintritt, daß die zweite schon beginnt, ehe die erste vollendet war, wenn also die Schwingungen ineinander übergehen. Heftig, und je nach Umständen bedenklich werden diese Anhäufungen und die dadurch erzeugten Schwankungen, wenn die zweite Achse die Unebenheit trifft,



ehe die von der ersten erzeugte Schwingung ihre größte Geschwindigkeit erreicht hat, d. h. zur Hälfte vollendet ist. Bei weiter steigender Fahrgeschwindigkeit nehmen die Schwankungen in geringem Maße zu. Sind mehr als zwei Achsen mit Langfedern versehen, so setzt sich die Schwankung aus den sämtlichen Einzelschwingungen zusammen; da deren Schwingungszeit aber von der Achsenzah unabhängig ist, Ausschlag und größte Geschwindigkeit der Einzelschwingungen aber um so kleiner ausfallen, je geringern Anteil der Gesamtlast die einzelnen Federn tragen, so ist es für die Gesamtschwankung ziemlich einerlei, ob sie aus zwei stärkeren, oder mehreren schwächeren Einzelschwingungen entsteht. Man kann daher folgern, daß die Seitenschwankungen dann bedenklich werden, wenn die Zeitdauer des Befahrens einer einseitigen Bahnunebenheit durch die mit Langfedern versehenen Achsen gleich oder kleiner ist, als die halbe Schwingungszeit der Lokomotive auf ihren Federn.

Diese Schwingungszeit hängt einerseits von dem Trägheitsmomente gegen Drehung um eine wagerechte Längsachse, anderseits von der Steifigkeit der Federn und deren Querabstände ab. Sie läßt sich praktisch leicht bestimmen, da jedesmal bei der, der vierfachen Schwingungszeit entsprechenden Umdrehungsgeschwindigkeit der Treibräder infolge des bei jeder Umdrehung viermaligen Wechsels des Druckes der Kreuzköpfe gegen ihre Leitschienen eine leicht wahrnehmbare Anhäufung dieser Schwingungen eintritt.

Bei den mit Querhebel versehenen, in „drei Punkten“ unterstützten, bei denen etwa 70% der Gesamtlast durch getrennte, innerhalb der Räder liegende Langfedern getragen werden, tritt diese Anhäufung dann ein, wenn die Treibräder etwa eine Umdrehung in 1 Sekunde machen; die Zeitdauer einer Schwingung, d. h. des Ausschlages nach einer Seite, ist also rund 0,25". Sie fällt um so größer aus, je geringer die treibende Federkraft im Verhältnisse zum Trägheitsmomente, je geringer also das auf Langfedern getragene Gewicht im Verhältnisse zum Gesamtgewichte ist, und zwar nimmt die Schwingungsdauer unter sonst gleichen Umständen umgekehrt zur Wurzel aus jenem Belastungsverhältnisse zu und ab. Starke Seitenschwankungen treten also bei Lokomotiven mit 2 m Abstand der mit getrennten Langfedern versehenen Achsen schon bei einer Geschwindigkeit von

$$\frac{2}{0,125} = 16 \text{ m/sek} = 58 \text{ km/st}$$

ein, wenn sie über unvermittelte, einseitige Gleisunebenheiten fahren.

Bei einer 4·4·0 Lokomotive, bei der die getrennten, innen liegenden Langfedern der in 2,5 m Abstand stehenden Treibachsen etwa 60% der Gesamtlast tragen, die also, wenn das Drehgestell beispielsweise auf Kugelzapfen nur in der Mitte trägt, etwa 0,28 Sekunden Schwingungsdauer haben würde, müßten Schwankungen bei  $\frac{2,5}{0,14} = 18 \text{ m/sek} = 64 \text{ km/st}$  eintreten; bei Unterstützung in vier Punkten, 0,22 Sek.

Schwingungszeit und 7,5 m Gesamttrastand dagegen erst bei  $\frac{7,5}{0,11} = 68 \text{ m/sek} = 245 \text{ km/st}$ .

Die stärksten Seitenschwankungen pflegen nicht unmittelbar infolge einseitiger Bahnunebenheiten, sondern infolge des Schlingerns, oder gleichzeitiger seitlicher und senkrechter Ablenkungen einzutreten. Es ist also besonders wichtig, die Be- und Entlastungen der Federn zu kennen und zu beschränken, die durch eine aus anderen Ursachen entstandene Nachschwingung verursacht werden. Bezeichnet in diesem Falle  $M$  das drehende Moment der Schwankung,  $P$  die Belastungen der Federn der einen und Entlastungen der Federn der andern Seite, so ist  $M$  gleich



der von den Federn der einen Seite aufgenommenen und der anderen abgegebene Arbeit, also

$$M = P_1 \delta_1 + P_2 \delta_2 + \dots + P_n \delta_n$$

oder

$$M = 2 \left( \frac{P_1^2}{2k_1} + \frac{P_2^2}{2k_2} + \dots + \frac{P_n^2}{2k_n} \right).$$

Die Veränderung der Radbelastungen durch Schwankungen ist also ebenfalls um so geringer, je größer die Nachgiebigkeit  $\frac{1}{k}$  der Federn und je größer die Anzahl der mitwirkenden, nicht durch Querhebel verbundenen Federn ist.

Querliegende Ausgleichhebel sind hiernach bei Personen- und Schnellzug-Lokomotiven zu vermeiden. Für langsam fahrende Lokomotiven, bei denen eigentliche Massenschwingungen kaum auftreten, sind sie zur Ausgleichung der Federbelastungen zweckmäßig.

Der Chefingenieur *Marié* hat den Einfluß der Bahnunebenheiten auf die Federschwingungen rechnerisch und bildlich genauer untersucht. Indem ich überhaupt auf die Werke dieses hervorragenden Lokomotivtechnikers und hier insbesondere auf die Abhandlung: „Les dénivellations de la voie et les oscillations du materiel des chemins de fer,“ Paris, H. Dunod 1906, hinweise, möchte ich mir erlauben, aus diesem Werk nur folgendes in etwas vereinfachter Form anzuführen.

Ist in der Fig. 306 *A* die Lage des auf einer schwingenden Feder ruhenden Gewichts *G*, *O* der Nullpunkt der Spannung *P*, also *OA* die veränderliche Durchbiegung  $\delta$ , so ist, wie wir bereits wissen,

$$P = k \delta = A \mathfrak{A}.$$

Bei einer Federschwingung zwischen *A* und *B* kann die mechanische Arbeitsleistung des Gewichts durch das Rechteck *AabB* gleich der der Federspannung *A*  $\mathfrak{A}$   $\mathfrak{B}$  *B* dargestellt werden. Befindet sich nun die Last *G* grade in ihrer höchsten Lage, während gleichzeitig der Unterstützungspunkt der Bahn

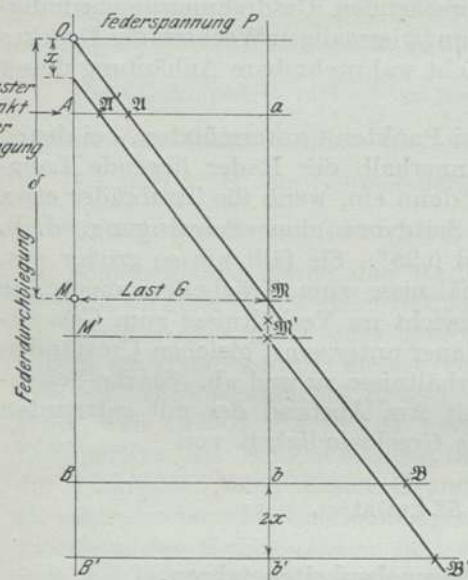


Fig. 306. Wirkung der Tragfedern.

um das Maß  $x$  fällt, so erfolgt die Federschwingung zunächst zwischen *A* und *B'*; diese Strecke ist aber  $= 2(A M + x) = 2 \cdot A M + 2x$ , also um  $2x$  größer, so daß die Durchbiegungen und die Federspannungen bei wiederholter Einwirkung ins Unendliche anwachsen könnten. Allein in Wirklichkeit ist dies nicht der Fall, da der innere Bewegungswiderstand der Tragfedern das gefährliche Anwachsen äußerer Einwirkungen, wenn sie ein gewisses Maß nicht überschreiten, unterdrücken können.

Ist *P* die zwischen den einzelnen Federlagen wirkende Pressung,  $\mu$  der Reibungskoeffizient und *s* der Weg der Reibung, so ist die Reibungsarbeit  $\int \mu P ds$  und die der Federdurchbiegung

$$\int P d\delta = \int k \delta \cdot d\delta = \frac{k \delta^2}{2} = \frac{P \delta}{2}.$$

Bezeichnet  $\lambda$  die spezifische Dehnung des Federstahls unter der Spannung  $\sigma = E \lambda$ , wenn *E* den Elastizitätskoeffizienten bezeichnet, so ist der relative Weg



der Reibung an den Enden der Federblätter von der Länge  $l = \frac{\lambda l}{2}$  und im Durchschnitt  $\frac{\lambda l}{4}$ .

Hieraus ergibt sich das Verhältnis der beiden Arbeitsgrößen, als Maß für die Änderung des Starrheitsgrades  $k$  bei  $n$  Federlagen

$$f = \frac{\int \mu P ds}{\int P d\delta} = \frac{\mu P (n-1)}{\frac{P\delta}{2}} \frac{\lambda l}{4} = \frac{\mu (n-1) \lambda l}{2\delta} = \frac{\mu (n-1) \sigma \cdot l}{2 \cdot E \delta}$$

Die Materialspannung  $\sigma$  ist

$$\begin{aligned} & \frac{P \cdot l}{2 \cdot 2} \\ &= \frac{3}{n} \cdot \frac{Pl}{nb \cdot h^2}, \end{aligned}$$

wenn  $b$  die Breite und  $h$  die Dicke der Federblätter bezeichnet,

$$\delta = \frac{3}{8} \cdot \frac{Pl^3}{nE \cdot b h^3};$$

also

$$f_s = 2\mu(n-1) \cdot \frac{h}{l}$$

z. B. ist für einen Personenwagen, wenn  $\mu = 0,4$  gesetzt wird,

$$f = \frac{2 \cdot 0,4 (8-1) \cdot 0,015}{2,5} = 0,034 \text{ oder } 3,4\%$$

der Federwirkung.

Hiernach ändert sich also auch der Koeffizient  $k$ ; er wird  $= k(1 \pm f)$ , und man erhält für die ab- und aufsteigenden Schwingungen der Feder, statt  $OM$ , die Spannungslinien  $OM_1$  und  $OM_2$ , Fig. 307. Hierdurch werden aber die Federschwingungen selbst dann noch gedämpft, wenn, wie in der Figur dargestellt ist, im Punkte  $A$  eine Senkung und im Punkte  $B$  eine Erhebung des Gleises überschritten wird, indem die Federkräfte zu ihrer Wiederaufrichtung unter die der Last sinken werden und diese nicht mehr auf die frühere Höhe anheben können. Es besteht jedoch eine Grenze, wo eine gefährliche Ansammlung der Schwingungen dennoch eintreten kann, wenn nämlich die Bahnunebenheit so beträchtlich ist, daß der Punkt  $M'$  mit  $M_2$  zusammenfällt, also  $x$  bis  $x'$  anwächst. Dann wird

$$\frac{MM_1}{MO} = \frac{x'}{\delta} = \frac{fG}{G} \quad \text{oder} \quad \frac{x'}{\delta} = \frac{2f \cdot G}{G} = 2f \quad \text{oder} \quad x' = 2f\delta$$

$\delta = OM$  ist aber die normale statische Durchbiegung der Tragfeder unter der ruhenden Last  $G$ . Der kritische Punkt würde also bei dem obigen Beispiel eines Personenwagens dann eintreten, wenn die Bahnunebenheit  $x' \geq 2 \cdot 0,034 \cdot 0,21$  oder das Maß von 14 mm überschritten würde. Bei noch einigermaßen gutem Zustand der Bahn kann aber  $x'$  nur einen Wert von etwa 4 mm erreichen, was demnach einem Sicherheitsgrade von  $c = \frac{14}{4} = 3,5$  entsprechen würde.

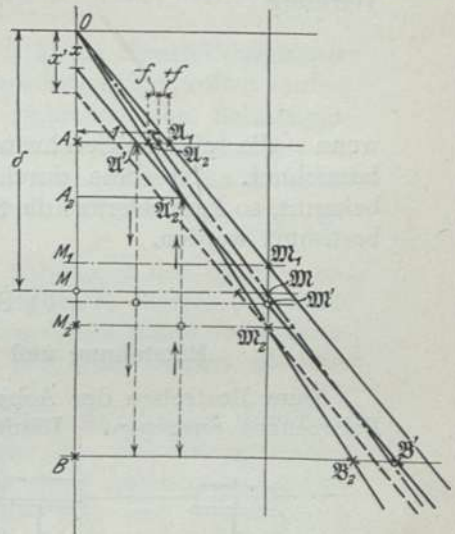


Fig. 307. Federschwingungen.

Für die härteren Federn der Güterwagen ist  $2f\delta = 2 \cdot 0,06 \cdot 0,04 = 0,0048$  und daher  $c$  nur  $\frac{4,8}{4,0} = 1,2$ .

Für Tender ist  $2f\delta = 2 \cdot 0,12 \cdot 0,03 = 0,0072$  und  $c = \frac{7,2}{4,0} = 1,8$ .

Die Schlafwagen haben zwei Federgruppen; für 6 derselben ist  $\delta = 0,13$  und  $f = 0,05$  und für 4 ist  $\delta = 0,11$  und  $f = 0,06$ , also ist  $f$  im Durchschnitt  $0,055$  und  $2f\delta = 2 \cdot 0,055 \cdot 0,24 = 0,026$ , also  $c = \frac{26}{4} = 6,5$ .<sup>1)</sup>

## 2. Wagerechte Wirkungen.

### a) Schwanken der Lokomotive.

Diese mit Schwanken zu bezeichnenden seitlichen Bewegungen des Schwerpunkts der Lokomotivmasse wird, wie eingangs schon erwähnt wurde, nur durch entsprechende Bahnunebenheiten und besonders an der führenden Vorderachse in Bahnkrümmungen hervorgerufen. Ihr wirkt die volle gleitende Reibung auf den Schienen entgegen, und die Bewegung der auf den Federn ruhenden Masse tritt erst dann ein, wenn die seitlichen Spielräume der Lagerschenkel und Achsbuchsführungen überschritten sind. Ist dies geschehn, so erfolgt, wenn keine elastische Rückstellvorrichtung vorhanden ist, eine Stoßwirkung. Bezeichnet  $N$  diesen seitlich gegen den Schwerpunkt der bewegten Lokomotivmasse gerichteten Stoß, so ist seine Wirkung

$$\int_0^t N dt = M \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = Mv,$$

wenn  $v$  die seitliche Geschwindigkeit der schwankenden Bewegung nach dem Stoße bezeichnet. Ist diese durch Beobachtung etwa mit einer Schlingenvorrichtung bekannt, so kann hieraus die Stoßwirkung während der unmeßbar kleinen Stoßzeit  $t$  bestimmt werden.

### b) Schlingern der Lokomotive.

#### Entstehung und Verlauf der schlingernden Bewegungen.

Dem Bestreben der Achsen, die Gleismitte zu halten, wirken die Massen des Fahrzeuges entgegen. Läuft der Spurkranz des linksseitigen Vorderrades, wie

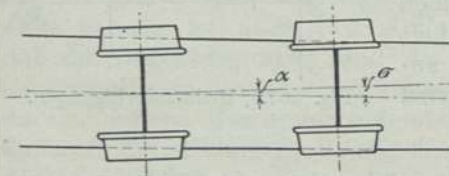


Fig. 308.

Fig. 308 zeigt, gegen die Schiene unter dem Winkel  $\alpha$  an, so erfährt das vordere Ende des Fahrzeuges eine Abweisung, deren Größe von diesem Winkel abhängt. Der Spurkranz wird dabei mit einer Kraft gegen die Schiene gedrückt, die um so größer ausfällt, je größer die zu überwindende Trägheit des Fahrzeuges, je größer die Geschwindigkeit des Anlaufens, je geringer die seitliche Nachgiebigkeit der Achsführungen und je geringer der Hebelarm der Kraft bei der folgenden Drehung des Fahrzeuges ist. Durch den Druck gegen den Spurkranz wird das Fahrzeug in eine Rechtsdrehung um einen hinter seiner Mitte liegenden Punkt versetzt, deren lebendige Kraft sich so lange steigert, bis die seitlich angespannten Schienen und Achs-

<sup>1)</sup> Siehe auch Mehlis, Glasers Annalen 1908, S. 179.



führungen ihre Spannung an das zurückschwingende Fahrzeug wieder abgegeben haben. Diese lebendige Kraft wird dadurch noch vermehrt, daß sich die Vorderachse und später auch die Hinterachse infolge ihrer Stellung links von der Gleismitte in gleicher Richtung zu drehen streben. Die dem Fahrzeuge erteilte drehende lebendige Kraft läßt es nicht in der mit der Bahnachse gleich gerichteten Stellung zur Ruhe kommen, sondern bewirkt ein Zurückschwingen über diese hinaus nach rechts. Dabei wird die Vorderachse so weit seitlich verschoben, bis ihre Reibung auf den Schienen die Kraft der Schwingung aufgezehrt hat. Das Fahrzeug läuft nunmehr rechts an wo sich derselbe Vorgang wiederholt. Fällt eine einzelne Ablenkung größer aus, als die vorhergehende, so steigert sich die Stärke des Schlingerns alsbald bis zu der durch die vorhandenen Spielräume und Nachgiebigkeiten gegebenen Grenze; ist sie geringer, so verschwindet das Schlingern nach wenigen Schwingungen.

Da die bei gegebenen Verhältnissen von der Anlaufgeschwindigkeit abhängige Kraft des Zurückschwingens etwa mit dem Quadrate der Fahrgeschwindigkeit zunimmt, so gibt es für jedes Fahrzeug mit parallelen Achsen eine bestimmte Geschwindigkeit, bei der es nach einer zufälligen, genügend starken Abweisung zu schlingern beginnt. Das einmal eingetretene Schlingern dauert dann so lange an, bis eine andere äußere Einwirkung eine Abweisung zufällig so weit abschwächt, daß ihre Kraft zur Fortsetzung des Schlingerns zu gering ausfällt, worauf das Fahrzeug bis zur nächsten zufälligen Abweisung von genügender Stärke ruhig läuft.

Fahrzeuge mit Lenkachsen beginnen schon bei geringerer Geschwindigkeit langsam zu schlingern und hören damit nicht wieder auf; die Stärke der Bewegung nimmt mit der Geschwindigkeit zu.

Die Technische Hochschule Berlin besitzt ein Modell in ein Fünftel der natürlichen Größe, bei dem die vier Räder auf elektrisch getriebenen Tragrollen laufen. Das Trägheitsmoment des Fahrzeuges kann durch Verschieben von Belastungsgewichten von der Mitte nach den Enden gesteigert werden. Die Spielräume usw. sind veränderlich, so daß deren Einfluß, das Verhalten der Lenkachsen mit verschiedener Neigung der Federgehänge, die Wirkung der Pufferreibung usw. geprüft werden können.

Das Schlingern bewirkt leicht Entgleisung durch Aufsteigen der Spurkränze, was besonders dann eintreten kann, wenn eine Schwingung durch andere Umstände zufällig noch verstärkt wird und eine ungünstige Stelle im Gleise damit zusammentrifft. Es ist daher von größter Wichtigkeit, diejenigen Mittel zu kennen, die dem Schlingern entgegen wirken.

Der Anlaufwinkel  $\alpha$  wird bei gegebenem Spielraume der Spurkränze im Gleise um so kleiner, je größer der Radstand  $a$  des Fahrzeuges ist. Mit diesem nimmt auch der Hebelarm der abweisenden Kraft zu, wodurch diese selbst entsprechend verringert wird. Eine Verlängerung des Radstandes hat also eine Verringerung der bei der Ablenkung aufzunehmenden lebendigen Kraft und des Spurkranzdruckes zur Folge. Dieselbe Wirkung hat auch eine Verringerung des betreffenden Trägheitsmomentes des Fahrzeuges selbst, das sich aus dem gegen Drehung um eine lotrechte Achse und dem gegen Drehung um eine wagerechte Längsachse zusammensetzt, aber vorwiegend von dem erstern, weitaus größern abhängt. Diese Verringerung wird durch Beschränkung der Länge des Fahrzeuges, besonders der vorn und hinten überhängenden Gewichtsmassen erreicht.

Zur Vermeidung des Schlingerns muß also ein im Verhältnisse zur Länge der Lokomotive um so längerer Radstand angewandt werden, je größer die beabsichtigte Fahrgeschwindigkeit ist. Die T. V. 89, 1, enthalten eine gleiche Bestimmung.

Drei- und mehrachsige Lokomotiven schlingern und entgleisen dabei leichter als zweiachsige von gleichem Radstande, weil die verhältnismäßig geringere Be-



lastung der Vorderachsen der Kraft des Zurückschwingens und dem Aufsteigen der Spurkränze weniger Widerstand leistet. Sie bedürfen daher längerer Radstände als zweiachsige.

Bei glatten Schienen, feuchtem Wetter usw. tritt das Schlingern leichter ein als bei trockenem Wetter, weil dann der Widerstand der Vorderachse gegen die Seitenverschiebung beim Zurückschwingen geringer ist.

Drehgestelle haben trotz ihrer kurzen Radstände keine Neigung zum Schlingern, weil ihre Massen und Trägheitsmomente so gering sind, daß sie bei einer Abweisung der Vorderachse nicht zurückschwingen. Dies kann nur dann eintreten, wenn die Hauptmasse des Fahrzeuges zur Mitwirkung gelangt. Es ist daher zweckmäßig, die Drehgestelle seitlich beweglich zu machen und die die Mittelstellung erhaltenden Spannungen nur so groß herzustellen, daß in der Regel kein Anschlagen des Führungskörpers gegen die Enden der Führung stattfindet. Das Drehgestell kann dann kleine seitliche Bewegungen für sich ausführen, ohne daß die Hauptmasse der Lokomotive diesen merklich folgt, was sehr zur Ruhe des Ganges beiträgt.

Da der Schwerpunkt stets erheblich über der Achsmittle und den Schienen liegt, so wirken auch die Tragfedern beim Schlingern mit, und zwar insofern günstig, als sie durch ihre innere Reibung die lebendige Kraft des Schlingerns verringern helfen. Schraubenfedern ohne innere Reibung sind daher auch in dieser Beziehung unzulänglich.

Im ganzen sind die Vorgänge beim Schlingern, namentlich das Zusammenwirken der einzelnen Kräfte, derart verwickelt und von so vielen Zufälligkeiten abhängig, daß sich die mathematische Untersuchung nicht lohnt. Eine solche Untersuchung hat *Boedeker* in eingehender Weise durchgeführt.

Starkes Schlingern von Lokomotiven mit kurzen Radständen, die zu schnell gefahren werden, kann ein Kippen der Schienen oder seitliches Verschieben des Gleises in eine Wellenlinie bewirken. Hierdurch sind schon viele Unfälle hervorgerufen worden.

Nach Beobachtungen auf einer  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Schnellzug-Lokomotive war die Zahl dieser Seitenschwingungen in der Minute bei 90 km Zuggeschwindigkeit während der Dampf Wirkung

|                   |                     |
|-------------------|---------------------|
| in grader Bahn    | 20 bis 30 und       |
| in Bahnkrümmungen | 15 „ 25 und bei der |
| Fahrt ohne Dampf  | 20 „ 25,            |

demnach die Dauer einer Doppelschwingung

|              |
|--------------|
| 3 bis 2,     |
| 4 „ 2,4 bzw. |
| 3 „ 2,4 Sek. |

Dies waren die vorherrschenden Schwingungen in der wagerechten Ebene infolge der Gleisunebenheiten; die Federschwingungen erfolgten viel schneller, während die Zeitdauer einer Doppelschwingung des Triebwerks

$$= \frac{1}{n} = \frac{1}{\frac{v}{3,6} \cdot \pi D} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot 1,98}{90} = \frac{1}{4} \text{ Sek.}$$

war und daher die Zahl der Schwingungen in einer Minute 240.



## C. Die Verminderung der störenden Wirkungen.

### 1. Die Tragfedern.

Wir haben die günstige Wirkung dieser unentbehrlichen Zwischenglieder auf die von ihnen getragenen Massen kennen gelernt, die hierdurch nicht stoßweise, sondern vermittelt der allmählich wirkenden Federspannungen langsamer in Bewegung gesetzt werden. Die unter den Federn befindlichen, nicht abgefederten Massen sind aber unmittelbaren Stößen ausgesetzt und müssen daher auch aus diesem Grunde so klein wie möglich gehalten werden.

### 2. Die Ausgleichhebel.

Ein weiteres Mittel, namentlich die Veränderlichkeit der Achsbelastungen zu vermindern und hiermit auch die Sicherheit des Ganges zu erhöhen, sind die zwischen den Tragfedern angebrachten und mit diesen gelenkig verbundenen Hebel. Wird eine von zwei durch solche Hebel verbundenen Achsen von unten durch eine Gleisunebenheit durch eine Kraft  $P$  belastet, so ruft dies in den drei Aufhängenpunkten  $A$ ,  $B$  und  $C$ , Fig. 309, Kräfte hervor, die nach dem Hebelgesetz in ihrer Summe  $X + \frac{2 \cdot X}{2} = 2X = P$  sein müssen, so daß  $X = \frac{P}{2}$ , also jede der beiden Federn mit  $\frac{P}{2}$  belastet wird, wobei indessen zu bemerken ist, daß zunächst

die Kraftübertragung überhaupt eine gewisse Zeit erfordert, wenn Massenbewegungen damit verbunden sind und auch durch die Reibungswiderstände in den Gelenken beeinflusst wird. Es kommt in dieser Beziehung viel auf ihre ordnungsmäßige Beschaffenheit und hinreichend geölten Zustand an. Wer gesehen hat, wie

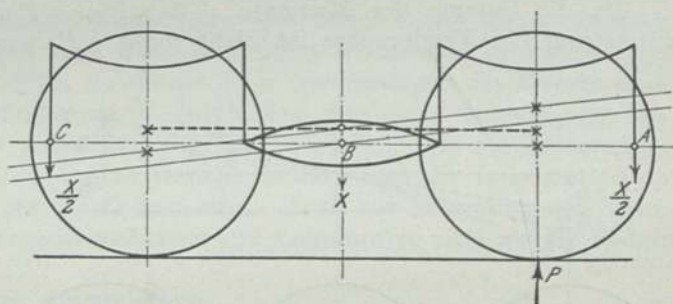


Fig. 309. Ausgleichhebel.

diese nicht immer mit der nötigen Sorgfalt behandelten Bolzen beschaffen sind, wird sich nicht mehr darüber wundern, wenn solche Ausgleichhebel ihren Zweck verfehlen und durch ruckweise erfolgte Bewegungen sogar schädlich wirken können. Die inneren Widerstände gegen die Bewegungen des Hebelwerks und der Federn sind an sich schon ziemlich stark, so daß ein vollkommener Ausgleich, besonders bei der ruhenden Lokomotive keineswegs erreicht wird; namentlich aber, wenn die Hebel kurz, oder durch Winkelhebel ersetzt sind.

Ich werde in dem Abschnitt über die Lastverteilung der Lokomotive hierauf noch zurückkommen. Im übrigen ist es aber zweifellos, daß sie während der Fahrt ihren wohltätigen Zweck erfüllen und die Beeinflussung der Tragfedern vermindern können. Mit zunehmender Geschwindigkeit ist die Wirkung eine geringere, sie wird aber durch ihre aufeinanderfolgende Wiederholung bei mehrachsigen Fahrzeugen verbessert.

Die allgemeine Berechnung des Einflusses exzentrisch wirkender Kräfte oder Entlastungen erfolgt eigentlich nach den erst im Teil III, Abschnitt 2, aufgestellten Formeln.

Die gegen ein dreiachsiges getrenntes Achsensystem exzentrisch wirkende Kraft kann zerlegt werden in eine Kraft von gleicher Größe und Richtung, die

im Schwerpunkt der auf den Federn ruhenden Masse angreift und in ein Kräftepaar  $\frac{2 \cdot P a}{2}$ . Die erste entlastet, nach der erfolgten Aufwärtsbewegung der Masse um  $\delta$ , alle drei Federn auf der einen Seite um  $\frac{P}{3} = \frac{k \delta}{3}$  und das Kräftepaar die Endfedern bei gleichem Radstande um  $\pm \frac{P}{2}$ , so daß die ganze Entlastung derselben  $\frac{P}{3} \pm \frac{P}{2}$ , also bei der

$$\begin{array}{l} \text{Vorderfeder um } \frac{5}{6} P, \text{ der} \\ \text{Mittelfeder um } \frac{1}{3} P \text{ und bei der} \\ \text{Hinterfeder um } -\frac{1}{6} P \\ \hline \text{im ganzen} = \frac{5 + 2 - 1}{6} = 1 P. \end{array}$$

Bei verbundenen Federn sind die Kräfte anders. Nach Fig. 310; sie sind

$$\begin{array}{l} \text{vorn} \quad -\frac{P}{3} - x P, \\ \text{mitten} \quad -\frac{P}{3} - x P \text{ und} \\ \text{hinten} \quad -\frac{P}{3} + 2 x P. \end{array}$$

Da die Summe der Momente  $= 3 \cdot x P a = P a$  ist, so wird  $x = \frac{1}{3}$  und die Entlastung der Vorderachse ist nicht mehr  $\frac{5}{6} P$ , sondern nur noch  $\frac{1}{3} P$ , also um  $\frac{1}{3} P$  kleiner. Wird z. B. bei einer unabhängigen Federung ein Stoß ausgeübt, der die Vorderfeder ganz entlastet, also um  $\frac{5}{6} P =$  der ganzen Radbelastung  $G$ , so ist die hierzu erforderliche Kraft bei Ausgleichhebeln  $\frac{6}{4} \cdot \frac{5}{6} = 1,25$  mal so groß  $= 1,5 G$ , so daß bei  $\frac{5}{6} G$  immer noch eine Belastung von  $\frac{1}{3} G$  zurückbleibt. Dies ist der Hauptzweck der Ausgleichhebel, durch eine geringere Entlastung der Vorderachsen die Sicher-

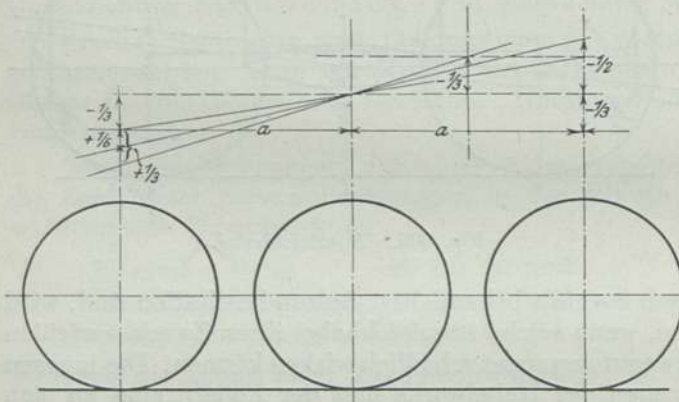


Fig. 310. Ausgleichhebel.

heit gegen Entgleisungen zu erhöhen. Diese einfachste statische Untersuchung der veränderlichen Federbelastungen in ihrer Abhängigkeit von einem senkrecht wirkenden Druck  $P$  der Bahn soll weiter unten durch eine dynamische bei konstanter Schwingungsarbeit  $A$  ergänzt werden.

Eine andere Bedeutung haben die Ausgleichhebel zwischen den Treib- und Kuppelachsen, nämlich zum Ausgleich der Reibungsdrucke, wodurch das Schleudern vermindert und somit auch die Anzugskraft erhöht wird. In Amerika wird dieses Ausgleichssystem im größten Maßstabe angewandt und bei den meisten Lokomotiven auf drei und mehr Achsen ausgedehnt. Für Lokomotiven mit weit vorgeschobenen Laufachsen kann es dann unentbehrlich werden, wenn die Bauart Klemmungen zuläßt. Die Anhäufung schwingender Bewegungen erfolgen bei bestimmten Geschwindigkeiten, sie sind aber um so geringer, je größer die Zahl der



nicht durch Querhebel verbundenen Federn ist, weshalb diese bei Personenzug-Lokomotiven zu vermeiden sind, während sie bei Güterzug-Lokomotiven nur eine ungenügende statische Wirkung in der beabsichtigten Ausgleichung gewähren. Allerdings kann durch sie die Zahl der Auflagerpunkte für die Lokomotivmasse verringert und eine Beschränkung derselben bis auf drei erlangt werden, z. B. bei dreiachsigen Lokomotiven durch zwei Längs- und einen Querhebel, was eine gewisse Sicherheit in der Lastverteilung gewährt.

#### Schwingungen auf den Federn nach v. Borries.

Die Lokomotive läuft um so sicherer, je kleiner die auf die führenden Räder wirkenden seitlichen Kräfte sind und je weniger die Belastungen dieser Räder sich bei den Ablenkungen und Schwingungen ändern. Die Größe der führenden Kräfte wird wesentlich durch die Anordnung der Achsen, die Belastung der Räder durch die Anordnung der Tragfedern bedingt.

Bezeichnet wieder  $\delta$  die Durchbiegungen, die eine Tragfeder unter der Belastung  $P$  erfährt, so ist  $P = k\delta$  und die bei der Durchbiegung aufgenommene Arbeit, von der Reibung abgesehen,:

$$A = \frac{P\delta}{2} = \frac{k\delta^2}{2} = \frac{P^2}{2k}; \quad P^2 = \frac{2A}{k}; \quad \delta^2 = \frac{2A}{k}.$$

Dieselben Gleichungen gelten, wenn  $\delta$  eine weitere Durchbiegung aus der belasteten Ruhelage,  $P$  die entsprechende Lastveränderung und  $A$  die dabei aufgenommene oder abgegebene Arbeit bezeichnen. Sie lassen unter diesen Bezeichnungen erkennen, daß die durch eine Bahnunebenheit  $\delta$  zunächst bewirkte Lastveränderung um so kleiner ausfällt, je kleiner  $k$ , je nachgiebiger die Federn sind. Dasselbe gilt von der Lastveränderung  $P$  durch eine von einer Schwingung ausgeübte Arbeit  $A$ , obgleich der Ausschlag  $\delta$  größer ausfällt. Die Radbelastungen werden sich daher im allgemeinen um so weniger ändern und die Lokomotive um so sicherer laufen, je nachgiebiger die Federn sind. Auch zur Schonung der Mannschaft und zur Erhaltung des Zusammenhanges der Lokomotive sind weiche Federn vorteilhaft.

Unter Berücksichtigung der dynamischen Wirkungen gestaltet sich die Berechnung wie folgt: Ist  $A$  das Arbeitsvermögen einer etwa durch eine überfahrene Bahnunebenheit hervorgerufenen nickenden Nachschwingung (Drehung um die Querachse  $B$ ), die die Lokomotive, nach Fig. 311, aus der Ruhelage I in eine andere II gebracht hat, so ist  $A$  durch entsprechende Lastveränderungen aller Federn aufgenommen worden, also gleich der Summe der von diesen aufgenommenen Arbeit,

$$A = 2 \left( \frac{P_1 \delta_1}{2} + \frac{P_2 \delta_2}{2} + \dots + \frac{P_n \delta_n}{2} \right),$$

oder da  $\delta_2 = \frac{\delta_1 a_2}{a_1}$  usw.:

$$A = \frac{P_1^2}{k_1^2 \cdot a_1^2} (k_1 \cdot a_1^2 + k_2 \cdot a_2^2 + \dots + k_n \cdot a_n^2).$$

Ebenso für die Kräfte  $P_2$  usw. Die Lastveränderungen  $P$  fallen also um so geringer aus, je nachgiebiger die Federn sind. Die Größe des Radstandes ist darauf ohne Einfluß, nur die Verhältniszahl in der Klammer, namentlich  $\frac{a_n^2}{a_1^2}$  wirkt mit.

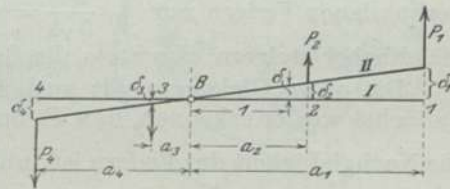


Fig. 311.

Die Schwingung findet um den Schwerpunkt statt, wenn auf diesen keine Kraft ausgeübt wird, also  $P_1 + P_2 + \dots - P_n = 0$  ist. Setzt man hierin  $P_1 = k_1 \delta_1 = \delta k_1 a_1$  usw., so ergibt sich  $k_1 a_1 + k_2 a_2 + \dots - k_n a_n = 0$ , wobei ebenso wie in der Gleichung für  $A$  die links von  $B$  gemessenen Abstände und die nach unten gerichteten Kräfte als negativ gelten. Diese Bedingung ist erfüllt, wenn die Lokomotiven sich unter der Ruhelast an allen Federn gleichmäßig um  $\delta_0$  gesenkt hat, da dann das Gleichgewicht der Ruhelasten  $P_0$  an ihren Hebelarmen  $a$ : Summe  $P_0 \cdot a = 0$  für  $P_0 = k \delta_0$  ebenfalls die Form  $\delta_0 (k_1 a_1 + k_2 a_2 + \dots - k_n a_n) = 0$  annimmt. Entsprechen die Werte von  $k$  dieser Bedingung nicht, so erfolgt die Schwingung um einen anderen Drehpunkt, dessen Lage durch die dann erfolgende senkrechte Bewegung des Schwerpunktes noch beeinflusst wird.

Wird jetzt eine vierachsige Lokomotive mit gleicharmigen Hebeln angenommen, deren Stützebenen also in den Abständen  $c_1 = \frac{a_1 + a_2}{2}$ ,  $c_2 = \frac{a_3 + a_4}{2}$  liegen,

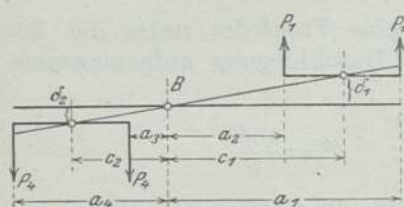


Fig. 312.

so ist nach Fig. 312

$$A = 2 \left( \frac{2 \cdot P_1 \delta_1}{2} + \frac{2 \cdot P_4 \delta_2}{2} \right)$$

oder für Drehung um den Schwerpunkt

$$P_1 = P_4, \quad k_1 = k_2 \cdot \frac{c_2}{c_1}, \quad A = 2 \cdot \frac{P_1^2}{k_1} \left( 1 + \frac{c_2}{c_1} \right).$$

Nimmt man zu weiterer Übersicht an, daß die Achsen in gleichen Abständen liegen und  $k_1 = k_2 = k_3 = k_4$  sei, so ist für getrennte Federn

$$a_2 = a_3 = \frac{1}{3} a_1, \quad a_4 = a_1, \quad P_2 = P_3 = \frac{1}{3} P_1, \quad P_4 = P_1, \quad A = \frac{20}{9} \cdot \frac{P_1^2}{k_1};$$

für verbundene

$$c_1 = c_2, \quad A = \frac{4 P_1^2}{k_1}.$$

Die Lastveränderung  $P_1$  durch eine gegebene Schwingungsarbeit  $A$  fällt also bei verbundenen Federn nur  $\sqrt{\frac{20}{9 \cdot 4}} = \text{rd. } \frac{3}{4}$  so groß wie bei getrennten aus. Die Ausgleichhebel steigern also stets die Sicherheit der Führung im Gleise.

Die obige Gleichung gilt auch für Federanordnungen nach Fig. 439. Sie läßt zunächst wieder erkennen, daß  $P_1$  um so kleiner ausfällt, je kleiner  $k_1$ , also je größer die Nachgiebigkeit der Federn ist; und um so größer, je kleiner  $\frac{c_2}{c_1}$  ist. Da die ruhende Belastung in der Ebene  $\delta_1$  um so kleiner ausfällt, je kleiner  $\frac{c_2}{c_1}$  ist, so steigt das Verhältnis der Lastveränderung zur Ruhelast in etwas stärkerem Verhältnisse als  $\frac{c_1}{c_2}$ . Es ist also bedenklich, bei den fünf- und sechsachsigen Lokomotiven, bei denen das Drehgestell nur 30 bis 20% der Gesamtlast trägt, alle übrigen Federn durch Ausgleichhebel zu verbinden, ohne besondere Vorkehrungen gegen zu starke Entlastung des Drehgestelles bei Nachschwingungen zu treffen. Man sollte bei diesen Lokomotivgattungen über dem hinteren Arm des vor der Hinterachse liegenden Ausgleichhebels einen Anschlag mit nur 10 bis 15 mm Spielraum anbringen, gegen den sich der Hebel legt, sobald das vordere Ende der Lokomotive stark nach oben, und das hintere nach unten schwingt. Hierdurch wird dann der Ausgleich außer Tätigkeit gesetzt, und die Federn der hinteren Achse erhalten verstärkte Spannung, die der weiteren Schwingung und Entlastung des Drehgestelles entgegenwirkt.



In der Wirklichkeit werden die Schwingungen in senkrechter Längsebene nur selten als reine Drehungen um den Schwerpunkt eintreten, wie sie vorstehend betrachtet worden sind. Meistens wird die vorangegangene Ablenkung auch senkrechte Bewegungen des Schwerpunktes in derselben Richtung bewirken, in der das vordere Ende abgelenkt wurde. Diese Bewegung wird häufig mit der Nachschwingung zusammentreffen und die Lastveränderung der vorderen Achsen noch weiter verstärken. Die stärksten Entlastungen dieser Art entstehen, wenn die Gleise in den Wegeübergängen fester und höher als im freien Gleise liegen. Bei raschem Überfahren einer solchen Stelle tritt ein Hochschwingen des vorderen Endes und ein Nachschwingen der betrachteten Art ein, das noch wirkt, nachdem das Drehgestell schon wieder auf dem folgenden tiefer liegenden freien Gleise läuft. Erhöhungen (Buckel) im Gleise wirken hiernach um so bedenklicher, je kürzer sie sind.

Die innere Reibung der Blattfedern, die durch das Verschieben der Federblätter aufeinander entsteht und, wie schon gesagt, bei starken Federn erhebliche Werte erreicht, wirkt jeder Veränderung der Durchbiegung entgegen und verringert daher alle Schwingungen in wirksamster Weise. Schrauben- und Kegelfedern haben diese Eigenschaft nicht, sollten daher namentlich nicht für Endachsen angewendet werden, oder doch nur einen geringen Teil der gemeinsamen Federung mehrerer Achsen bilden.

Ebenso wie die Federreibung wirkt auch die durch den Kolbendruck erzeugte Reibung der Treibachslager an ihren Führungen. Arbeitende Lokomotiven laufen daher ruhiger als leerlaufende.

### 3. Die Radgegengewichte.

Die an einem Rade exzentrisch kreisende Masse kann so vollständig durch ein Gegengewicht ausgeglichen werden, daß jegliche einseitige Wirkung aufhört. Bei den gradlinig bewegten, hin und her gehenden Triebwerksmassen ist das nicht der Fall; sie können zwar in ihrer Bewegungsrichtung ebenfalls durch Radgegengewichte vollständig ausgeglichen werden; aber die Fliehkräfte derselben wirken dann in gleicher Größe auch nach allen anderen Richtungen, wo sie zwecklos und nachteilig sind.

Bezeichnet für eine Seite der Treibachse nach Fig. 313

$M_1$  die kreisende Masse und  
 $M$  die gradlinig bewegte Masse,

ihre Halbmesser  $r_1$  und  $r$ , der letztere = der Kurbellänge, ferner  $a_1$  und  $a$  ihre Abstände von der Lokomotivmittellinie,  $\mathfrak{M}_1$  und  $\mathfrak{M}$  die entsprechenden Radgegengewichte auf dieser Seite im Halbmesser  $r$  und im Seitenabstande  $a$ , so muß auf der anderen Seite zur Herstellung des Gleichgewichts der kreisenden Massen in derselben Ebene noch ein anderes Gegengewicht  $m_1$  angebracht werden, das sich aus den Gleichgewichtsbedingungen

$$M_1 r_1 = (\mathfrak{M}_1 - m_1) r$$

und

$$M_1 r_1 a_1 = (\mathfrak{M}_1 + m_1) r a$$

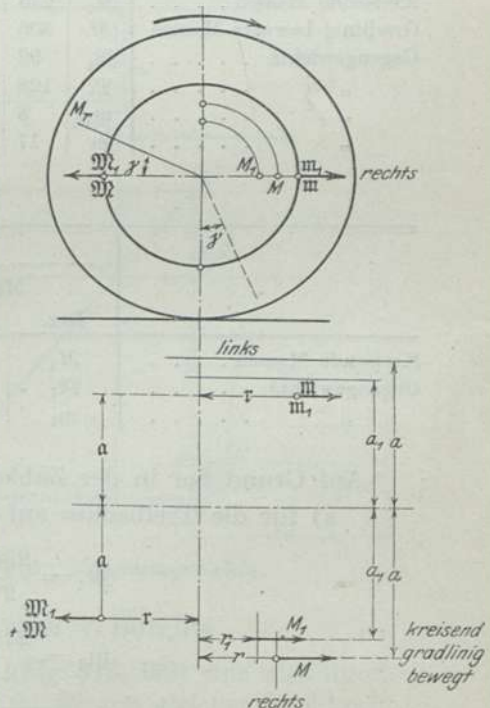


Fig. 313. Radgegengewichte.

ergibt, so daß

$$\mathfrak{M}_1 = \frac{1}{2} M_1 \frac{r_1}{r} \cdot \frac{a_1 + a}{a}$$

und

$$m_1 = \frac{1}{2} M_1 \frac{r_1}{r} \cdot \frac{a_1 - a}{a}.$$

Dies gilt für jedes Rad, so daß auf jeder Seite im Halbmesser  $r$  und Abstand  $a$  ein vereinigtes Gewicht von  $\sqrt{\mathfrak{M}_1^2 + m_1^2}$  in der Diagonale des Parallelogramms zur Ausgleichung der kreisenden Massen anzubringen ist. In gleicher Weise ergibt sich für die gradlinig bewegten Massen  $M$ :

$$\mathfrak{M} = \frac{1}{2} M \frac{r}{r} \frac{a + a}{a}$$

und

$$m = \frac{1}{2} M \frac{r}{r} \frac{a - a}{a},$$

die mit den anderen Gewichten zu vereinigen sind.

Beispiel: die  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Schnellzug-Lokomotive.

#### Zahlentafel 46.

##### Radgegengewichte.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

##### a) Treibachse.

|                            | Linke Seite      |     |            |     |          |       | Rechte Seite     |     |            |     |          |       |
|----------------------------|------------------|-----|------------|-----|----------|-------|------------------|-----|------------|-----|----------|-------|
|                            | Massen           |     | Halbmesser |     | Abstände |       | Massen           |     | Halbmesser |     | Abstände |       |
|                            | Bez.             | kg  | Bez.       | mm  | Bez.     | mm    | Bez.             | kg  | Bez.       | mm  | Bez.     | mm    |
| Kreisende Massen . . . . . | $M_1$            | 235 | $r_1$      | 294 | $a_1$    | 935   | $M_1$            | 235 | $r_1$      | 294 | $a_1$    | 935   |
| Gradlinig bewegte Massen   | $M$              | 308 | $r$        | 300 | $a$      | 1020  | $M$              | 250 | $r$        | 300 | $a$      | 1020  |
| Gegengewichte . . . . .    | $\mathfrak{M}_1$ | 92  | $r$        | 825 | $a$      | 787,5 | $\mathfrak{M}_1$ | 92  | $r$        | 825 | $a$      | 787,5 |
| „ . . . . .                | $\mathfrak{M}$   | 128 | $r$        | 825 | $a$      | 787,5 | $\mathfrak{M}$   | 104 | $r$        | 825 | $a$      | 787,5 |
| „ . . . . .                | $m_1$            | 8   | $r$        | 825 | $a$      | 787,5 | $m_1$            | 8   | $r$        | 825 | $a$      | 787,5 |
| „ . . . . .                | $m$              | 17  | $r$        | 825 | $a$      | 787,5 | $m$              | 13  | $r$        | 825 | $a$      | 787,5 |

##### b) Kuppelachse.

|                            | Rechts und links |     |            |     |          |       |
|----------------------------|------------------|-----|------------|-----|----------|-------|
|                            | Massen           |     | Halbmesser |     | Abstände |       |
|                            | Bez.             | kg  | Bez.       | mm  | Bez.     | mm    |
| Kreisende Massen . . . . . | $M_1$            | 120 | $r_1$      | 303 | $a_1$    | 848,5 |
| Gegengewichte . . . . .    | $\mathfrak{M}_1$ | 46  | $r$        | 840 | $a$      | 766,5 |
| „ . . . . .                | $m_1$            | 2   | $r$        | 840 | $a$      | 766,5 |

Auf Grund der in der Zahlentafel 46 befindlichen Angaben:

a) für die Treibachse auf der rechten Seite und die kreisenden Massen

$$\mathfrak{M}_1 = \frac{235}{2} \cdot \frac{294}{825} \cdot \frac{935 + 787,5}{787,5} = 92$$

$$m_1 = \frac{235}{2} \cdot \frac{294}{825} \cdot \frac{935 - 787,5}{787,5} = 8$$

$$\sqrt{\mathfrak{M}_1^2 + m_1^2} = \sqrt{92^2 + 8^2} = 93;$$



für die gradlinig bewegten Massen

$$\mathfrak{M} = \frac{250}{2} \cdot \frac{300}{825} \cdot \frac{1020 + 787,5}{787,5} = 104$$

$$m = \frac{250}{2} \cdot \frac{300}{825} \cdot \frac{1020 - 787,5}{787,5} = 13$$

und

$$\sqrt{\mathfrak{M}^2 + m^2} = \sqrt{104^2 + 13^2} = 105.$$

In gleicher Weise erhält man die Radgegengewichte für die Niederdruckmaschine:

$$\sqrt{\mathfrak{M}^2 + m^2} = \sqrt{128^2 + 13^2} = 129.$$

Tatsächlich ist dieses Gewicht aber nur 118 kg, wovon 92 kg auf die kreisenden Massen zu rechnen sind, so daß also nur  $118 - 92 = 26$  kg zum Ausgleich teilweise der hin und her gehenden Triebwerksmassen bestimmt sind, also von ihnen annähernd  $\frac{26}{129} \cdot 100 = 20\%$  ausgeglichen werden.

b) Die Kuppelachse.

Die Ausgleichung der gradlinig bewegten Triebwerksmassen erfolgt allein in den Treibrädern, so daß es sich hier also nur um die kreisenden Massen handelt, deren Fliehkräfte durch Gegengewichte zu beseitigen sind. Im vorliegenden Beispiel sind die Werte für die Kuppelachse ebenfalls in der Zahlentafel 46 angegeben, woraus sich die für beide Seiten gleichen Gegengewichte ergeben:

$$\mathfrak{M}_1 = \frac{M_1}{2} \cdot \frac{r_1}{r} \cdot \frac{a_1 + a}{a} = \frac{120}{2} \cdot \frac{303}{840} \cdot \frac{848,5 + 766,5}{766,0} = 46$$

und

$$m_1 = \frac{M_1}{2} \cdot \frac{r_1}{r} \cdot \frac{a_1 - a}{a} = \frac{120}{2} \cdot \frac{303}{840} \cdot \frac{848,5 - 766,5}{766,5} = 2$$

$$\sqrt{\mathfrak{M}_1^2 + m_1^2} = \sqrt{46^2 + 2^2} = 46,04 \text{ kg.}$$

Bestimmung der Radgegengewichte auf bildlichem Wege.

Man trägt in der Fig. 314

$AB =$  der auszugleichenden Gesamtmasse auf, ferner

$$BC = \frac{m r}{r} = M \frac{a - a}{2 a} = BD,$$

$DE = r$  und  $EF = r$ ,

so ist  $AH$  das gesuchte Gegengewicht  $\mathfrak{M}$ ; denn es ist

$$\mathfrak{M} r = \left( M + \frac{m r}{r} \right) r$$

und  $m \frac{r}{r} \cdot 2 a = M (a - a).$

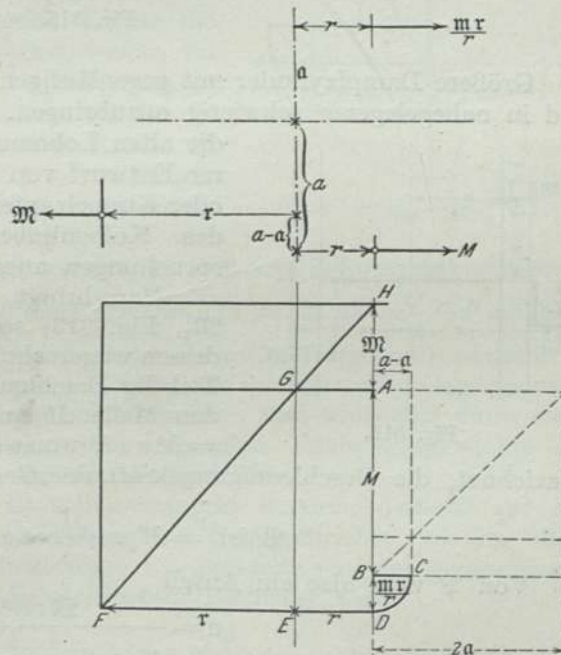


Fig. 314. Radgegengewichte.

### Ausgleich der Triebwerksgewichte nach v. Borries.

Eine im Kurbelkreise drehend bewegte Masse  $M$ , Fig. 315, läßt sich also durch ein gegenüber in gleicher Ebene liegendes Gegengewicht  $\mathfrak{M}$  von gleicher Fliehkraft, oder durch zwei solche Gewichte in verschiedenen Ebenen vollständig ausgleichen.

In diesem Falle muß nach Fig. 316 das im nächsten Rade gegenüberliegende Gegengewicht

$$\mathfrak{M} = M \cdot \frac{a + a'}{2a} \cdot \frac{r}{r'}$$

das im anderen Rade

$$m = M \cdot \frac{a - a'}{2a} \cdot \frac{r}{r'}$$

sein.  $m$  liegt bei Außenzylindern,  $a > a'$ , in gleicher, bei Innenzylindern,  $a < a'$ , in entgegengesetzter Richtung zu  $M$ . Ein vollständiger Ausgleich der Wirkungen gradlinig laufender Triebwerksmassen  $M_1$  läßt sich nur dadurch bewirken, daß man andere Gewichte  $M_1'$  anbringt, die in gleicher Ebene in genau  $M_1$  entgegengesetzter Richtung laufen, oder für beide Seiten nach Art der Schlick'schen Anordnung in anderen Ebenen und unter entsprechenden Kurbelwinkeln angebracht werden. Tote Gewichte haben sich aber für diesen Zweck nicht bewährt, weil ihre starken Beschleunigungskräfte zu Stößen und Brüchen Anlaß gaben, Fig. 315.

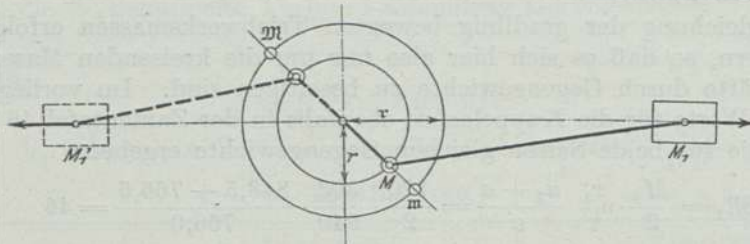


Fig. 315.

Größere Dampfzylinder mit gegenläufigen Kolben sind in gleicher Ebene nicht und in nahegelegener schwierig anzubringen. Versuche in dieser Richtung waren die alten Lokomotiven von Haswell und ein neuerer Entwurf von Hagans, beide mit einem Trieb- oder Kuppelzapfen an einer Gegenkurbel von der Länge des Kolbenhubes, die aber bedenklichen Beanspruchungen ausgesetzt ist.

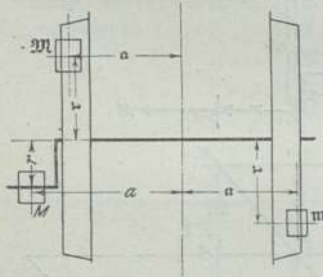


Fig. 316.

Man bringt daher in dem Gegengewichte neben  $\mathfrak{M}_1$ , Fig. 313, soweit nötig noch ein zweites  $\mathfrak{M}$  an, dessen wagerecht gerichteter Fliehkraftteil  $C \cos \varphi$  einen Teil der Beschleunigungskraft  $P$  der wagerecht laufenden Maße  $M$  ausgleichen soll. Die Fliehkraft  $C$  ist  $= M r \omega^2$ , wo  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel

bezeichnet, die Beschleunigungskraft der Gesamtmasse  $M_a$

$$\mathfrak{P} \text{ ist } = M_a r \omega^2 \left( \cos \varphi + \frac{r}{l} \cos 2\varphi \right).$$

Von  $\mathfrak{P}$  wird also ein Anteil

$$\alpha = \frac{\mathfrak{M} r \omega^2 \cdot \cos \varphi}{M_a r \omega^2 \left( \cos \varphi + \frac{r}{l} \cos 2\varphi \right)}$$

oder wenn man  $\mathfrak{M} r = M' r$  setzt, also  $M'$  in den Kurbelkreis legt:

$$\alpha = \frac{M'}{M_a} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos \varphi + \frac{r}{l} \cos 2\varphi}$$



ausgeglichen. Der Anteil  $a$  ist also genau genommen nicht für alle Kurbelstellungen  $= \frac{M'}{M_a}$ , wie angenommen wurde. Die von  $\frac{r}{l}$  herrührenden Verschiedenheiten gleichen sich aber für jede halbe Umdrehung wieder aus, so daß die bezeichnete Annahme im ganzen richtig bleibt.

Die Ermittlung der anzubringenden Gegengewichte muß für jede Treibachse besonders erfolgen, da die auszugleichenden Massen an der eigentlichen Treibachse stets größer als an den Kuppelachsen und auch an diesen bisweilen verschieden sind. Dabei werden zunächst die drehend bewegten Teile der Kurbeln, Zapfen, Anteile der Kuppelstangen, Exzenter, Anteile der Schub- und Exzenterstangen jeder Seite in jedem Rade ganz ausgeglichen und dann der auszugleichende Anteil der gradlinig laufenden Gewichte auf sämtliche Räder gleichmäßig verteilt. Zu diesem Zwecke ermittelt man zunächst für die in jeder Ebene im Kurbelkreise liegenden oder auf diesen bezogenen Gewichte  $M$  nach Fig. 316 die in den Radebenen und zunächst im Kurbelkreise  $r = r$  anzubringenden Gegengewichte  $\mathfrak{M} = M \cdot \frac{a+a}{2a}$  und  $m = M \cdot \frac{a-a}{2a}$  und ersetzt dann sämtliche Einzelgewichte in jedem Rade durch ein Gesamtgewicht. Das geschieht am einfachsten auf bildlichem Wege, indem man die Einzelgewichte in einem geeigneten Maßstabe,  $1 \text{ kg} = 1 \text{ mm}$  von der Achsmittle aus in der Richtung ihrer Lage als Kräfte aufträgt und diese dann in bekannter Weise vereinigt. Dabei sind in jedem Rade auch die von der anderen Seite herrührenden Gegengewichte zu berücksichtigen.

Für eine Treibachse mit inneren und äußeren entgegengesetzt gerichteten Kurbeln, Fig. 317, sind die für das rechte Rad eingetragenen Kräfte die Gegengewichte:  $oa$  für die Triebwerksgewichte im rechten äußeren,  $ob$  für die im rechten inneren Kurbelzapfen;  $oc$  ebenso für die linke äußere,  $od$  für die linke innere Kurbel. Setzt man die vier Kräfte zu dem Kraffteck  $oa c' b' d'$  zusammen, so stellt die Schlußlinie  $od'$  nach Lage und Größe das Gesamtgegengewicht dar. Dieses wird nun in Sichel- oder Kreisabschnittgestalt an den Radkranz verlegt, so daß sein Schwerpunktsabstand  $r$

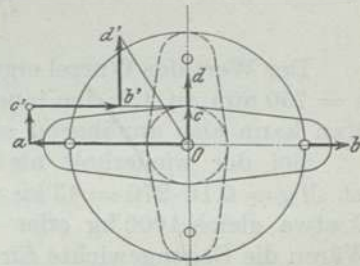


Fig. 317.

von der Achsmittle möglichst groß und das Gegengewicht selber  $\mathfrak{M} = \frac{r}{r} \cdot od'$  möglichst leicht wird.  $r$  und  $\mathfrak{M}$  müssen durch wiederholte Versuche festgestellt werden.

Bei kleinen Treibrädern ist es oft nicht möglich, die so ermittelten Gegengewichte anzubringen, weil der verfügbare Raum zu klein ist. Man muß sich dann damit begnügen, an diesen Rädern möglichst die drehenden Triebwerksgewichte auszugleichen, und verteilt das übrige auf die Kuppelräder.

**Überschüssige Fliehkräfte.** Es ist schon bemerkt worden, daß die zur Ausgleichung gradlinig bewegter Massen angebrachten Gegengewichte, wie im obigen Beispiel  $118 - 92 = 26 \text{ kg}$  in der Entfernung  $r = 825 \text{ mm}$  von der geometrischen Achse eine überschüssige Fliehkraft in senkrechter Richtung von

$$C = \frac{m}{g} \cdot r \omega^2 = \frac{26 \cdot 0,825}{9,81} \cdot (n \cdot 2\pi)^2 = 2,19 \cdot 4 \pi^2 \cdot \left(\frac{v}{3,6 \cdot \pi D}\right)^2 = 0,174 \cdot v^2$$

entwickeln, z. B. für  $v = 100 \text{ km/st} = 0,174 \cdot 100^2 = 1740 \text{ kg} = 1,74 \text{ t}$ , die in senkrechter Richtung mit voller Stärke den Raddruck auf die Schienen abwechselnd um so viel be- und entlastet. Im vorliegenden Fall beträgt das bei  $7 \text{ t}$  Raddruck

$$= \frac{1,74 \cdot 100}{7} = \pm 25\%.$$



Die für den Ausgleich eines Teiles  $M$  der gradlinig laufenden Triebwerks-  
gewichte nach Fig. 316, in den Rädern anzubringenden Gewichte  $\mathfrak{M}$  und  $m$ , Fig. 318,  
lassen sich zu einem Gewichte  $M_r$  vereinigen, das unter dem Richtungswinkel  $\gamma$   
steht und für das sich aus dem Parallelogramm der drei Fliehkräfte ergibt:

$$M_r = M \frac{r}{r} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{a}{a}\right)^2 + \frac{1}{2}}, \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{a - a}{a + a}.$$

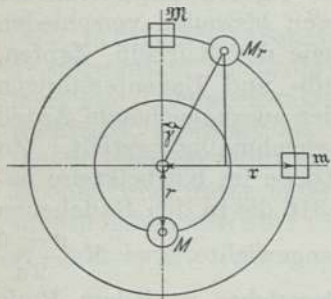


Fig. 318.

Der senkrechte Teil der Fliehkraft  $C$  dieses Gewichtes, nach Fig. 315,  $C \cdot \sin \varphi$ , verringert oder vermehrt den Druck der Räder auf die Schienen, wenn sich das Gewicht  $M_r$  in der oberen oder unteren Hälfte seiner Drehung befindet. Die Druckänderung tritt mit dem  $\sin \varphi$  zu- und abnehmend, also nicht etwa schlagartig auf, wie man im Auslande stellenweise annimmt. Sie erreicht für die Resultante  $M_r$  ihre größten Werte

$$C = M_r r \omega^2 = r \omega^2 M \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{a}{a}\right)^2 + \frac{1}{2}}$$

oder wenn man für die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  die Umdrehungszahl  $n$ , also  $\omega = 2\pi \cdot n$  setzt, annähernd

$$C = 4n^2 r M g \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{a}{a}\right)^2 + \frac{1}{2}}.$$

Der Wert der Wurzel ergibt sich für außen liegende Dampfzylinder bei  $a = 1000$ ;  $a = 750$  mm zu 1,2; für innen liegende Zylinder bei  $a = 300$ ;  $a = 750$  mm zu 0,78. Man kann also annähernd setzen:  $C = 4,8$  bzw.  $3n^2 r M g$ .

Bei der wiederholt als Beispiel angenommenen  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Lokomotive ist  $Mg = 0,16 \cdot 270 = 43$  kg und bei 90 km/st Fahrgeschwindigkeit  $n = 4$ , also  $C$  etwa gleich 1000 kg oder 6,6% der Treibradlast von 15 200 kg auf jeder Seite. Wären die Gegengewichte für  $M$  nicht gleichmäßig auf beide Räder verteilt, sondern nur an je einem Treibrade angebracht, so würde die Belastungsänderung auf 13,2% steigen. Hätte die Lokomotive innen liegende Zylinder, so wäre  $C = 620$  kg oder rd. 4% der Treibradlast.

Erheblich größer werden die Lastveränderungen bei dreiachsigen Lokomotiven mit kurzem Achsstande, die verhältnismäßig schwerere Gegengewichte bei kleineren Treibrädern erfordern. Bei der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Personenzug-Lokomotive der preußischen Staatsbahnen wiegen die auszugleichenden Massen auf jeder Seite etwa 180 kg. Bei Ausgleich der Hälfte,  $M = 90$  kg, ergibt sich dann für 90 km/st Geschwindigkeit  $n = 4,6$ ,  $C = 2400$  kg oder fast 20% der Radbelastung.

Noch ungünstiger wirken schwere Triebwerksteile, wie sie namentlich die amerikanischen Verbundlokomotiven *Woolfscher Bauart* (*Vauclain*) haben. Bei einer  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Lokomotive dieser Art von 48 t Gewicht wiegen die wagerecht bewegten Teile auf jeder Seite rund 420 kg, wovon nach der amerikanischen Regel nur  $\frac{48000}{400} = 120$  kg nicht ausgeglichen bleiben, also  $M = 300$  kg auszugleichen sein würden. Für  $h = 0,610$  m und  $n = 4$  ergibt sich  $C = 7000$  kg oder 46% der Treibradlast von 15 t auf jeder Seite.

Um den schädlichen Wirkungen großer überschüssiger Fliehkräfte vorzubeugen, bestimmt § 108 Abs. 3 der T. V., daß die an jedem Rade auftretende Fliehkraft nicht mehr als 15% des ruhenden Raddruckes betragen solle. Hiernach müssen die im Abs. 1 desselben Paragraphen zugelassenen größten Umdrehungszahlen der Treibräder nötigenfalls beschränkt werden.



Besonders ungünstige Verhältnisse treten ein, wenn Lokomotiven ohne Schub- und Kuppelstangen leer laufen. Der sonst zum Ausgleich dieser Massen dienende Teil der Gegengewichte vermehrt dann die überschüssigen Fliehkräfte, wodurch schon bei mäßiger Geschwindigkeit nachteilige Wirkungen entstehen können. Ohne Stangen soll man die Lokomotiven also nicht zu rasch fahren lassen.

#### 4. Die Gegenläufigkeit.

Werden z. B. bei inneren Zylindern die außen liegenden Kuppelstangen in entgegengesetzter Richtung angebracht, so bilden sie schon an sich durch ihre eigne Masse ein Gegengewicht für die übrigen Triebwerksmassen, wodurch die erforderlichen Radgegengewichte wesentlich kleiner werden. Bei vierzylindrigen Lokomotiven kann dies System so vollkommen ausgebildet werden, daß nur sehr kleine Gegengewichte nötig sind oder ganz fortfallen. Wir haben gesehen, daß die Gegen-

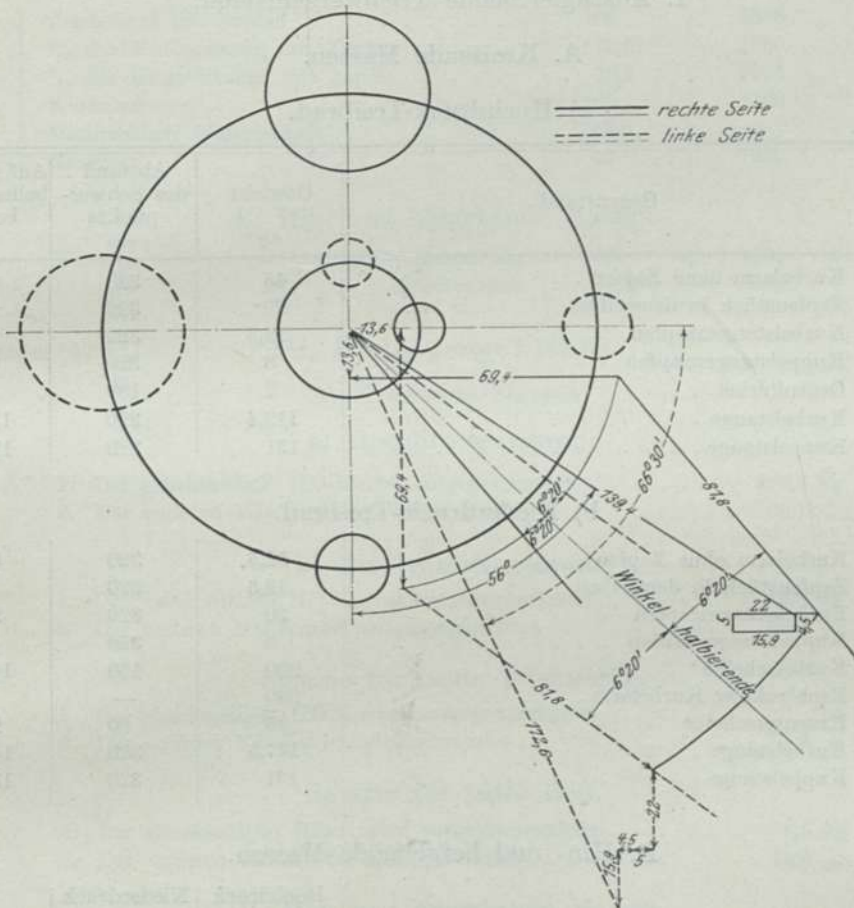


Fig. 319. Radgegengewichte einer vierzylindrigen Lokomotive. Niederdruck-Treibräder.

gewichte um so größer werden, je weiter die Zylinder voneinander abstehen und daher bei inneren Zylindern am kleinsten sind; deshalb muß auch eine Lokomotivbauart, bei der die Niederdruckzylinder mit ihren viel schwereren Massen außen angebracht sind, in dieser Beziehung als verfehlt betrachtet werden. Für vierzylindrige Zwillingslokomotiven könnte ein vollständiger Ausgleich ohne jegliche Radgegengewichte durch Gegenläufigkeit erzielt werden.

Als Beispiel für eine gut ausgeglichene vierzylindrige Lokomotive, Grafenstadener Bauart, mögen die Zahlentafeln 47 bis 51 und die Fig. 319 als bildliche Darstellung der Gegengewichtsbestimmung für die Niederdruck-Treibräder dieser Atlantik-Bauart hier benutzt werden.

Vgl. Jahn, Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 1141, der auch durch eingehende Untersuchungen festgestellt hat, daß die vierzylindrigen Lokomotivenbauart bez. der Lagerdrucke und Rahmenbeanspruchungen allen übrigen Lokomotiven überlegen ist.

## Zahlentafel 47.

## Radgegengewichte.

$\frac{2}{5}$ gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

## I. Auszugleichende Triebwerksmassen.

## A. Kreisende Massen.

## a) Hochdruck-Treibrad.

| Lfd. Nr. | Gegenstand                         | Gewicht<br>kg | Abstand<br>des Schwer-<br>punkts<br>mm | Auf den Kur-<br>belhalbmesser<br>bezogen<br>kg |
|----------|------------------------------------|---------------|--|--|
| 1        | Kurbelarm ohne Zapfen . . . . .    | 45            | 320                                    | 45   |
| 2        | Zapfenstück in demselben . . . . . | 20            | 320                                    | 20   |
| 3        | Kurbelstangenzapfen . . . . .      | 12,5          | 320                                    | 12,5   |
| 4        | Kuppelstangenzapfen . . . . .      | 8             | 320                                    | 8  |
| 5        | Gegenkurbel . . . . .              | 7             | 180                                    | 4  |
| 6        | Kurbelstange . . . . .             | 112,4         | 320                                    | 112,4  |
| 7        | Kuppelstange . . . . .             | 131           | 320                                    | 131  |

## b) Niederdruck-Treibrad.

|   |                                    |       |     |       |
|---|------------------------------------|-------|-----|-------|
| 1 | Kurbelarm ohne Zapfen . . . . .    | 52,5  | 320 | 52,5  |
| 2 | Zapfenstück in demselben . . . . . | 12,5  | 320 | 12,5  |
| 3 | Kurbelstangenzapfen . . . . .      | 30    | 320 | 30    |
| 4 | Kuppelstangenzapfen . . . . .      | 5     | 320 | 5     |
| 5 | Kurbelscheibe . . . . .            | 200   | 160 | 100   |
| 6 | Rechteckiger Kurbelarm . . . . .   | 230   | —   | —     |
| 7 | Exzentrerscheibe . . . . .         | 96    | 90  | 27    |
| 8 | Kurbelstange . . . . .             | 147,5 | 320 | 147,5 |
| 9 | Kuppelstange . . . . .             | 131   | 320 | 131   |

## B. Hin- und hergehende Massen.

|   |  | Hochdruck | Niederdruck |
|---|--|-----------|-------------|
| 1 | Kolben mit Stange und Ringen . . . . . | 71,6      | 153,7       |
| 2 | Kreuzkopf (vollständig) . . . . .      | 87,6      | 86,8        |
| 3 | Kurbelstange . . . . .                 | 112,4     | 147,5       |
|   | $1 + 2 + \frac{2}{5}$ von 3 . . . . .  | 204,2     | 299,5       |
|   | Ausgeglichen 24% = . . . . .           | 49        | 71,8        |



Zahlentafel 48.

## II. Momente.

## A. Kreisende Massen.

## a) Hochdrucktreibrad.

| Lfd.<br>Nr. | Gegenstand  | Gewicht  | Hebelarm | Moment |
|-------------|---|--|----------|--------|
|             |   | auf den Kur-<br>belhalbmesser<br>bezogen<br>kg |          |        |
| 1           | Kurbelarm mit Zapfen . . . . .                      | 65   | 1565     | 101725 |
| 2           | $\frac{3}{5}$ der Kurbelstange mit Zapfen . . . . . | 80   | 1830     | 146400 |
| 3           | $\frac{1}{2}$ der Kuppelstange mit Zapfen . . . . . | 73,5   | 1705     | 125317 |
| 4           | Gegenkurbel . . . . .                               | 4  | 1910     | 7640   |

## b) Niederdrucktreibrad.

|   |   |       |      |        |
|---|---|-------|------|--------|
| 1 | Kurbelarm mit Zapfen . . . . .                      | 65    | 1565 | 101725 |
| 2 | $\frac{3}{5}$ der Kurbelstange mit Zapfen . . . . . | 118,5 | 1060 | 125610 |
| 3 | $\frac{1}{2}$ der Kuppelstange mit Zapfen . . . . . | 70,5  | 1695 | 119497 |
| 4 | Kurbelscheibe . . . . .                             | 100   | 1160 | 116000 |
| 5 | Rechteckiger Wellenschaft . . . . .                 | (230) | —    | —      |
| 6 | Exzenter . . . . .                                  | 27    | 1240 | 33480  |

## B. Hin- und hergehende Massen.

|             |      |      |       |
|-------------|------|------|-------|
| Hochdruck   | 49   | 1830 | 89670 |
| Niederdruck | 71,8 | 1060 | 76108 |

Zahlentafel 49.

## III. Radgegengewichte.

## A. Kreisende Massen.

## a) Hochdrucktreibrad.

1. Der gleichseitigen HD-Kurbel entgegengesetzt . . . . . 250,6 kg
2. Der anderen HD-Kurbel gleichgerichtet . . . . . 28,1 „

## b) Niederdrucktreibrad.

1. Der gleichseitigen ND-Kurbel entgegengerichtet . . . . . 13,6 kg
2. Der anderen ND-Kurbel entgegengerichtet . . . . . 69,4 „

## Summe für beide Triebwerke.

1. Der gleichseitigen HD-Kurbel entgegengerichtet . . . . . 9 kg
2. Der anderen HD-Kurbel gleichgerichtet . . . . . 31,8 „

## Summe für jedes Rad.

1. Der gleichseitigen HD-Kurbel entgegengerichtet . . . . . 4,5 kg
2. Der anderen HD-Kurbel gleichgerichtet . . . . . 15,9 „

## B. Hin- und hergehende Massen.

## a) Hochdrucktreibrad.

1. Der gleichseitigen HD-Kurbel entgegengerichtet . . . . . 59 kg
2. Der anderen HD-Kurbel gleichgerichtet . . . . . 10 „

## b) Niederdrucktreibrad.

1. Der gleichseitigen ND-Kurbel gleichgerichtet . . . . . 50 kg
2. Der anderen ND-Kurbel gleichgerichtet . . . . . 21,8 „

## Zahlentafel 49 (Fortsetzung). Die Resultanten.

## a) Hochdrucktreibrad.

1. Dergleichseitigen HD-Kurbel entgegengerichtet 255,1 kg } Kreisende und hin- und  
 2. Der anderen HD-Kurbel gleichgerichtet . . . 44 „ } hergehende Massen

|                   | Gewicht | Hebelarm | Reduziertes Gew. |
|-------------------|---------|----------|------------------|
| 1 und 2 vereinigt | 118     | 703      | 258,9            |

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{44,0}{255,1} = 0,172. \quad \gamma = 9^{\circ} 46'.$$

## b) Niederdrucktreibrad (kreisende Massen).

1. Unter dem Winkel gegen die verlängerte Halbierende des ND-Kurbelwinkels  $\gamma = 6^{\circ} 20'$  nach kg  
 der anderen Kurbel . . . . . 81,8  
 2. Dem gleichseitigen Exzenter entgegengesetzt . . . . . 22  
 3. Dem anderen Exzenter entgegengesetzt . . . . . 5

Resultanten: rechts 58,2 kg 767 mm 139,4 kg  $\gamma = 56^{\circ}$   
 links 73,1 „ 755 „ 172,6 „  $\gamma = 66^{\circ} 30'$

## Zahlentafel 50.

## IV. Zusammenstellung.

| Lfde. Nr. | Gegenstand   | Einheit | Treib- und Kuppelräder |                             |
|-----------|--|---------|------------------------|-----------------------------|
|           |  |         | Hochdruck              | Niederdruck                 |
|           |  |         | auf jeder Seite        |                             |
| 1         | Die auf den Kurbelkreis bezogenen kreisenden Triebwerksmassen . . . . .                                    | kg      | 222,5                  | 462,8                       |
| 2         | Die gradlinig bewegten Triebwerksteile auf jeder Seite . . . . .   | „       | 204,2                  | 299,5                       |
| 3         | Hiervon sind durch Radgegengewichte ausgeglichen . . . . .   | 0/0     | 24                     | 24                          |
|           |  | kg      | 49                     | 71,8                        |
| 4         | Nicht ausgeglichen . . . . .   | 0/0     | 76                     | 76                          |
|           |  | kg      | 155,2                  | 227,7                       |
| 5         | In bezug auf das Zucken weder durch Gegen- gewichte noch durch Gegenläufigkeit ausgeglichen . . . . .      | „       | 227,1—                 | 155,2 = 72,5                |
| 6         | Hebelarm beim Schlingern . . . . .   | mm      | 1070                   | 300                         |
| 7         | Radgegengewichte auf den Kurbelkreis bezogen   | kg      | 258,9                  | rechts 139,4<br>links 172,6 |
| 8         | Überschüssige Fliehkraft $C = mr\omega^2 = \frac{Gr}{g} (n \cdot 2\pi)^2$<br>für $v = 100$ km/st . . . . . | 0/0     | 5,3                    | 5,3                         |

## Zahlentafel 51.

## V. Die überschüssigen Fliehkräfte.

| Gegenstand   | Bezeichnung   | Einheit                     |           |               |
|--|---------------|-----------------------------|-----------|---------------|
| Größte zulässige Geschwindigkeit . . . . .   | $v$           | km/st                       | 100       |               |
| Durchmesser der Treibräder . . . . .   | $D$           | mm                          | 1980      |               |
| Kurbelhalbmesser . . . . .   | $r$           | „                           | 320       |               |
| Umdrehungszahl . . . . .   | $n =$         | $\frac{v}{3,6 \cdot \pi D}$ | 4,46/Sek. |               |
| Größter Raddruck . . . . .   | $G$           | kg                          | 8000      |               |
| Ausgleichendes Gewicht der gradlinig bewegten Triebwerksmassen . . . . .           | $\mathcal{G}$ | „                           | 16,5      |               |
| Überschüssige Fliehkraft $C = \frac{16,5}{9,81} \cdot 0,32 \cdot (2\pi \cdot n)^2$ | $C$           | „                           | 421,9     |               |
|  |               | 0/0                         | 5,3       | des Raddrucks |



### 5. Die Größe des Radstandes.

Den erfolgreichsten Widerstand gegen schlingende Bewegungen erreicht man durch Vergrößerung des festen Radstandes; dieser ist bei Drehgestellen vom Drehzapfen aus zu rechnen.

## 3. Die Gangart der Lokomotiven.

Nach diesen Betrachtungen kann jetzt der Gang der Lokomotiven in grader und gekrümmter Bahn näher untersucht werden. Eine einzelne Achse beschreibt auf ebener Bahn infolge

1. der Unebenheiten derselben,
2. „ Spielräume der Achslager,  
Achsbuchsen und Spurkränze,
3. „ konischen Radreifen und
4. „ Nachgiebigkeit aller Teile

gewisse Wellenlinien, die aber bei Achsen, die unter Fahrzeugen laufen, durch die unter 2 bis 4 bezeichneten Ursachen beschränkt werden.

### A. Lauf der Lokomotiven in gerader Bahn und Krümmungen.

#### 1. Lauf in gerader Bahn.

Auch die Lokomotiven bewegen sich in geraden Strecken meistens nicht genau in der Richtung der Bahnachse, sondern weichen nach rechts und links von der Gleismitte und nach oben und unten von der Ruhelage ab, so daß sie unregelmäßigen, lang gestreckten räumlichen Wellenlinien folgen.

Es müssen daher stets die Wirkungen der äußeren Kräfte und der Massenschwingungen in Betracht gezogen, die Bewegungsvorgänge also vom dynamischen Standpunkte aus untersucht werden. Rechnungsmäßig lassen sich diese Vorgänge leider nur zum geringsten Teil verfolgen, da es dafür meistens keine gesetzmäßigen Grundlagen gibt.

#### 2. Lauf einer einzelnen Achse.

Eine einzelne frei bewegliche Achse läuft nur so lange gerade aus, als beide Räder auf Kreisen von gleichen Halbmessern laufen. Ist eine seitliche Verschiebung aus der Gleismitte eingetreten, so daß die Räder auf verschiedenen Halbmessern  $r_1$  und  $r_2$ , Fig. 320, laufen, so eilt das Rad mit dem größeren Halbmesser  $r_1$  vor, und die Achse bewegt sich in einer Krümmung, deren augenblicklicher Halbmesser  $R$  sich aus dem Verhältnisse:

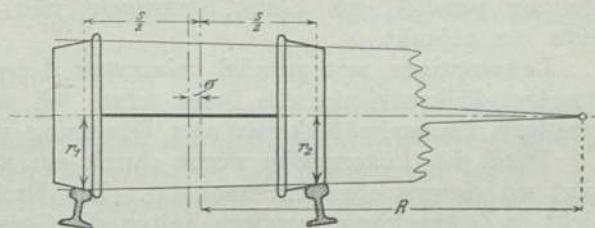


Fig. 320.

$$\left(R + \frac{s}{2}\right) : r_1 = \left(R - \frac{s}{2}\right) : r_2 \quad \text{zu} \quad R = \frac{s}{2} \cdot \frac{r_1 + r_2}{r_1 - r_2}$$

ergibt, wenn  $s$  den Mittenabstand der Schienen bezeichnet. Ist  $\sigma$  die seitliche Ab-





denkliche Eigenschaft, daß sie durch seitliche Schwankungen des Vorderendes der Lokomotiven aus der graden Laufrichtung gebracht werden. Schwankt der Vorder- teil der Lokomotive nach links, so wird die Achse für eine Rechtskrümmung ein- gestellt, läuft also an die rechtsseitige Schiene an; folgt dann die Lokomotive dem Drucke der Mittelstellkraft nach rechts und schlägt über die Mittelstellung hinaus, so läuft die Achse wieder nach links usw. Es entsteht also eine mehrfach wieder- holte Schwingung, die bei großer Geschwindigkeit leicht bedenklich werden kann und auf den Oberbau stark einwirkt. Um diese Schwankungen in den zulässigen Grenzen zu halten, muß die Mittelstellkraft so groß hergestellt werden, daß zu rasche seitliche Abweichungen von vornherein vermieden werden.

Die Mittelstellkraft wird von der Achse durch das eben besprochene, in Abb. 321, dargestellte Drehmoment unterstützt, das bei jeder seitlichen Abweichung am Drehpunkt  $D$  eine Kraft  $\mu G \frac{s}{a}$  in der Richtung der Abweichung ausübt.

Besonders stark tritt dieser Übelstand bei vierachsigen Lokomotiven auf, die an jedem Ende eine einstellbare Achse und kurzen festen Radstand der mittleren Achsen haben. Dagegen scheint der lange feste Radstand und das große Trägheits- moment der neueren Lokomotiven mit drei bis vier parallel gelagerten Achsen den Schwankungen einigermaßen entgegenzuwirken. Die österreichischen Staats- bahnen haben an diesen Lokomotiven die Mittelstellfedern beseitigt, ohne un- ruhigen Gang zu erhalten, und in Amerika wird die 2·6·2-Anordnung neuerdings wieder für Schnellzug-Lokomotiven verwendet.

Es wird hiernach nicht möglich sein, für große Geschwindigkeiten in jeder Beziehung geeignete einstellbare Achsen zu bauen.

Das Drehgestell von K r a u ß hat die beschriebenen Mängel nicht. Jede Seiten- abweichung der führenden Laufachse hat sogleich eine entsprechende Mitbewegung und Drehung der ganzen Lokomotive zur Folge, so daß auch die übrigen Achsen der veränderten Laufrichtung unmittelbar folgen, ohne erst eine Schwingung ent- stehen zu lassen. Dies Gestell gibt daher einen ebenso ruhigen Gang wie das ge- wöhnliche zweiachsige, ohne einer besondern Vorrichtung zur Rückkehr in die Mittelstellung zu bedürfen.

Zweiachsige Gestelle mit hinter der zweiten Achse liegendem Drehpunkte haben alle Mängel der einstellbaren Achsen in etwas geringerem Maße, werden daher nicht mehr angewendet.

#### 4. Lauf auf unebenem Gleise.

Die Führung der Lokomotiven im Gleise wird durch die Räder der vorderen, z. T. unter Mitwirkung der folgenden bewirkt. Ablenkungen im Gleise, d. h. Abweichungen von der genau graden Richtung, wirken zunächst auf diese, dann auf die folgenden Räder; sie erzeugen daher Drehungen um den Schwerpunkt und Bewegungen des Schwerpunktes selber in der Richtung der Ablenkung. Die Beschleunigungskräfte, die den Lokomotivkörper zwingen, der Ablenkung zu folgen, sind je nach ihrer Richtung Be- oder Entlastungen oder seitliche Kräfte an den Rädern. Sie wachsen an den Vorderrädern im allgemeinen mit dem Quadrate der Geschwindig- keit. Ihre Wirkung an den folgenden Rädern hängt von der Art der bei der Ablenkung der Vorderräder eintretenden Schwingung ab. Findet diese Schwingung an der ganzen Lokomotive in der Richtung der Ablenkung, sozusagen parallel zu ihr statt, wie z. B. beim Wanken, so fallen die Beschleunigungskräfte an den fol- genden Rädern kleiner als an den vorderen aus. Dies würde stets der Fall sein, wenn nur eine Bewegung des Schwerpunktes, ohne Drehung entstände. Besteht die Schwingung aber in einer Drehung um den Schwerpunkt, wie z. B. beim Nicken, so wirkt diese an den Hinterrädern der Ablenkung entgegen und erzeugt hier stärkere



Beschleunigungskräfte. Da die Schwingungen meistens aus beiden Bewegungen zusammengesetzt sind, so kann der Verlauf der Beschleunigungskräfte näher nur im einzelnen beurteilt werden.

Bei ausreichender Geschwindigkeit bewirken die Ablenkungen namentlich auf den Federn Nachschwingungen des Lokomotivkörpers über die Mittelstellung hinaus, die dann entgegengesetzte Ent- oder Belastungen zur Folge haben. Treffen solche Schwingungen mit neuen Ablenkungen von entgegengesetzter Richtung zusammen, so werden die Veränderungen der Radbelastungen größer als bei der ersten Ablenkung. Solches Zusammentreffen kann die Sicherheit der Führung stark vermindern und unter ungünstigen Umständen zu Entgleisungen führen.

Die Beschleunigungskräfte für die Ablenkungen werden im Verhältnis zu den Radlasten um so größer, je größer die zu überwindenden Trägheitsmomente der ganzen Lokomotive sind und je kleiner ihr Hebelarm ist. Sie fallen bei den Vorderrädern um so größer aus, je geringere Last diese tragen und je weiter sie zurückliegen. Die Lokomotiven folgen den Ablenkungen um so langsamer, je größer ihr Trägheitsmoment ist. Bei kleinen Bahnunebenheiten entstehen infolgedessen geringere Schwingungen der ganzen Lokomotive; daher der ruhigere Gang der großen Lokomotiven mit hochliegenden Kesseln. Die Lastveränderungen der Räder sind aber größer, als sie sein würden, wenn die Lokomotive den Ablenkungen mehr folgen würde. Bei großen Ablenkungen, denen die Lokomotive folgen muß, erzeugen die großen Beschleunigungskräfte dann um so stärkere Nachschwingungen, je größer die Trägheitsmomente sind; daher die gelegentlichen starken Schwankungen dieser Lokomotiven.

Je größere Lastanteile von den Endachsen getragen werden und je weiter diese auseinander liegen, um so kleiner bleiben die ablenkenden Beschleunigungskräfte, um so besser folgt der Lokomotivkörper den Ablenkungen und um so kleiner fallen daher die Schwingungen und Nachschwingungen aus. Die 4·4·2 Lokomotiven, bei denen etwa die halbe Last durch die nahe der Mitte liegenden Treibachsen getragen wird, zeigen daher bei starken Ablenkungen größere Schwingungen als die 4·4·0, bei denen etwa 70% der Last auf dem Drehgestell und der hinteren Treibachse ruhen. Durch Rechnungen lassen sich diese Vorgänge allgemein nicht verfolgen, da die Ablenkungen ganz unregelmäßig stattfinden. Einzelne werden im folgenden untersucht.

## 5. Einstellung der Lokomotiven in Krümmungen.

Läuft ein Fahrzeug mit zwei parallel gelagerten Achsen (Fig. 322) in einer Bahnkrümmung, so legt sich der Spurkranz des äußern Vorderrades gegen die innere Abrundung der äußern Schiene. Die gegen den Spurkranz drückende Kraft  $Y$  bewirkt eine stetige seitliche Verschiebung der Achse nach innen. Die hintere Achse folgt in gerader Richtung auf die Vorderachse, so lange ihr innerer Spurkranz nicht anläuft, stellt sich also annähernd nach dem Krümmungsmittelpunkt ein, sofern sie den hierzu nötigen seitlichen Spielraum im Gleise findet. Ist  $\sigma$  die seitliche Abweichung der Vorderachse aus der Gleismitte nach außen,  $y$  die der Hinterachse nach innen,  $a$  der Radstand,  $R$  der Krümmungshalbmesser, so ist:

$$R^2 = [R - (\sigma + y)]^2 + a^2$$

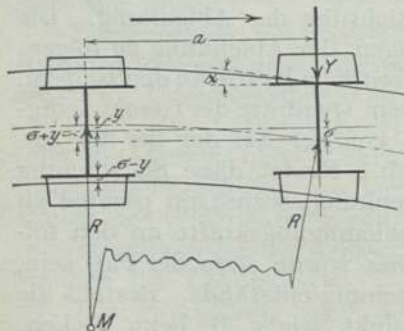


Fig. 322.



also sehr annähernd:

$$\sigma + y = \frac{a^2}{2R}$$

$$y = \frac{a^2}{2R} - \sigma.$$

Ist  $y = \sigma$ , also  $R = \frac{a^2}{4\sigma}$  und  $a = 2\sqrt{R\sigma}$ , so läuft der Spurkranz der Hinterachse grade an die innere Schiene an.

Bei geringerem Krümmungshalbmesser, Fig. 323, schleift dieser Spurkranz an der Schiene, und es findet ein stetiges seitliches Verschieben der Achse nach außen hin statt. Der Fußpunkt einer aus dem Krümmungsmittelpunkte  $M$  auf die Mittellinie des Fahrzeuges gezogenen Senkrechten liegt dann um den Abstand  $z$  vor der Hinterachse. Bezeichnet  $y$  die Abweichung des Punktes aus der Gleismitte nach innen, so ergibt sich

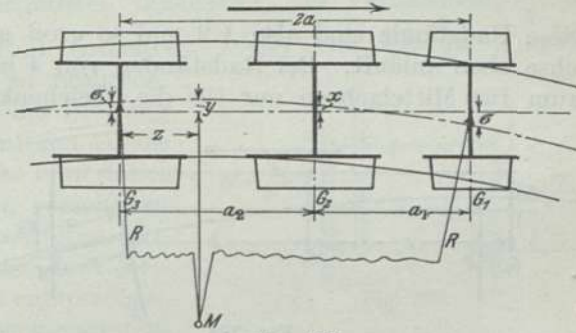


Fig. 323.

$$y = \frac{(2a - z)^2}{2R} - \sigma \quad \text{und} \quad y = \frac{z^2}{2R} + \sigma,$$

$$z = \frac{a^2 - R\sigma}{a}.$$

also

Ist eine mittlere Achse in den Abständen  $a_1, a_2$  von den Endachsen vorhanden, so ergibt sich für deren Verschiebung  $x$  aus der Gleismitte nach innen, wenn für  $2a, a_2 - z$  gesetzt wird,

$$y - x = \frac{(a_2 - z)^2}{2R} \quad \text{oder} \quad x = \sigma - \frac{a_2^2 - 2a_2z}{2R},$$

für  $z = \frac{a_2}{2}$  wird  $x = \sigma$ , der innere Spurkranz der Mittelachse berührt dann bei gleichem Spielraume die innere Schiene. Wird  $z$  größer als  $\frac{a_2}{2}$ , so muß die mittlere Achse mehr seitlichen Spielraum im Gleise erhalten als die übrigen, da andernfalls ein starkes Klemmen des Fahrzeuges im Gleise eintreten würde. Die Spurkränze dieser Achse müssen also schmaler gedreht oder, wie in Amerika üblich, fortgelassen werden.

Der Gesamtspielraum der Achsen in Gleisen von voller Spurweite ist in den T. V 73 auf 10 bis 25 mm festgesetzt; nur bei Mittelrädern von Lokomotiven darf er bis zu 40 mm betragen. In den T. V. 30 wird für Krümmungen unter 500 m Halbmesser eine Spurerweiterung empfohlen, die aber nicht über 30 mm betragen soll. Nimmt man sie für 200 m Halbmesser zu 20 mm an, so findet man, daß der innere Spurkranz der Hinterachse in Krümmungen von 500 oder 200 m Halbmesser bei Spielräumen in 1435 mm Spur von 10 bis 25 mm oder  $2\sigma = 30$  bis 45 mm bei den aus der folgenden Zusammenstellung hervorgehenden Radständen die innere Schiene grade berührt:

Zusammenstellung.

| Halbmesser $R$ . . . . .                  | 500  |      | 200  |      | m   |
|---|------|------|------|------|-----|
| Spielraum $2\sigma$ . . . . .             | 10   | 25   | 30   | 45   | mm  |
| Radstand $2a = 2\sqrt{R\sigma}$ . . . . . | 3,16 | 5,00 | 3,46 | 4,24 | m   |
|   |      |      |      |      | 32* |

Die Radstände, bei denen auch der innere Spurkranz einer mittlern Achse an die innere Schiene anlaufen würde, ergeben sich für  $z = \frac{a_2}{2}$  (Fig. 323) aus:

$$2a^2 - a \cdot a_2 = 2R \cdot \sigma,$$

also wenn die mittlere Achse in der Mitte zwischen den beiden Endachsen liegt, für  $a_2 = a$  ist, zu

$$2a = 2\sqrt{2R\sigma}.$$

Diese Radstände sind also  $\sqrt{2}$  mal so groß als diejenigen, bei denen die Hinterachse eben anläuft. Bei Radständen von 4 bis 4,5 m ist daher ein größerer Spielraum für Mittelachsen nur für die Weichenkrümmungen mit beschränkter Spurweite erforderlich.

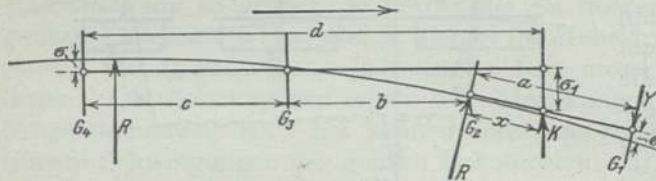


Fig. 324.

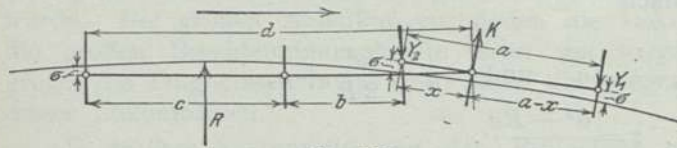


Fig. 325.

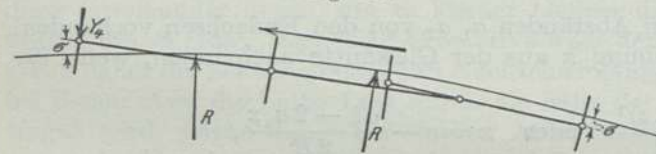


Fig. 326.

Sehr übersichtlich läßt sich die Einstellung der Fahrzeuge bildlich darstellen, indem man die Spielräume  $\sigma$ ,  $x$ ,  $y$  in voller, die Radstände und Spurweite in 1:n, die Krümmungshalbmesser in 1:n<sup>2</sup> der wirklichen Größe darstellt; z. B. in 1:10 und 1:100. Die Gleichungen bleiben dann richtig, die Einstellung erscheint übertrieben, aber um so deutlicher. Es genügt, die Mittellinien des Gleises, der Fahrzeuge, Gestelle und die Achsmitten einzuzeichnen, wie dies in Fig. 324, 325, 326 geschehen ist. Es empfiehlt sich, die

Einstellung für einen kleinen und einen mittleren Halbmesser zu zeichnen und danach die Ausschläge usw. zu bestimmen.

Die Berührungslinie verläuft aber wegen der schiefen Stellung des Rades zur Schiene nach Fig. 327 nach vorn, so daß der mittlere Druckpunkt  $D$  vor der Achsmitte liegt. Der Spurkranz hat daher stets das Bestreben, aufzusteigen, wird hieran aber durch die Radbelastung verhindert und zu einem stetigen Herabgleiten an der inneren Abrundung der Schiene gezwungen. Das ist die Ursache der starken Abnutzung beider Teile und des größten Teiles des Krümmungswiderstandes. Wegen des Abgleitens weicht nach der später folgenden Fig. 357 die Richtung des mittlern Druckes  $P$  zwischen Rad und Schiene um den Reibungswinkel  $\beta$  von der Senkrechten zur Berührungsfläche im Druckpunkte  $D$  ab.  $N$  ist die Mittelkraft aus der Belastung  $\frac{G}{2}$  des Rades und  $S$ . Wird der Winkel zwischen  $N$  und  $\frac{G}{2}$  durch Anwachsen von  $S$  gleich dem Neigungswinkel  $\varphi$  des Spurkranzes, so steigt dieser auf, und das Fahrzeug entgleist.

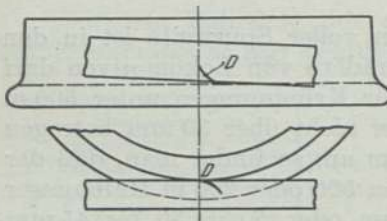


Fig. 327. Berührung zwischen Rad und Schiene.

fläch im Druckpunkte  $D$  ab.  $N$  ist die Mittelkraft aus der Belastung  $\frac{G}{2}$  des Rades und  $S$ . Wird der Winkel zwischen  $N$  und  $\frac{G}{2}$  durch Anwachsen von  $S$  gleich dem Neigungswinkel  $\varphi$  des Spurkranzes, so steigt dieser auf, und das Fahrzeug entgleist.



Die Kraft  $S$  hat, nach Fig. 357, zunächst die seitliche Verschiebung des innern Rades der Vorderachse auf der innern Schiene zu bewirken, die ungefähr in der Achsrichtung stattfindet, da der größere Laufkreis des äußern Rades wegen des Abgleitens wenig zur Wirkung gelangt. Der verbleibende Teil wird durch die Achsführungen auf das Rahmengestell des Fahrzeuges übertragen und bildet nach Fig. 328 am Halbmesser  $r$  der Vorderräder wirkend ein Kräftepaar, das, wenn  $s$  den Abstand zwischen den Schienenmitten bezeichnet, im Verhältnisse  $\frac{r}{s}$  das

äußere Rad belastet, das innere Rad entlastet. Dieser Teil hat die Führung der mittleren und hinteren Achsen zu besorgen. Bei dreiachsigen Lokomotiven wird die Drehung in der Regel um die Mitte der hinteren Achse stattfinden, Fig. 323. Die Mittelachse muß daher stetig in ihrer Richtung nach innen verschoben und gedreht werden, und leistet weiteren Widerstand dadurch, daß die Laufkreise ihrer beiden Räder der Bahnkrümmung nicht entsprechen, vielmehr eine Drehung in entgegengesetztem Sinne anstreben. Dies gilt auch von der Hinterachse. Bei allen Rädern wirkt der Widerstand in der Richtung ihrer Gleitbewegung auf den Schienen.

Nimmt man der Einfachheit wegen an, daß diese Gleitbewegung bei dem innern Rade der Vorderachse und bei der Mittelachse nur seitlich, bei der Hinterachse nur in der Gleisrichtung erfolge, so ergibt sich, wenn  $G_1 G_2 G_3$  die Belastungen der einzelnen Achsen sind, für Krümmungen mit kleinen Halbmessern

$$S = \frac{\mu G_1}{2} + \left( \mu G_2 \cdot \frac{a_2}{2a} + \frac{\mu G_3}{2} \cdot \frac{s}{2a} \right) \left( 1 - \frac{\mu r}{s} \right).$$

Die Ergebnisse dieser Formel weichen von den Ermittlungen Boedekers für kleine und mittlere Krümmungshalbmesser so wenig ab, daß sie für praktische Zwecke noch brauchbar erscheinen.

Bemerkenswert ist, daß  $S$  innerhalb gewisser Grenzen für kleine Radstände  $a$  größer als für große ausfällt, weil der Hebelarm von  $S$  für die Wirkung auf die Mittel- und Hinterachse mit dem Radstande abnimmt. Hieraus erklärt sich der verhältnismäßig große Krümmungswiderstand von Fahrzeugen und Drehgestellen mit zu kurzem Radstande.

Mit zunehmendem Krümmungshalbmesser wird der Widerstand der vordern Achse kleiner, weil der größere Laufkreis des äußern Rades eine Drehung im Sinne der Krümmung anstrebt und die Gleitrichtung des innern Rades verändert. Die anderen Achsen vermindern ihre Wirkung merklich erst in Krümmungen von großen Halbmessern, in denen ihre Laufkreise in solche Stellungen kommen, daß sie der Drehung nicht mehr entgegen wirken. Die Kraft  $S$  ist daher in mittleren Krümmungen nur wenig geringer als in scharfen. Nach Boedeker ist für die dreiachsige, ältere Personenzug-Lokomotive der preußischen Staatsbahnen mit Achsenabständen  $a_1 = 1,9$  m,  $a_2 = 2,5$  m und ziemlich gleichen Radbelastungen  $\frac{G}{2}$  annähernd  $S = \left( 2,454 - \frac{R}{4070} \right) \cdot \frac{\mu G}{2}$ , für die dreiachsige Güterzug-Lokomotive bei  $a_1 = 2$  m,  $a_2 = 1,4$  m:  $S = \left( 2,47 - \frac{R}{2310} \right) \cdot \frac{\mu G}{2}$ , woraus die Geringfügigkeit des Einflusses der Größe des Krümmungshalbmessers und die Zunahme von  $S$  mit abnehmendem Radstande zu erkennen ist.

Den Winkel  $\varphi$  (Fig. 357) für die Neigung des mittlern Druckpunktes gegen die Senkrechte berechnet Boedeker für die bezeichneten Lokomotiven in

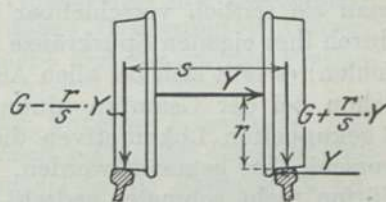


Fig. 328.



Krümmungen von 180 m Halbmesser für  $\mu = 1/4$  zu  $45^\circ$ , die Kraft  $S$  zu etwa  $0,6 \frac{G}{2}$ . Der Winkel  $\varphi$  nimmt ebenso wie  $S$  mit steigendem Krümmungshalbmesser nur langsam ab.

Aus diesen Betrachtungen ist zu erkennen, daß allein 40 bis 50% des Seitendruckes  $S$  durch die Mittelachse hervorgebracht werden, daß also die unverschiebbaren Mittelachsen zur Verringerung der Sicherheit gegen Engleisen und zur Vermehrung der Abnutzung der vorderen Radreifen in Krümmungen um so mehr beitragen, je weiter sie nach vorn gelagert sind. Es ist daher wichtig, diesen nachteiligen Einfluß der Mittelachsen zu beseitigen, was dadurch geschehen kann, daß man sie seitlich verschiebbar macht und sie nicht durch die Achslager, sondern durch ihre eigenen Spurkränze führen läßt. Dies Mittel wird in den T. V. 90,4 empfohlen; es läßt sich bei allen Achsen anwenden, die nicht Treibachse sind, und sollte schon bei der Gesamtanordnung in Betracht gezogen werden. Z. B. können bei 4 gekuppelten Lokomotiven die zweite Kuppelachse und die hintere Kuppelachse verschiebbar gemacht werden. Die Spurkränze solcher verschiebbaren Mittelachsen dürfen nicht schmäler gedreht werden als die übrigen.

Das Maß  $\sigma_1$ , um das eine Mittelachse nach jeder Seite verschiebbar sein muß, ergibt sich am besten durch Aufzeichnen oder aus Fig. 323 zu  $x + \sigma$ , also für scharfe Krümmungen zu

$$\sigma_1 = 2\sigma - \frac{a_2^2 - 2a_2z}{2R},$$

für mäßige Krümmungen, in denen die dritte Achse grade eben anläuft, also  $z = 0$  ist, zu

$$\sigma_1 = 2\sigma - \frac{a_2^2}{2R}.$$

Um Ausführungsschwierigkeiten zu vermeiden, wird man sich meist auf letzteres Maß beschränken müssen.

Die in Amerika übliche Fortlassung der Spurkränze an mittleren Achsen trägt zur Verringerung des Seitendruckes  $S$  der führenden Achse nicht bei, sondern vermeidet nur das Klemmen in sehr scharfen Krümmungen.

Das seitliche Gleiten der inneren Vorder- und Mittelräder auf der innern Schiene wirkt auf Umkippen dieser Schiene mit einer Kraft von höchstens  $\frac{\mu G_1}{2} + \frac{\mu G_2}{2}$ , die aber bei trockenem Wetter recht erhebliche Werte erreicht. In scharfen Krümmungen muß daher auch die innere Schiene gegen Kippen und Verschieben gesichert werden.

Bei mehr als drei parallel und unverschiebbar gelagerten Achsen wird die Drehung der Lokomotiven meistens um einen vor der Hinterachse liegenden Punkt stattfinden, dessen Lage aus dem Gleichgewicht der Kräfte und Drehmomente, oder am Modell, oder mittels des Verfahrens von Ü b e l a c k e r zu ermitteln ist.

**Genaue Einstellung in Krümmungen.** Im vorstehenden ist angenommen worden, daß die hintere der parallel gelagerten Achsen, solange sie nicht an der inneren Schiene anlaufen muß, sich nach dem Halbmesser einstelle, daß also die Drehung der Lokomotive um die Mitte dieser Achse statfinde. Diese Annahme würde bedingen, daß auf die Hinterachse keine seitliche Kraft wirkt. Bei zwei und drei parallelen Achsen ist diese Kraft verhältnismäßig klein, die Annahme also zulässig. Bei 4 und 5 parallelen Achsen und bei einstellbaren Triebgestellen nach den Anordnungen von M a l l e t - R i m r o t t, H a g a n s usw. läßt sich die Einstellung aber nur aus der Gleichheit der Reibungs- und Führungskräfte und ihrer Momente bestimmen. Auch die von der Tenderkupplung ausgeübten seitlichen Kräfte wirken dabei mit.



Der Seitendruck der führenden Spurkränze gegen die äußere Schiene wird bei großer Fahrgeschwindigkeit zeitweise erheblich über die berechneten Werte dadurch gesteigert, daß die seitliche Ablenkung keine gleichförmige ist, daß vielmehr der führende Spurkranz wegen der eigenen Schwingungen der Lokomotive und der unregelmäßigen Lage der Gleise bald stärker, bald schwächer gegen die Schiene gedrückt wird. Diese Ungleichmäßigkeit wird bedenklich, wenn sie infolge kurzen Achsstandes, großer überhängender Massen und glatter Schienen bei großer Fahrgeschwindigkeit in eine dem Schlingern sehr ähnliche regelmäßige Bewegung übergeht, die abwechselnd ein heftiges Anlaufen des führenden Spurkranzes und darauf folgendes Zurückschwingen des Vorderendes der Lokomotive bewirkt. Die Seitenkräfte, die die Lokomotive bei dieser Bewegungsart führen, müssen um so größer sein, je größer das Trägheitsmoment und die vor der Vorderachse überhängenden Massen sind.

Die dreiaxelige Lokomotive mit verhältnismäßig kurzem Achsstande und hinter den Zylindern liegender Laufachse besitzt hiernach bei großer Geschwindigkeit nur geringe Sicherheit der Führung in Krümmungen, da die Neigung zu ungleichmäßigem Gange groß ist, und die Seitenkräfte daher zeitweise bedeutend größer ausfallen müssen, als die angegebenen Mittelwerte. Die Beanspruchung des Oberbaues wird in gleichem Maße steigen und häufige Verschiebungen und Spurveränderungen der Gleise zur Folge haben.

Bei Lokomotiven mit Drehgestellen ist die Führung in Krümmungen ebenso wie in geraden Strecken weit sicherer, weil die Schwingungen der Lokomotive selbst auf die jeweilige Richtung des Laufes des Gestelles keinen, oder doch nur geringen Einfluß haben, eine Neigung zu ungleichmäßigem, aber in gleichen Zeitabschnitten wiederkehrendem Anlaufen des führenden Spurkranzes also nicht vorhanden ist. Das Drehgestell, dessen eigene Masse sehr gering ist, läuft vielmehr stetig an der äußern Schiene entlang und folgt jeder Unregelmäßigkeit der Bahnkrümmungen ohne Schwingungen zu erzeugen. Hierin liegt der für die Sicherheit bei großer Geschwindigkeit wesentliche Unterschied: Die feste Laufachse muß die starken Massenschwingungen der Lokomotive mitmachen, wird durch diese in ihrem Laufe beeinflusst, und erzeugt daher stark wechselnde Seitenkräfte zwischen dem führenden Spurkranz und der Schiene. Das Drehgestell dagegen läuft unabhängig von jenen Schwingungen, folgt den Unregelmäßigkeiten der Gleise mit stetiger Bewegung, und bedarf daher nur wenig wechselnder Seitenkräfte zu seiner Führung.

Frei drehbare Achsen stellen sich so ein, daß sie in Krümmungen auf den entsprechenden, in geraden Strecken auf gleichen Durchmessern der kegelförmigen Laufflächen laufen; sie werden also nicht durch die Lokomotiven geführt, sondern suchen sich ihren Weg selbst und folgen daher allen Gleisunebenheiten, namentlich wechselnder Neigung der Schienen derart, daß die betreffenden Lokomotiven vorn einen beweglicheren Gang haben, als bei festen oder seitlich verschiebbaren Achsen. Bei großer Geschwindigkeit, überhängenden Massen und zu geringer Größe der Mittelstellkraft tritt starkes Schlingern ein. Diese Achsen sind daher für Schnellzug-Lokomotiven wenig geeignet.

**Konizität der Radreifen.** Über den Einfluß derselben sind früher vielfach Versuche mit Wagen angestellt worden, von denen hier einige Ergebnisse nach dem Aufsatz im Organ 1883, S. 114, angeführt werden.

Die beobachteten Schwingungszeiten waren daselbst

beim Schlingern  $\frac{1}{2,5}$  Sek.,

„ Wanken  $\frac{1}{1,0}$  „ und beim Nicken  $\frac{1}{1,0}$  Sek.

und der Ausschlag 40 mm.







$$x^2 = 2R(\sigma + y)$$

und

$$(a - x)^2 = 2Ry$$

und daher

$$x = \frac{a}{2} + \frac{R\sigma}{a}.$$

Ist unter diesen Umständen  $\varphi$  der Anlaufwinkel, d. h. der zwischen der Längsachse des Fahrzeugs und der Tangente in  $A$ , so ist  $\sin \varphi$ , annähernd

$$= \operatorname{tg} \varphi = \frac{x}{R} = \frac{a}{2R} + \frac{\sigma}{a}.$$

Für die grade Bahn ist  $R = \infty$  und  $\sin \varphi = \frac{\sigma}{a}$  ( $\sigma =$  Gesamtspiel), daher um so kleiner, je größer der Radstand ist; für die Bahnkrümmungen erlangt er aber einen kleinsten Wert für

$$\frac{d\left(\frac{a}{2R} + \frac{\sigma}{a}\right)}{da} = \frac{1}{2R} - \frac{\sigma}{a^2} = 0,$$

oder für  $a = \sqrt{2R\sigma}$ , also für  $y = 0$  und  $x = a$ . Je kleiner also die Spielräume im Gleise sind, desto kleiner ist der Anschneidwinkel und die Gefahr der Entgleisung.

Die Spielräume der Achsen in ihren Lagern und der Achsbuchsen in den Führungen, in der Längs- und Querrichtung ermöglichen die relativen Bewegungen der auf den Federn ruhenden Masse. Bei den zwangläufigen und freien Lenkachsen ist eine Verschiebung und Verdrehung der Achsen, ohne gleichzeitige Beeinflussung der Fahrzeugmasse, gestattet. Mit der Größe des Seitenspielraumes steigt aber auch der seitlich mögliche Ausschlag der Vorderachse, womit eine größere Seitenkraft und Stoßwirkung gegen die äußere Schiene verbunden sein kann.

### b) Seitenverschiebung der Achsen.

Das einfachste Mittel der Kurvenbeweglichkeit ist die Seitenverschiebbarkeit der Achsen; die Größe des Anschneidwinkels wird aber dadurch nicht geändert. Sie ist besonders bei Mittelachsen notwendig, um ein zwangloses Befahren enger Bahnkrümmungen zu ermöglichen. Nach Fig. 330 erfordert ein dreiaxsiges Fahrzeug mit dem Radstand  $a$  in einer Bahnkrümmung vom Halbmesser  $R$  mindestens einen Gesamtspielraum im Gleise von  $\sigma_1 = \frac{a^2}{8R}$ , z. B. für  $a = 6$  m und  $R = 180$  m, von 25 mm; bei größerem Radstand oder noch kleinerem Kurvenhalbmesser muß die Mittelachse außerdem noch eine gewisse Seitenverschiebung erhalten. Bei den einzelnen Lokomotivbauarten wird noch in dieser Verbindung näher auf die verschiebbaren Achsen einzugehen sein, da sie noch einen besonderen Zweck zu erfüllen haben.

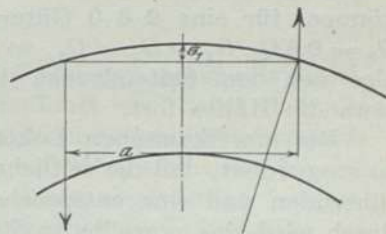


Fig. 330. Spielräume.

### c) Drehbare Achsen. Freie Lenkachsen.

**Geometrische Verhältnisse.** Ist die vordere Laufachse seitlich verschiebbar, so gelangen die übrigen Achsen in scharfen Krümmungen in günstigere Stellungen, so daß der Seitendruck  $S$  etwas geringer ausfällt. Dafür wird aber der Anlaufwinkel des führenden Spurkranzes und die Seitenverschiebung der ersten und



mittlern Achse vergrößert. An der Sicherheit der Führung und der gegenseitigen Abnutzung von Rädern und Schienen wird daher wenig geändert.

Kann sich die führende Achse frei in die Richtung des Halbmessers einstellen, so fällt ihre eigene Seitenverschiebung, also in der obigen Gleichung das Glied  $\frac{\mu G_1}{2}$  fort, und die verbleibende Kraft  $S$  wird zum Teil auf die innere Schiene übertragen. Der Seitendruck auf die äußere Schiene wird also sehr verringert, die kippende Wirkung auf die innere Schiene beseitigt. Die Stellung und Wirkung der übrigen Achsen wird nicht verbessert. Freie Lenkachsen werden aber bei Lokomotiven nicht verwendet, weil sie zu unruhig laufen.

Ist die vordere Laufachse, Fig. 333, um einen rückwärts liegenden Punkt drehbar gelagert, also zwangsläufig einstellbar, so kann man ihr einen Anteil an der Führung übertragen, der zur Radbelastung in angemessenem Verhältnisse steht. Den übrigen Anteil muß die erste, fest gelagerte Achse übernehmen, deren äußerer Spurkranz ebenfalls an der äußeren Schiene laufen muß. Die Einstellung der Lokomotive in scharfen Krümmungen erfolgt daher, wie in Fig. 333 angegeben, derart, daß die Laufachse und die erste Kuppelachse an der äußeren Schiene, die hintere Kuppelachse je nach der Größe des Krümmungshalbmessers frei in Richtung des Halbmessers oder an der inneren Schiene laufen. Der Ausschlag  $\sigma_1$  der Laufachse und der Halbmessers  $c$  ihrer Führung ergeben sich durch Aufzeichnen nach dem eben erwähnten bildlichen Verfahren, indem man dieser Achse für verschiedene Krümmungen und Spielräume  $\sigma$  die Stellung nach dem Halbmesser gibt und den Schnittpunkt der Mittellinien ermittelt. Der Ausschlag  $\sigma_1$  darf niemals kleiner begrenzt werden, als er sich für die kleinste Krümmung und den größten Spielraum bei abgenutzten Spurkränzen ergibt, da der Laufachse sonst die Führung allein zufallen würde, wozu ihre Belastung nicht ausreicht.

Laufachsen dieser Art sind in der Regel mit Federn, Keilflächen oder Gehängen versehen, die sie mit einer gewissen, zu ihrer Belastung  $G_1$  in angemessenem Verhältnisse stehenden, wagerecht wirkenden Kraft  $m G_1$ , in die Mittelstellung zurück zu bringen bestrebt sind. Diese Mittelstellkraft wirkt auf die ganze Lokomotive an dem Hebelarme  $b + a$  führend und entlastet die vordere Kuppelachse um den Wert  $m G_1 \cdot \frac{b+a}{b}$ . Nimmt man, um die Bedeutung dieser Entlastung beurteilen zu können, für eine 2·6·0 Güterzug-Lokomotive an:  $b = 4$  m,  $a = 2,3$  m,  $m = 0,3$ ,  $G_1 = 0,6 G_2$ ,  $G_2 = G_3 = G_4$ , so erhält die entlastende Kraft den Wert  $0,28 G_2$ , nimmt also von dem Seitendrucke der vordern Kuppelachse in scharfen Krümmungen etwa die Hälfte fort.

Bei amerikanischen Lokomotiven ist das Gehänge des Drehgestelles häufig so angeordnet, daß die seitliche Verschiebung eine vermehrte Belastung des äußeren führenden und eine entsprechende Entlastung des inneren Rades bewirkt. Hierdurch wird eine vorteilhafte Steigerung des Anteiles der Laufachse an der Führung der Lokomotive erzielt.

Bei Tenderlokomotiven darf das Verhältnis  $m$  nicht zu groß genommen werden, da die Kraft  $m \cdot G_1$  bei der Rückwärtsfahrt den Seitendruck der führenden Hinterachse um  $m \cdot G_1 \cdot \frac{a}{b}$  steigert.

Derartige Laufachsen erfordern, sofern sie ausreichende seitliche Beweglichkeit haben, keine bestimmte Belastung, da ihr Seitendruck immer in dem bestimmten Verhältnisse zur Belastung bleibt. Ist die Beweglichkeit, die bei obigem Beispiele für Krümmungen von 180 m Halbmesser etwa 70 mm nach jeder Seite betragen muß, ungenügend, so werden die Lokomotiven auch trotz starker Belastung der Laufachse stets Neigung zum Entgleisen zeigen, da dann die Führung in



scharfen Krümmungen der Laufachse allein zufällt, wobei sehr große Seitendrucke vorkommen.

**Freie Lenkachsen.** Es hat sich zwar herausgestellt, daß die radiale Einstellung dieser Achsen durch die Reibungswiderstände in den Stützpunkten eingeleitet wird, diese Widerstände daher ähnlich wie eine Mittelstellvorrichtung wirken, indem beim äußeren Rad ein Zurückbleiben des größeren Laufkreises eine nach vorn wirkende Reibung und umgekehrt beim voraneilenden kleinen Laufkreis des inneren Rades eine entgegengesetzte Wirkung entsteht, so erfolgt jedoch, wie bei jedem Mangel einer zwangläufigen Bewegung, diese nicht sicher und vollständig, Fig. 331. Hierdurch entsteht ein unruhiger Gang, indem diese Achsen gegen Bahnunebenheiten sehr empfindlich sind und dann einen größeren Zugwiderstand verursachen als zwangläufige Lenkachsen. Der Verfasser hat mit solchen Achsen an Wagen, bei denen in der Längsachse  $2 \cdot 17,5 = 35$  und in der Querachse  $2 \cdot 12,5 = 25$  mm Spielraum gegeben war, Beobachtungen angestellt, nach denen die tatsächlichen Einstellungen in Kurven von 180 m Halbmesser bzw.  $2 \cdot 5 = 10$  und  $2 \cdot 3 = 6$  mm waren. Übrigens wurde hierbei die schlängelnde Bewegung dieser Achsen nicht auf das Wagengestell übertragen.

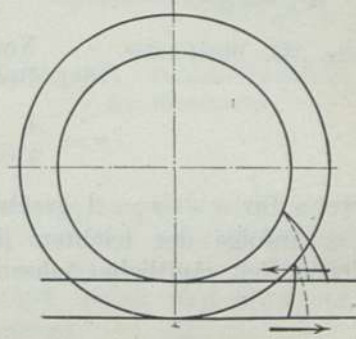


Fig. 331. Lenkachsen.

### 1. Einzelne Laufachsen.

Nach Fig. 332 kann durch das Seitenspiel  $\sigma_1$  einer Vorderachse der Radstand

$$a = \sqrt{2R\sigma} \quad \text{auf} \quad a_1 = \sqrt{2R(\sigma + \sigma_1)}$$

vergrößert werden, wodurch also nicht nur die Kurvenbeweglichkeit vergrößert, sondern auch, wie wir später sehen werden, der Seitendruck auf die äußere Schiene besser verteilt und die Beanspruchung der Gleise vermindert, sowie die Sicherheit der Fahrt erhöht wird; aber der Anschnidwinkel wird dabei etwas größer.

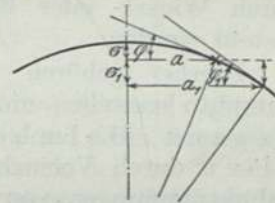


Fig. 332. Seitenverschiebung.

### Die Adams-Achse.

Sie stellt sich zwangläufig vollständig radial ein und beseitigt daher alle schleifenden Bewegungen und Reibungswiderstände; die Seitenkraft wird dabei ebenfalls verringert. Um aber das bei diesen Achsen in Bahnkrümmungen vorkommende Festklemmen der Achsbuchsen in ihren Führungen zu verhüten, sind diese bei der Henschelschen Variante nach oben und unten etwas abgeschrägt worden. Der Ausschlagwinkel bei der  $\frac{3}{4}$  gekuppelten Stadtbahn-Tender-Lokomotive ist etwa  $\pm 1^\circ$ , so daß die Achsen um  $\pm 30$  mm seitlich verschiebbar sind. Die Mittelstellkraft liegt etwa zwischen 0,3 und 0,6 t. (Die stärkste Bahnkrümmung der Berliner Stadt- und Ringbahn ist z. B.  $R = 280$  m.)

### Die Bissel-Achse.

Nach Fig. 333 ist der seitliche Ausschlag dieser Achse bei einer Deichsellänge  $c$

$$\sigma_1 = \frac{(a+b)^2}{2R} - \frac{b^2}{2R}$$

und die Deichsel  $c = \frac{\sigma_1}{\frac{a+b}{R}} = \frac{R\sigma_1}{a+b} = \frac{(a+b)^2 - b^2}{2(a+b)} = \frac{a}{2} \cdot \frac{a+2b}{a+b}$ .



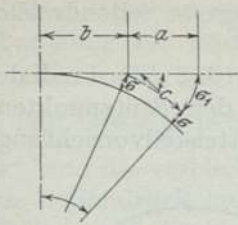


Fig. 333. Bissel-Achse.

Allerdings befindet sich die Vorderachse bei dieser Anordnung gewissermaßen in einem labilen Gleichgewicht; soll sie hingegen mit einem positiven Druck gegen die Außenschiene wirken, so müßte die Deichsel nach Fig. 333 eine größere Länge erhalten.

## 2. Drehgestelle.

Nach Fig. 334 erfolgt die zwanglose Einstellung unter der Bedingung, daß

$$x = \frac{A}{2} - \frac{a-b}{2} \quad \text{und} \quad y = \frac{A}{2} + \frac{a-b}{2},$$

wenn für  $x + y = A$  gesetzt wird.

Infolge der leichten Beweglichkeit und des geringen Trägheitswiderstandes legen sich sämtliche Achsen eines Drehgestells an die äußere Schiene an, so daß das vollkommene Rollen selbst in Bahnkrümmungen fast aufrecht erhalten und der Anschneidwinkel sehr klein wird. Ist der Drehzapfen des Gestells auch noch seitenbeweglich, so kann auch die erste Kuppelachse, unter weiterer Verbesserung des Ganges, an der äußeren Schiene zur Anlage kommen. Durch die seitliche Auflagerung des Haupttrahmens kann der Drehzapfen entlastet werden. Die Rückstellkraft ver-

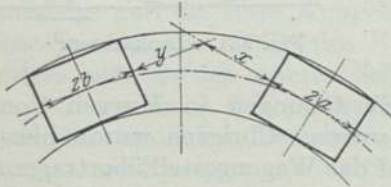


Fig. 334. Drehgestell.

mindert die heftige Übertragung der Seitenstöße auf den Haupttrahmen; sie wird durch Wickel- oder Blattfedern ausgeübt und soll im folgenden genauer festgestellt werden.

Hierher gehören auch die kurvenbeweglichen Güterzug-Lokomotiven mit Dampfdrehgestellen und lenkbaren Kuppelachsen, wie die Bauart von Klose, Hagans, Helmholtz und Klien-Lindner. Mit der letzteren hat Klien durch Versuche festgestellt, daß die nachlaufenden Hohlachsen in Bahnkrümmungen von 195 m Halbmesser eine schwache Überraialstellung und die Lokomotive selbst mit dem Radstand der gekuppelten Achsen eine Stellung in der Sehnenlage einnehmen. Hierdurch hat Klien eine Verdoppelung des Laufwegs bis zum Radabdrehen erreicht.

## B. Lokomotivbauarten.

Nach den vorangegangenen, mehr geometrischen Untersuchungen mögen hierauf die verschiedenen Lokomotivbauarten bezüglich ihrer Zahl und Anordnung der Achsen auch vom statischen und dynamischen Standpunkt aus betrachtet werden. Man unterscheidet in dieser Beziehung:

- zweiachsige Lokomotiven,
- dreiachsige Lokomotiven,  $\frac{2}{3}$  und  $\frac{3}{3}$  gekuppelt,
- vierachsige Lokomotiven,  $\frac{2}{4}$ ,  $\frac{3}{4}$  und  $\frac{4}{4}$  gekuppelt,
- fünfsachsige Lokomotiven,  $\frac{2}{5}$ ,  $\frac{3}{5}$ ,  $\frac{4}{5}$  und  $\frac{5}{5}$  gekuppelt usw.

### 1. Zweiachsige Lokomotiven.

Läuft die Hinterachse radial, also zwanglos, so ist, wie wir festgestellt haben,  $a^2 = 2R\sigma$ , wenn  $\sigma$  das Gesamtspiel im Gleise bezeichnet. Die Seitenkraft der führenden Vorderachse ist = der gleitenden Reibung der Achslast  $G$  auf den



Schienen =  $\mu G$ . Ist der Radstand kleiner, so strebt die Hinterachse nach außen, ist er größer, nach innen, im ersten Fall wird der Seitendruck verstärkt. Aus der Fig. 335 ist ersichtlich, daß jede Hinterachse eines Fahrzeugs das Bestreben hat, sich radial einzustellen. Zweiachsige Fahrzeuge haben bez. der einzelnen Achsbelastungen den Vorzug, daß diese infolge der geringen Zahl der Stützpunkte besser gesichert sind, während bei mehrachsigen Fahrzeugen die einzelnen Belastungen erst durch Wägungen festgestellt und berichtigt werden müssen.

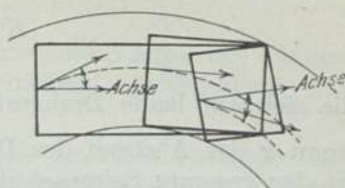


Fig. 335. Radiale Einstellung der Hinterachse.

## 2. Dreiachsige Lokomotiven.

Jede Satzachse, die gezwungen wird, anders als gradeaus zu gehen, drängt mit ihrer vollen Schienenreibung nach derjenigen Seite hin, nach der sie sich bewegen würde. Vgl. Hoffmann, Organ 1880, S. 198; Helmholtz, Z. Ver. deutsch. Ing. 1888, Nr. 15; v. Borries, Glasers Annalen 1896, S. 12 und Lotter, Handbuch zum Entwerfen regelspuriger Dampflokomotiven.

Hiernach besteht die Führung in der Bestimmung der Grenzlagen innerhalb des Gleises, und die als maßgebend zu betrachtende Führungslänge wird begrenzt durch die im Hauptrahmen fest- oder nur drehbar gelagerten Endachsen, bzw. konstruktiv ausgebildeten Drehzapfen.

Die Mittelachsen suchen nach außen zu laufen und drücken gegen den Rahmen, der sie aber an der weiteren Verschiebung mit der Kraft  $\mu G$  hindert und die sich nach vorn und hinten überträgt. So entsteht an der führenden Vorderachse bei gleichem Radstande eine gesamte Seitenkraft

$$= \mu G + \frac{\mu G}{2} = \frac{3}{2} \mu G.$$

Ist aber die Laufachse einer  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Lokomotive seitenbeweglich, so kann es erreicht werden, daß auch die zweite Achse anläuft und dann ihren eignen Seitenschub unmittelbar auf die Außenschiene überträgt; auch bei den  $\frac{3}{3}$  gekuppelten Lokomotiven kann dies dadurch geschehn, daß neben den Achslagern auch den Kuppelstangenlagern ein genügend großes Seitenspiel gegeben wird.

Nach der Fig. 330 würde der Seitenschub

$$\begin{aligned} \text{der Vorderachse} &= \mu G + \text{Lagerdruck} = 2 \mu G, \\ \text{,, Mittelachse} &= \text{,,} = - 2 \mu G \text{ und} \\ \text{,, Hinterachse} &= \text{,,} = - \mu G \end{aligned}$$

werden, so daß die Mittelachse verschiebbar gemacht werden muß, wobei die Einwirkung ihres Seitenschubs auf die Vorderachse beseitigt und die Abnutzung der Spurkränze auf zwei Achsen verteilt werden kann.

## 3. Vierachsige Lokomotiven.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte Lokomotiven  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  mit Drehgestell.

Diese Lokomotiven haben zwei fest im Hauptrahmen gelagerte Treibachsen und ein zweiachsiges Drehgestell. Bei einem dreiachsigen Fahrzeug ist der Seitenschub am führenden Vorderrade bei den Radständen  $a$  und  $b$ , für das äußere Hinterad als Drehpunkt

$$S = \mu G_1 + \frac{\mu G_2 \cdot b}{a + b} + \frac{\mu G_3 s}{2(a + b)}$$

und hiernach die Seitenkraft, die am Drehzapfen die Führung der vierachsigen Lokomotive bewirkt

$$K = \frac{\mu G_3 c}{c + b + x} + \frac{\mu G_4 s}{2(c + b + x)},$$

die sich auf beide Drehgestellachsen im Verhältnis  $\frac{x}{a-x}$  ihrer Radstände verteilt, wenn  $x$  der Abstand des Drehzapfens von der Hinterachse bezeichnet. Hiernach ist der gesamte Seitenschub der Vorderachse nach Fig. 336

$$S = \mu G_1 + \frac{\mu G_2}{2} \cdot \frac{s}{a} + \frac{x}{a} \left( \frac{\mu G_3 c}{d} + \frac{\mu G_4}{2} \cdot \frac{s}{d} \right),$$

z. B. für

$$G_1 = G_2 = 0,6 \cdot G_3 = 0,6 \cdot G_4,$$

$$\mu = \frac{1}{4}, \quad \frac{s}{a} = 0,75, \quad \frac{s}{d} = 0,23, \quad \frac{c}{d} = 0,4 \quad \text{und} \quad \frac{x}{a} = \frac{1}{2}$$

ist  $S = 0,450 \cdot G_1$  und der Spurkranzdruck  $= 0,325 G_1$ .

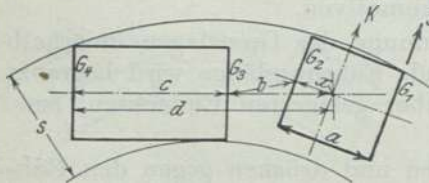


Fig. 336. Drehgestell.

Dieser Seitenschub kann aber noch mehr verringert werden, wenn der Drehpunkt im Drehgestellrahmen weiter zurückgelegt wird, sowie durch Vergrößerung von  $d$  und Verkleinerung von  $c$ ; ferner kann der von den zwei Achsen verursachte Seitendruck auf den Drehzapfen durch eine Seitenbeweglichkeit des letzteren aufgehoben werden, so daß die Führung

und der gesamte Seitenschub auch noch auf die Treibachse übertragen wird. Bei vorhandenen Rückstellvorrichtungen erfolgt die Übertragung der Seitenstöße auf den Hauptrahmen bzw. die ganze Lokomotivmasse in entsprechend ermäßigtem Grade.

Bei langsamem Gang wird eine Achse nach der anderen seitlich abgelenkt und das Drehgestell selbst nur gedreht, bei großer Geschwindigkeit aber im ganzen nach der Seite geworfen. Vgl. Weddigen, Glasers Annalen 1906, S. 236.

Bei mehrachsigen Fahrzeugen dürfte sich die Wirkung an den Schienenstößen in der Aufeinanderfolge teilweise ausgleichen.

Die Aufhängung der Hauptrahmen auf den Drehgestellen bzw. die Lastübertragung mit Rückstellvorrichtung erfolgt entweder durch schräge Pendel (Amerika), geneigte Gleitflächen, bei seitlich angebrachten Gummipuffern (England), oder durch Federn, die den Stoß mildern.

In Amerika sind die verschiedenen Anordnungen untersucht worden (Organ 1892, S. 36) wobei folgendes festgestellt wurde:

1. Rollen auf geneigten Ebenen.

Sie gewähren die größte Freiheit der seitlichen Bewegungen und beiseitigen den größten Anfangsdruck. Die Mittelstellkraft übt einen gleichförmigen, seitlichen Druck aus, ohne Rücksicht auf die Größe der Verschiebung und des Anfangswiderstands, was aber nicht zweckmäßig ist, da bei starker Verschiebung auch eine stärkere Kraft für die Zurückbewegung nötig ist.

2. Achsbuchsen mit seitlichen Federn in Gleisbögen einstellbar.

Der Seitendruck ist proportional der Verschiebung.

3. Parallele Hängglieder und seitliche Federn.

Der Anfangswiderstand ist von der Verschiebung unabhängig und kann geregelt werden; vorteilhafte starke Verschiebung.



## 4. Desgl., aber ohne Federn.

Kein Anfangswiderstand (nicht vorteilhaft).

## 5. Doppelte Aufhängung.

Bei richtiger Lage der Aufhängungspunkte und Länge der Hängelieder ist der Anfangswiderstand richtig bemessen. Seitendruck und Verschiebung stehen im richtigen Verhältnis.

Die bei uns gebräuchlichen Mittelstellvorrichtungen bestehen entweder aus Blattfedern von 800 mm Spannweite mit folgenden Mittelstellkräften und Durchbiegungen

im Anfang 1,2 t und 10 mm,  
am Schluß 4,8 t „ 25 „

oder aus Spiralfedern mit Spannungen in der Mittellage von 4 t und in der Endlage bis zu 9 t. Bei den Schlafwagen haben sich die Spannungen 1,5 und 4 t bewährt.

## Die zentral gekuppelte Personenzug-Tender-Lokomotive

(mit Endlaufachsen)  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{1 \cdot B \cdot 1}$ .

Sie haben zwei im Rahmen festgelagerte Treibachsen und an jedem Ende eine radial einstellbare Laufachse. Der führende Radstand ist zu klein, daher ist der Gang unruhig und die Lokomotive gegen Gleisunebenheiten ziemlich stark empfindlich. Um den Gang dieser Lokomotiven zu verbessern, sind von mir Beobachtungen mit verschiedenen Rückstellfedern ausgeführt worden. Bei den ursprünglichen Federn mit der Anfangsspannung 0,25 und der Endspannung 1,50 t war der Gang der Lokomotive selbst bei sehr guter Gleislage ganz unruhig, was sich bei stärkeren Federn von 1,25 bis 2,0 t bedeutend besserte und bei der größten Rückstellkraft von 2,50 bis 4,2 t, die ausprobiert wurde, trat ein vollständig ruhiger Gang ein; doch war der Unterschied der beiden letzten Versuchsergebnisse mit mittlerer und stärkster Kraft nicht bedeutend. Die Zahl der Schwingungen war fast unabhängig von der Federkraft, der Zuggeschwindigkeit und der Bahnkrümmung; sie war im Durchschnitt 125 in der Minute. Ferner wurde der mittlere und größte Ausschlag bei der schlingernden Bewegung mit wachsender Federspannung kleiner.

Hieraus ergibt sich, daß bei dieser stark verbreiteten Lokomotivbauart durch Rückstellfedern von etwa 1,5 t mittlerer Spannung ein annähernd ruhiger Gang erzielt werden kann. Zu schwache Rückstellfedern der Endlaufachsen genügen bei dem durch einen zu kurzen festen Radstand verursachten Mangel an Stabilität nicht mehr, weil der schlingernden Bewegung ein zu kleiner Widerstand entgegengesetzt wird. Der ruhige Gang in den Bahnkrümmungen und die Vermeidung zu starker Stöße und Abnutzung der führenden Vorderachsen in denselben erfordert aber wieder keine zu große Steifigkeit der Achsen, so daß bei dieser für den Dienst auf kurvenreichen Strecken bestimmten Lokomotivbauart in jedem besonderen Fall eine geeignete mittlere Federspannung praktisch ausfindig gemacht werden muß, die den besonderen örtlichen Verhältnissen entspricht, je nach dem Grade der die Reibungswiderstände überschreitenden Seitenstöße.

$\frac{3}{4}$  gekuppelte Lokomotiven  $\frac{2 \cdot 6 \cdot 0}{1 \cdot C}$  und  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 2}{C \cdot 1}$ .

Sie haben entweder vorn oder hinten eine Laufachse; beide Bauarten sind in der Gangart sehr verschieden.

Im ersten Fall entlastet die Mittelstellkraft, indem sie die Vorderachse nach außen und die Hauptrahmen nach innen drängt, die folgende Kuppelachse um



$\mu G_1 \frac{a+b}{b}$ , Fig. 337, für deren genügende Seitenbeweglichkeit aber gesorgt werden muß. Die Lokomotiven mit hinterer Laufachse haben auf anderem Gebiete gewisse

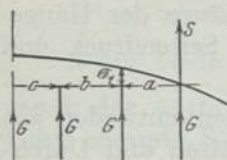


Fig. 337. Seitenverschiebung.

Vorzüge; sie gestatten eine lange und tiefe Feuerbuchse und große Rostfläche. Die meist um  $\pm 10$  mm seitlich verschiebbare Achse ist natürlich schwächer belastet als die Treibachsen, so daß sich die Lokomotivmasse leichter um die vorletzte Achse drehen kann, die sich radial einstellt. Die Verschiebbarkeit dieser Laufachsen hat nur geringen Zweck. Beim Kraußschen Drehgestell ist die erste Kuppelachse in der Einstellung der Laufachse mit einbezogen, so daß hierdurch derselbe Vorteil wie beim zweiachsigen Drehgestell und eine größere Führungslänge erreicht wird (Fig. 325).

**Drehgestelle in Krümmungen nach v. Borries.** Lokomotiven mit zweiachsigen Drehgestellen nehmen in Krümmungen, wie Fig. 324 in den Mittellinien zeigt, eine solche Stellung ein, daß nur die vordere Gestellachse führt. Die hintere Gestellachse läuft wegen der Kleinheit des Radstandes des Gestelles stets nach dem Krümmungsmittelpunkte gerichtet; die fest gelagerten Treibachsen nehmen Stellungen ein, die um so günstiger sind, je mehr die seitliche Verschiebung  $\sigma_1$  des Führungszapfens eine Annäherung des Spurkranzes der ersten Treibachse an die äußere Schiene gestattet.

Bei Drehgestellen, deren Führungszapfen wie gewöhnlich in der Mitte zwischen beiden Achsen liegt, ist der Seitendruck des führenden Spurkranzes also scheinbar verhältnismäßig groß, sogar größer als bei dreiachsigen Lokomotiven mit fest gelagerten Achsen. In Wirklichkeit ist er kleiner, weil die beiden Gestellachsen infolge des kleinen Radstandes  $a$  günstig stehen und an der Drehung mitwirken. Er läßt sich weiter verringern, wenn der Zapfen nach der hinteren Gestellachse hin verschoben wird. Für  $\frac{x}{a} = \frac{1}{4}$  würde beispielsweise  $S = 0,55 G_1$  sein.

Die Kraft  $K$ , die am Drehzapfen durch Federn oder Gehänge ausgeübt werden muß, um die Lokomotive zu führen, ist bereits angegeben; für vorstehendes Beispiel ist sie  $= 0,43 G_1$ . Bei der amerikanischen „Wiege“ hat die Seitenverschiebung eine Steigerung der Belastung der äußeren Räder unter entsprechender Entlastung der inneren zur Folge, wodurch das Verhältnis  $\frac{S}{G_1}$  günstiger gestaltet wird. Die seitliche Beweglichkeit  $\sigma_1$  des Drehzapfens wird am besten durch Aufzeichnen ermittelt. Eine Beweglichkeit von mehr als 30 mm würde bauliche Schwierigkeiten machen. In engen Krümmungen muß man daher ungünstigere Stellungen der Treibachsen zulassen und sogar schwächere Spurkränze anwenden, um Klemmen zu vermeiden.

Die Verdrehung des Gestelles gegen die Lokomotive ist annähernd gleich einer Neigung  $\frac{d}{R}$ .

Bei der Rückwärtsfahrt laufen zweiachsige Drehgestelle auch an der äußeren Schiene, wirken also günstig auf die Sicherheit der Führung durch die Hinterachse ein.

Bei dem Kraußschen Drehgestelle (Fig. 325), bei dem die vordere Laufachse mit der seitlich verschiebbaren ersten Kuppelachse zu einem Drehgestelle mit mittlerem, festem Zapfen verbunden ist, wird die Lokomotive durch diese beiden Achsen geführt. Die Einstellung der dritten und vierten Achse ist dieselbe wie bei einem zweiachsigen Gestell ohne Seitenverschiebung, also etwas ungünstiger als bei einem solchen mit Seitenverschiebung, oder bei einer einstellbaren Laufachse.



Die am Drehzapfen wirkende, wie vorstehend zu berechnende Kraft  $K$  verteilt sich auf die beiden führenden Spurkränze im Verhältnisse  $a - x : x$ . Die Seitendrucke der Spurkränze sind also:

$$S_1 = \frac{\mu G_1}{2} + \frac{x}{a} \cdot K, \quad S_2 = \frac{\mu G_2}{2} + \frac{a-x}{a} \cdot K.$$

$S_1$  ist also um den Anteil  $\frac{\mu G_2}{2} \cdot \frac{s}{a}$  kleiner als bei dem zweiachsigen Gestell, woraus sich der leichte Lauf der mit K r a u ß schem Gestell versehenen Lokomotiven in Krümmungen erklärt. Da der Anlaufwinkel des Spurkränzes gegen die Schiene bei der Laufachse kleiner ist als bei der Kuppelachse, so kann man ersterer im Verhältnis zu ihrer Belastung mehr Seitendruck geben und den Drehpunkt entsprechend weit nach vorne legen.

Die Verdrehung des Gestells und die Verschiebungen beider Achsen ermittelt man am besten durch Aufzeichnen, wie beschrieben. Dabei ergibt es sich als zweckmäßig, den Radstand der Kuppelachsen verhältnismäßig klein, den des Gestelles verhältnismäßig groß zu wählen, damit die dritte Achse nicht an die innere Schiene läuft.

Beim Rückwärtsgange sucht die zweite Achse sich nach dem Krümmungsmittelpunkte einzustellen; die Laufachse folgt in der Richtung auf ihre Mitte. Die Einstellung ist daher nur durch wiederholtes Versuchen zu ermitteln. In engen Krümmungen laufen, wie Fig. 326 zeigt, beide an die innere Schiene an. Die Einzeichnung ergibt, ob etwa die dritte Achse gegen die innere Schiene gedrängt wird, was nicht zuzulassen ist, weil der Seitendruck  $S_4$  an der führenden Achse bedenklich groß werden würde. Im übrigen kann  $S_4$  berechnet werden.

$${}^4_4 \text{ gekuppelte Lokomotiven } \frac{0.8 \cdot 0}{D}.$$

Bei fest gelagerten steifen Achsen drängen die drei ersten, jede mit ihrer Reibung  $\mu G$  gegen die Schienen nach außen, wenn die vierte radial läuft. Der Seitenschub  $S$  an der Vorderachse wird daher  $S = \mu G (1 + \frac{2}{3} + \frac{1}{3}) = 2 \mu G$ ; z. B. für  $G = 14 \text{ t}$  und  $\mu = \frac{1}{6} = 2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 14 = 4\frac{2}{3} \text{ t}$ . Wird nun bei den Radständen  $a$ ,  $b$  und  $c$  die zweite Achse seitenbeweglich gemacht, und zwar um

$$\sigma_1 = \frac{(a+b+c)^2 - (b+c)^2}{2R},$$

Fig. 338, so daß sie ihren eignen Seitenschub selbst auf die Schiene übertragen kann, so fällt ihre Einwirkung auf den Seitenschub  $S$  fort, und die Abnutzung der Radreifen wird unter Erhöhung der Fahrsicherheit auf zwei Achsen verteilt. Die vierte Achse widerstrebt mit ihrer Reibung  $\mu G$  dem Lagerdruck  $\mu G (\frac{1}{3} + \frac{2}{3}) = \mu G$  (bei gleichen Radständen) und befindet sich daher im labilen Gleichgewicht. Stände die dritte Achse radial, was dann eintreten kann, wenn sie z. B. stärker belastet ist, so würde ebenfalls

$$S = \mu G (1 + \frac{1}{2} + \frac{1}{2}) = 2 \mu G.$$

Sollen diese Lokomotiven auch auf Gebirgsstrecken mit 300 m Kurvenhalbmesser Verwendung finden, so erscheint es nötig, den beiden Vorderachsen Seitenspiel zu geben, und zwar nach folgender Berechnung. Ist z. B. der Radstand, wie bei der preußischen Normallokomotive  $a = 1,55$ ,  $b = 1,35$  und  $c = 1,60$ , also  $a + b + c = 4,5 \text{ m}$  und soll die Hinterachse sich zwanglos radial einstellen, so

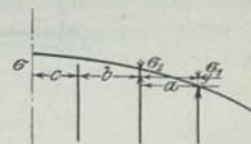


Fig. 338. Seitenverschiebung.











so drängt der Tender mit seinen zwei Vorderachsen die Lokomotive nach außen und der für den Gang der Lokomotive sehr vorteilhafte Seitendruck  $P$  auf den Kuppelbolzen ist (Fig. 342)

$$P = \mu G_2 \cdot \frac{a}{a+b+x} - \mu G_3 \cdot \frac{a+b}{a+b+x} + \mu G_1 \cdot \frac{c+d}{c+d+y} + \mu G_2 \cdot \frac{c}{c+d+y}.$$

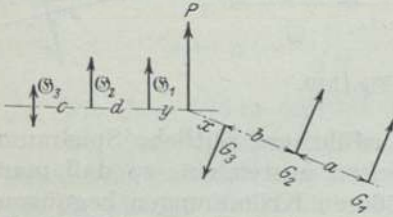


Fig. 342. Lokomotiv-Tenderkuppelung.

Ist dieser Wert positiv, so wird die gewünschte Sehnenstellung beider Fahrzeuge aufrecht erhalten.

**Einfluß auf die Gangart.** Die Kuppelung zwischen Lokomotive und Tender besteht aus einer steifen Kuppelstange, seltener einer starken Schraubenkuppelung und aus zwei Puffern, die meistens durch eine gemeinsame Blattfeder, seltener durch je eine Kegel- oder Schraubfeder angedrückt werden.

Die steife Kuppelstange hat in der Regel an beiden Bolzen runde Löcher mit geringem Spielraum, so daß sie auch den Druck der rückwärts arbeitenden Lokomotive auf den Tender überträgt, soweit er nicht schon von den Puffern und ihren Federn aufgenommen ist. Diese Kuppelstange schützt die Pufferfedern vor zu starker Belastung. Sie muß aber lang genug sein und an den Bolzen vor Abgleiten nach oben gesichert werden, damit sie sich nicht bei starkem Druck in senkrechter Ebene schräg stellen und dadurch starke senkrechte Kräfte auf die Enden der Lokomotive und des Tenders ausüben kann. Hat die Kuppelstange lange Bolzenaugen oder ist eine Schraubenkuppelung vorhanden, so müssen die Puffer die Druckkraft der, unter Umständen auch zweier Lokomotiven allein übertragen; die Federn reichen hierfür in der Regel nicht aus, so daß harte Stöße vorkommen, die den Zusammenhalt der beanspruchten Teile gefährden. Die steife Zugstange mit runden Löchern ist daher vorzuziehen, um so mehr, als sie die Gefahren (Einklemmen der Füße) vermeidet, die für die Mannschaft aus dem Zusammendrücken entstehen.

Die Zugkraft in der Kuppelung ist schon infolge der Ungleichmäßigkeit der Zugkraft am Treibradumfang nicht ganz gleichmäßig. Sie wird sehr ungleichmäßig durch die auf Zucken wirkenden Beschleunigungskräfte im Triebwerke, die sich auf die Lokomotive und den fest gekuppelten Tender nach Maßgabe ihrer Gewichte verteilen und durch die Kuppelung auf den Tender übertragen werden. Erreicht die Beschleunigungskraft bei großer Geschwindigkeit Werte bis 10 000 kg, wiegt der Tender 40% der Lokomotive mit Tender, so kommt auf die Kuppelung eine Kraft von 4000 kg, bei jeder Treibradumdrehung einmal von + auf - und zurück wechselnd. Die Pufferfedern müssen eine Vorspannung haben, die größer ist als diese Kraft, damit nicht beim Leerlauf die Zugkraft in der Kuppelung negativ wird, was das bekannte heftige Zucken an der Kuppelung zur Folge haben würde. Bei Vierzylinder-Lokomotiven, die nicht zucken, besteht diese Bedingung nicht.

Zur Bechränkung der Drehbewegung und des Schlingerns der Lokomotiven hat man die Puffer vielfach mit senkrecht halbrunden oder keilförmigen Köpfen versehen, die in entsprechenden Fällen an der Lokomotive eingreifen und die seitliche Bewegung beider gegeneinander verhindern oder erschweren. Der Tender wird also von den Dreh- und Schlingerbewegungen der Lokomotive mitgenommen und deren hierbei in Frage kommendes Trägheitsmoment entsprechend erhöht. Die Ausschläge bei beiden Bewegungen fallen daher namentlich am hinteren Ende der Lokomotive entsprechend kleiner aus.

Die Vorrichtung ist seinerzeit für die dreiachsigen Güterzug-Lokomotiven mit kurzem Radstande eingeführt worden, um diesen etwas höhere Geschwindigkeiten



gestatten zu können, ohne daß sie ins Schlingern gerieten. Später ist sie dann auch auf andere Lokomotiven übertragen worden. Die neueren Lokomotiven mit langem Radstande, namentlich die mit Drehgestellen, laufen meistens ruhiger als ihre Tender, so daß die Vorrichtung hier wenig Zweck und allenfalls die umgekehrte Wirkung hat. Infolge ihrer starken Vorspannung und der mangelhaften Schmierung ist übrigens die Reibung flacher Puffer an ihren Stoßplatten so groß, daß hierdurch häufig dieselbe Wirkung erreicht wird.

Die Einstellung in Krümmungen wird durch derartige Vorrichtungen stark beeinflusst. Fig. 343 zeigt die freie Einstellung der Lokomotive und des Tenders, ausgezogen für Vorwärts-, punktiert für Rückwärtsgang, der Einfachheit wegen gegeben durch die Endachsen 1, 2 der Lokomotive und 3, 4 des Tenders. In jeder Fahrrichtung läuft die voranlaufende Achse jedes Fahrzeuges an der

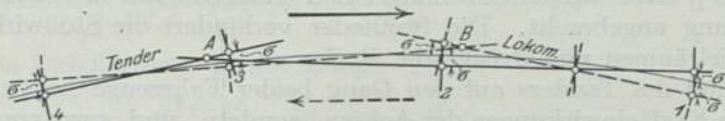


Fig. 343.

äußeren Schiene, die andere folgend oder an der inneren Schiene. Die Mittellinien beider Fahrzeuge schneiden sich für Vorwärtsgang im Punkt A, für Rückwärtsgang im Punkt B. A und B rücken um so weiter auseinander, je größer der Spielraum  $\sigma$  und — bis zum Anlaufen der folgenden Achsen an der Innenschiene — je kleiner der Krümmungshalbmesser ist.

Es gibt also keine Lage für eine seitlich unverschiebbare Kuppelung, die freie Einstellung beider Fahrzeuge gestatten würde, und man muß die Kuppelung zwischen A und B anbringen. Beim Vorwärtsgang kann dann nach Fig. 344 die erste Tenderachse 3 nicht mehr an die äußere Schiene laufen, strebt aber dahin und erzeugt

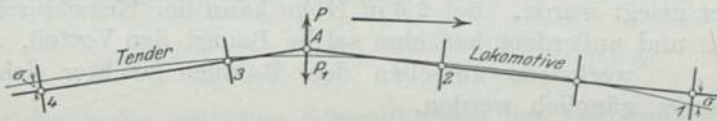


Fig. 344.

am Kuppelungspunkte A eine an der Lokomotive nach außen wirkende Kraft  $P$ , die die Drehung der Lokomotive unterstützt und den Spurkranzdruck an der sie führenden Achse 1 vermindert. Die gleiche Kraft  $P_1$  wirkt am Tender nach innen und führt ihn an Stelle der ersten Achse 3. Welche Einstellung Lokomotive und Tender unter dem Einflusse der Kuppelung einnehmen werden, kann nur aus dem Gleichgewicht der Kräfte und Momente ermittelt werden.

Hat die Kuppelung keilförmige Pufferköpfe, so sind die seitlichen Kräfte  $P$  und  $P_1$  durch die Vorspannung der Puffer und die Neigung ihrer Flächen begrenzt. Wird der seitliche Druck größer, was in engen Krümmungen in der Regel der Fall ist, so verschieben sich die Fahrzeuge gegeneinander und stellen sich unabhängig in die Krümmung ein. Die Kräfte  $P$  und  $P_1$  wirken aber mit ihren größten Werten weiter günstig auf die Drehung beider Fahrzeuge in der Krümmung ein. Bei einer Vorspannung der Puffer von höchstens 3000 kg und einer Neigung ihrer Flächen von 1:4 erreichen die seitlichen Kräfte 750 kg, was als zweckmäßige Grenze bezeichnet werden kann.

Ganz feste Kuppelungen sind nicht zu empfehlen, da sie namentlich bei Ein- und Ausfahrt in Krümmungen, namentlich rückwärts zu starkem Zwängen und Entgleisen des Tenders Anlaß geben können. Die Beschränkung der seitlichen



Bewegung hat für die Mannschaft den Vorzug sicheren Standes beim Feuern und Vermeiden etwaigen Einklemmens der Füße.

In England wird vielfach am Tender unter der Kuppelstange ein Zahn angebracht, der in eine Falle an der Lokomotive eingreift und jede seitliche Bewegung verhindert. Dabei erhalten aber die Tender-Achslager mit Ausnahme der letzten Achse so viel seitlichen Spielraum in ihren Führungen, daß sie sich stets frei einstellen können. Der Tender wird also vorn durch den Zahn, hinten durch seine Hinterachse geführt und damit ein sehr ruhiger und zwangloser Gang erreicht.

Die Stoßpuffer der Kuppelung sind gezwungen, den seitlichen Bewegungen der Lokomotive zu folgen, die hierdurch geringer werden. Die dreikantige prismatische Form der Stoßpuffer mit ebenen Seitenflächen bietet keinen richtigen Eingriff. Tilp hatte deshalb ebenfalls einen einzigen Zahn in der Mitte unter der Hauptkuppelung angebracht. Die Stoßfeder verhindert die Stoßwirkung bei eintretenden Spielräumen und drückt die Puffer an.

Der Einfluß des Tenders auf den Gang beider Fahrzeuge liegt nicht allein in den seitlichen Krafteinwirkungen der Achsen, sondern, und zwar vorzugsweise, im Gesamtradstande; denn namentlich die nickenden und schlingernden Bewegungen des Tenders, die sich auf die Lokomotive übertragen, werden durch die Rad- und Tragfederbasis vermindert. Bei zweiachsigen Tenders kann der Gang durch Anwendung eines Drehgestells jedenfalls verbessert werden; am ruhigsten gehen aber die auf zwei Drehgestellen gelagerten vierachsigen Tender.

### Höhenlage des Kessels.

Bei den Engländern haben die inneren Zylinder und die Steigerung des Treibraddurchmessers bis zu 2,35 m und bei den Amerikanern die verstärkte Lokomotivkraft zu einer höheren Lage der Kesselmitte bis 2,75 m geführt, indem der Kessel über die Räder gelegt wurde. Bei 2,6 m Höhe kann der Kesseldurchmesser schon 1,65 m werden, und außerdem hat eine solche Bauart den Vorteil, daß die Triebwerksteile zwischen den Rahmen leichter sichtbar und zugänglich werden.

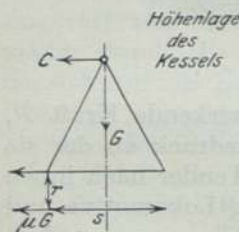


Fig. 345.

Das Gewicht des Lokomotivkessels mit Wasser ist etwa ein Viertel vom ganzen Gewicht der Lokomotive, so daß der Schwerpunkt der Gesamtmasse nur um ein Viertel der Erhöhung nach oben verschoben wird. Der Seitenstoß durch die Zentrifugalkraft und die schlingernden Bewegungen werden um so sanfter, je mehr elastische Teile zwischengeschaltet sind, was bei der größeren Höhenlage des Kessels zutrifft. Ferner erfolgt die Beanspruchung der Schiene mehr von oben und weniger seitlich (Fig. 345).

In seinem neuesten Werk über die „Oscillations de Lacet des Véhicules de chemin de fer“, 1909 (Paris bei Dunod), hat Marié diese Frage mathematisch aufgeklärt und den Einfluß der Höhenlage des Schwerpunkts einer Lokomotive auf den Seitenstoß gegen die Bahn, somit die hiermit verbundene Gefahr einer Entgleisung berechnet. Die Grundlage zu dieser Berechnung ist nach einer etwas anderen Herleitung folgende.

Ist  $G$  die Lage des Schwerpunkts der Lokomotivmasse  $m$  in der Höhe  $h$  über dem Stoßpunkte  $A$  (Fig. 346) des Gleises,

$Q$  das Trägheitsmoment um die Schwerpunktslängsachse,

$v$  die Seitengeschwindigkeit einer fortschreitenden Bewegung gegen die Schiene vor dem Stoße,



$\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der hierdurch hervorgerufenen Drehung der Lokomotivmasse um einen Punkt  $B$  im Abstand  $s$  von  $G$  und  $v'$  die Seitengeschwindigkeit der Masse  $m$  nach dem Stoße,

so erhält man die Größe eines Seitenstoßes in Form einer mechanischen Arbeit oder lebendiger Kraft

$$N = \frac{mv^2}{2} - \frac{mv'^2}{2} - \frac{Q\omega^2}{2}$$

$$v' = \frac{v \cdot h}{s+h}; \quad \omega = \frac{v}{s+h}; \quad Q = m\rho^2,$$

wenn  $\rho$  den Trägheitshalbmesser bezeichnet; also ist

$$N = \frac{mv^2}{2} \left[ 1 - \frac{h^2}{(s+h)^2} - \frac{\rho^2}{(s+h)^2} \right] = \frac{mv^2}{2} \cdot \frac{s^2 + 2sh - \rho^2}{(s+h)^2}.$$

Nach dem Pendelgesetz ist die Länge

$$s+h = \frac{\rho^2 + s^2}{s} \quad \text{oder} \quad h = \frac{\rho^2}{s};$$

daher

$$\begin{aligned} N &= \frac{mv^2}{2} \cdot \frac{\frac{\rho^4}{h^2} + \frac{2\rho^2 h}{h} - \rho^2}{\left(\frac{\rho^2}{h} + h\right)^2} = \frac{mv^2}{2} \cdot \rho^2 \cdot \frac{\rho^2 + h^2}{(\rho^2 + h^2)^2} \\ &= \frac{mv^2}{2} \cdot \frac{\rho^2}{\rho^2 + h^2} = \frac{mv^2}{2} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{h}{\rho}\right)^2}. \end{aligned}$$

Aus dieser sehr einfachen und eleganten Formel ist der Einfluß der Höhenlage des Schwerpunkts deutlich zu erkennen. Ist z. B.  $h = 1,8$  m,

$$\rho = \sqrt{\frac{Q}{m}} = \sqrt{\frac{Qg}{G}} = \sqrt{\frac{3300 \cdot 9,81}{40000}} = 0,9 \text{ m,}$$

so würde der durch die seitlichen Schwankungen der Lokomotive auf der einen Seite gegen die Bahn wirkende Stoß  $= \frac{1}{5} \cdot \frac{mv^2}{2}$  betragen.

Ist ferner das Gewicht der Lokomotivmasse  $G = mg = 40$  t, der Reibungskoeffizient  $\mu$  auf den Schienen  $= 0,2$ ,  $\sigma$  der Reibungsweg  $= 20$  mm, so würde die lebendige Kraft  $L = \frac{mv^2}{2}$  = der Reibungsarbeit  $\mu G \sigma = 0,2 \cdot 40000 \cdot 0,02 = 160$  kgm werden und der Seitenstoß

$$N = \frac{L}{1 + \frac{h^2}{\rho^2}} = \frac{160}{5} = 32 \text{ kgm.}$$

Aber auch die Seitenkraft  $S$  selbst kann ermittelt werden, indem die Stoßwirkung auf eine gewisse Durchbiegung  $\varepsilon$  der Radreifen und Schienen bezogen wird; es ist dann  $N = \frac{S\varepsilon}{2}$  und daher  $S = \frac{2N}{\varepsilon}$ , und zwar z. B. für

$$\varepsilon = 15 \text{ mm} = \frac{2 \cdot 32}{0,015} = 4,267 \text{ t.}$$

Die Zeitdauer der Stoßwirkung ergibt sich aus der Formel  $\sigma = \frac{ft^2}{2}$ , indem  $\mu G = mf$ , also die Beschleunigung  $f = \mu g$  und  $\sigma = \frac{\mu g \cdot t^2}{2}$ ; also

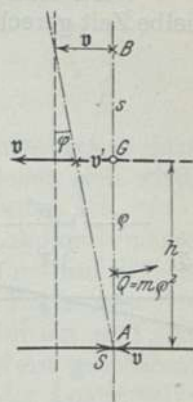


Fig. 346.  
Die Seitenkraft.

$$t = \sqrt{\frac{2\sigma}{\mu g}} \text{ z. B. } = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,02}{0,2 \cdot 9,81}} = 0,14 \text{ Sek.}$$

für  $\frac{1}{2}$  Schwingung.

Wird nun für die hierauf beim Rückstoß erfolgende Seitenverschiebung dieselbe Zeit gerechnet (sie wird tatsächlich wohl etwas kleiner sein), so ist nach Fig. 347

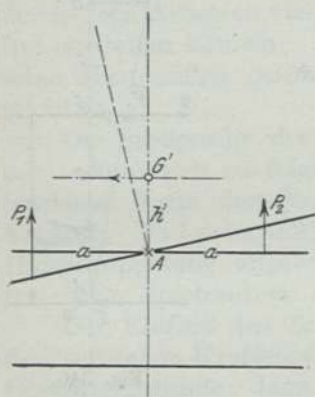


Fig. 347. Wirkung der Tragfedern.

$$P_1 = \frac{G'}{2} \left(1 + \frac{1}{10}\right) \quad \text{und} \quad P_2 = \frac{G'}{2} \left(1 - \frac{1}{10}\right)$$

und das Moment dieser Kräfte

$$\begin{aligned} M &= (P_1 - P_2) a = \frac{2 \cdot G'}{2} \frac{1}{10} a = \frac{G' a}{10} = Q' \frac{d\omega}{dt} \\ &= (Q + m' h'^2) \frac{d\omega}{dt} = m' (g'^2 + h'^2) \frac{d\omega}{dt}, \end{aligned}$$

wenn

$Q$  das Trägheitsmoment der auf den Federn ruhenden Lokomotivmasse  $m'$  um die wagerechte Schwerpunktslängsachse,

$\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Drehung und  $g'$  den Trägheitshalbmesser bezeichnet.

Man erhält daher die Winkelbeschleunigung

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M}{Q'} = \frac{(P_1 - P_2) a}{m' (g'^2 + h'^2)} = \frac{G' a}{10 m' (g'^2 + h'^2)}.$$

Die Geschwindigkeit der im Punkte  $G'$  vereinigt gedachten Masse ist  $v' = h' \omega$ ; die Beschleunigung der seitlich fortschreitenden Bewegung des Schwerpunkts  $f = \frac{dv'}{dt} = \frac{h' d\omega}{dt}$  und die hieraus hervorgehende beschleunigende Seitenkraft

$$P = m' f = m' \frac{d\omega}{dt} = \frac{G' a b'}{10 (g'^2 + h'^2)} = \frac{G' a}{10 h' \left(1 + \frac{g'^2}{h'^2}\right)}$$

$g'$  ist etwa  $= h'$ ; also  $P = \frac{G' a}{20 h'}$ , demnach proportional  $\frac{a}{h'}$ . Diese durch das Wanken eintretende Seitenkraft ist also umgekehrt proportional der Höhe  $h'$ ; z. B.

$$= \frac{55000 \cdot 0,6}{20 \cdot 1,1} = 1,5 \text{ t.}$$

Sind Tragfedern vorhanden, so erfolgt der endgültige Ausgleich der störenden Bewegung durch ihre Durchbiegung und innere Reibung.

Bezeichnet  $G'$  das auf den Federn ruhende Gewicht der Lokomotive,

$\delta$  die Durchbiegung der Tragfedern,

$\mu$  den Reibungskoeffizienten zwischen den Federlagen,

so ist die ausgleichende Reibungsarbeit der Federn für eine ganze Schwingung  $L' = 2 \mu G' 2 \delta$ ; z. B.  $= 2 \cdot 0,13 \cdot 34000 \cdot 2 \delta = 96 \text{ kgm.}$

Die hierdurch eintretende Durchbiegung ist

$$\delta = \frac{L'}{4 \mu G'} = \frac{96}{4 \cdot 0,13 \cdot 34000} = 5,6 \text{ mm}$$

und daher bei einer statischen Durchbiegung von  $\delta_0 = 60 \text{ mm}$ , etwa ein Zehntel derselben.

Der bei dieser störenden Bewegung eintretende Seitendruck der Lokomotivmasse mittels der Achslager gegen die Achsen berechnet sich wie folgt:



Ist nach Fig. 347

$G'$  die Lage des Schwerpunkts des auf den Federn ruhenden Baues,

$h'$  die Höhe über dem Drehpunkt  $A$  und

$2a$  die Entfernung zwischen den Federmitten,

so erhält man für eine ganze Schwingung die Zeitdauer

$$\tau = 4 \cdot \sqrt{\frac{2\sigma}{\mu g}} = 0,56 \text{ Sek.},$$

während nach zahlreichen Beobachtungen für alle Arten von Fahrzeugen  $\tau$  fast unveränderlich  $= \frac{2}{3}$  Sek. angenommen werden kann, woraus zu schließen sein wird, daß der Reibungskoeffizient doch etwas zu groß vorausgesetzt worden ist.

Während des Rückstoßes der Achsen setzt der obere Teil der Lokomotivmasse die noch nicht behinderte Seitenbewegung bis zu ihrer Vernichtung fort und drängt die Achsen nochmals gegen die Schienen, so daß durch die beiden Endachsen des Fahrzeugs  $2 \cdot N$  kgm von der entwickelten Energie  $L$  vernichtet werden und der Ausgleich des Restes  $L - 2N = 160 - 2 \cdot 32 = 96$  kgm auf andere Weise geschehen muß. Dies würde bei Fahrzeugen ohne Tragfedern durch Anheben der Lokomotivmasse und Aufsteigen der Räder auf die Schienen erfolgen, wobei  $Gx = L - 2N$ ; also die Anhebung des Schwerpunkts

$$x = \frac{L - 2N}{G} = \frac{160 - 2 \cdot 32}{40000} = 2,4 \text{ mm}$$

und der Räder  $2x =$  etwa  $5 \text{ mm.}^1)$

### Abnutzung der Radreifen und Eisenbahnschienen.

Es erscheint zweckmäßig, einige Angaben über die Ausbesserung und Dauer dieser Teile zu geben, die mit den vorangegangenen Betrachtungen im Zusammenhang stehen. Die Kurvenbeweglichkeit hat einen solchen Einfluß, daß nach Glasers Annalen 1895, Heft 4, die Abnutzung

|                | bei dreiachsigen Lok.<br>mit steifen Achsen | bei vierachsigen Lok.<br>Bauart Meyer |
|----------------|---|---------------------------------------|
| der Lauffläche | 81  | 52                                    |
| „ Spurkränze   | 46  | 12                                    |

beträgt.

Die Dauer der Radreifen bis zum Abdrehen ist bei der letzteren Bauart mit Dampfdruckgestell zweimal so groß als bei der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten.

Die Schienenabnutzung auf Gebirgsbahnen mit  $\frac{1}{50}$  Steigung:

350 m Kurvenhalbmesser,  
132 mm Schienenüberhöhung im Gefälle,  
16 mm Spurerweiterung

war nach eignen Beobachtungen bei der größten Zuggeschwindigkeit von

25 km/st aufwärts und  
57 „ abwärts,  
in der Höhe 0,2 — 0,3 mm/Jahr und  
seitlich 0,8 — 1,0 „

Nach Beobachtungen betragen die Unterhaltungskosten des Oberbaus einer Strecke beim Betrieb mit  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Lokomotiven

in der Graden 630 M.,  
in Kurven 840 M.

<sup>1)</sup> El. Kraftbetr. u. B. 1910, Nr. 7. — Brecht, Über die Schwerpunktslage und Kreiselwirkung bei elektrischen Lokomotiven.

und beim Betrieb mit  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Lokomotiven bzw. 525 und 525 M./km, so daß durch die Einführung der kurvenbeweglichen Lokomotiven für 1 km und Jahr 210 M. erspart werden konnten.

Da ein beträchtlicher Teil dieser Kosten auf den Einfluß der Schienenstöße zu rechnen ist, war man bemüht, die Stoßschwelle enger zu legen, was z. B. in Bayern bei eisernen Schwellen bis zum Maß 340 und bei hölzernen Schwellen bis zum Maß 420 mm durchgeführt werden konnte.

Ferner bewähren sich kräftige Winkellaschen mit größeren Anlageflächen und sechs Befestigungsschrauben, 2,7 m lange Schwellen, Verbesserung der Bettung und ihrer Entwässerung.

### Stöße im Triebwerk.

Im Kurbeltriebwerk werden die bewegenden Kräfte durch gelenkig miteinander verbundene Teile zwangsläufig übertragen, zwischen denen aber durch allmähliche Abnutzung der Druckflächen kleine Spielräume entstehen, die den genauen Zusammenhang stören und Stöße verursachen. Diese Teile sind die

Kreuzkopfbolzen,  
Gradführungen,  
Kurbel- und Kuppelzapfen,  
Achsschenkel und  
Achsbuchsen.

Bezeichnet  $\delta$  die in der Richtung der Bewegung gemessene Länge des Spielraums,  $t$  die Zeit, in der die Zwangsläufigkeit der beiden verbundenen Teile unterbrochen ist, indem der Spielraum zur weiteren Übertragung der Kraft erst durchlaufen werden muß; bezeichnet ferner  $P$  diese im Gelenk zu übertragende Kraft,  $G = mg$  das Gewicht der zurückschlagenden Triebwerksmasse, so ist die Beschleunigung derselben

$$f = \frac{dv}{dt} = \frac{P}{m} = \frac{P \cdot g}{G},$$

also die relative Geschwindigkeit zwischen den beiden Teilen

$$v = \int f dt = \int \frac{Pg}{G} \cdot dt = \frac{g}{G} \int P dt.$$

$P$  ist selbst eine Funktion der Zeit, kann aber für die kurze Dauer der Stoßwirkung der Zeit proportional  $= a \cdot t$  gesetzt werden, so daß

$$v = \frac{ag}{G} \int t dt = \frac{ag \cdot t^2}{G \cdot 2}$$

und der durchlaufene Spielraum

$$\delta = \int v dt = \frac{ag}{2G} \cdot \int t^2 dt = \frac{ag t^3}{6G} = \frac{g P^3}{6 a^2 g} \quad \text{und die Zeit } t = \sqrt[3]{\frac{6 G \delta}{ag}}.$$

Hiernach ist die relative Geschwindigkeit in ihrer Abhängigkeit vom Spielraum  $\delta$

$$v = \frac{ag}{2G} \sqrt[3]{\left(\frac{6 G \delta}{ag}\right)^2} = \sqrt[3]{\frac{4,5 \cdot ag}{G} \cdot \delta^2}.$$

Vgl. auch G r a s h o f, Kraftmaschinen, Bd. 3, S. 601 und Z. Ver. deutsch. Ing. 1893, S. 10.

Schneidet in der Fig. 348 die Druckkurve  $AB$  die Nulllinie unter einem Winkel  $\varphi$ , so ist dieser ein Maßstab für die Heftigkeit des Stoßes; denn die trigonometrische



Tangente dieses Winkels ist  $\operatorname{tg} \varphi = -\frac{dP}{dx} = -\frac{dP}{V dt}$ , proportional der Kraftsteigerung in der Zeiteinheit  $\frac{dP}{dt}$ , wenn z. B.  $V$  die Kolbengeschwindigkeit an der

betreffenden Stelle bezeichnet; daher ist  $\operatorname{tg} \varphi = -\frac{a}{V}$

und der Koeffizient

$$a = -V \operatorname{tg} \varphi.$$

Die auf Zerstörung wirkende Stoßarbeit ist

$$L = \frac{m v^2}{2} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = \frac{P \varepsilon}{2},$$

Fig. 348. Stöße im Triebwerk.

wenn  $P$  die Stoßkraft und  $\varepsilon$  die unter ihrer Einwirkung eintretende Formänderung der Teile innerhalb der Elastizitätsgrenze bezeichnet; denn es ist  $L = \int P \cdot d\varepsilon$  und, da  $P$  proportional  $E\varepsilon = cE\varepsilon$  gesetzt werden kann,

$$\int cE\varepsilon d\varepsilon = \frac{cE\varepsilon^2}{2} = \frac{P\varepsilon}{2}$$

für  $E$  als Elastizitätsmodul; daher ist

$$L = \frac{P^2}{2cE} \quad \text{und} \quad P = \sqrt{2cEL} = \sqrt{\frac{cEGv^2}{g}} = v \sqrt{\frac{cEG}{g}}.$$

Da die Stoßwirkung mit dem Winkel, unter dem die Dampfdrucklinien der Indikatordiagramme sich mit den Beschleunigungsdruckkurven schneiden, wächst, so steigert sie sich noch, je mehr sich die Druckwechsellpunkte den toten Punkten des Kolbens nähern und kann in diesen selbst bis ins Unendliche anwachsen, wenn der Winkel  $\varphi$  sich einem rechten nähert. Man muß also darauf hinwirken, daß diese Druckwechsellpunkte unter allen Betriebsumständen so weit als möglich uach der Hubmitte hin verlegt werden.

Die Stöße in den Gradführungen erfolgen in denselben Druckwechsellpunkten, sind aber wegen der geringen Stärke der Normalkräfte gegen die Gleitbahn viel schwächer. Beim Vorwärtsgange werden diese Stöße durch die Massen der bewegten Gradführungsteile noch verstärkt. Bei ortsfesten Dampfmaschinen kann dieser Umstand die Entscheidung über die Bewegungsrichtung geben.

Der Wert  $a$  in der obigen Formel ist zunächst nicht bekannt; dagegen ist aus den Drucklinien ohne weiteres zu entnehmen, in welchem Maße  $P$  mit dem durchlaufenen Kurbelwinkel  $\alpha$  zunimmt. Setzt man also  $P = k\alpha$  und weiter  $t = \frac{\alpha}{2\pi \cdot n}$ , worin  $n$  die Umdrehungszahl in 1 Sek. bezeichnet, so ergibt sich aus  $P = at = k\alpha$ , auch  $t = \frac{k\alpha}{a} = \frac{\alpha}{2\pi n}$ , also  $a = k \cdot 2\pi n$  und die Stoßarbeit nach v. Borries

$$L = \frac{P\delta}{2} = \frac{\delta}{2} \sqrt[3]{\frac{6a^2 G \delta}{g}} = \frac{\delta}{2} \sqrt[3]{\frac{6 \cdot (k \cdot 2\pi n)^2 G \delta}{g}} = 1,44 \delta \sqrt[3]{k^2 \cdot n^2 \delta G}.$$

Die Stärke des Stoßes nimmt also zu: Etwas stärker als der Spielraum  $\delta$ , etwas langsamer als das Verhältnis  $k$  und die Umdrehungszahl  $n$ , in geringem Maße mit dem getriebenen Gewichte  $G$ .

Da alle anderen Werte festliegen, so bietet sich als Mittel zur Abschwächung der Stöße nur die Verhältniszahl  $k$  möglichst niedrig zu halten, d. h. der Druckwechsel soll in einer Kurbellage stattfinden, an der  $P$  langsam zunimmt. Ob dabei diese Kurbellage vor, in oder hinter den toten Punkt fällt, ist gleichgültig. In Fig. 349 stellt die Linie  $T_1 T_1$  die aus Fig. 151 entnommenen Triebkräfte dar, senkrecht aufgetragen auf dem abgewickelten Kurbelkreise  $K O K$  als Grundlinie von  $45^\circ$  vor



bis  $45^\circ$  nach dem toten Punkte 0. Bei  $A_1$  beginnt für 20% Füllung die Einströmung die bei  $C_1$  die volle Eintrittsspannung von 12 Atm. erreicht. Die Linie  $B_1 B_1$  stellt in gleicher Art die Beschleunigungskräfte für  $n = 4$  unter gleichen Annahmen wie in Fig. 151 dar, die aber wie dort entgegengesetzt zu  $T_1 T_1$  gerichtet sind. Das Verhältnis  $\frac{r}{l}$  ist in Fig. 349

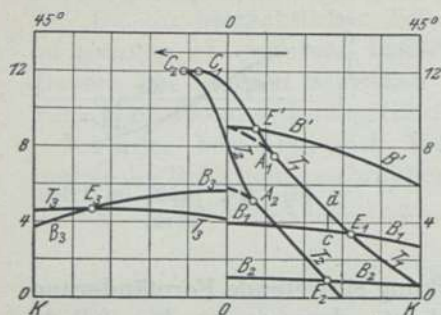


Fig. 349. Druckwechsel am Kurbelzapfen nahe den Hubenden.

zu 0 angenommen, so daß  $B_1$  den Mittelwert für beide Hubenden darstellt. Der Schnittpunkt  $E_1$  beider Linien ist der Punkt des Druckwechsels am Kurbelzapfen. Aus der Neigung der Linien gegeneinander kann man den Wert  $k = \frac{P}{\alpha}$  für die Druckzunahme ermitteln. In diesem Falle ist die Bogenlänge für  $E_1 c = \frac{1}{10}$  des Kurbelhalbmessers,

also  $k = 10 \cdot cd$  und da  $cd =$  zu etwa 1 kg/qcm gemessen ist,  $k = 10$  kg auf 1 qcm Kolbenfläche. Bei zunehmender Geschwindigkeit werden die Beschleunigungskräfte größer, so daß für  $n = 6$  die Linie  $B'$  gilt, die  $T_1$  in dem stark ansteigenden Abschnitte  $A_1 C_1$  der Einströmung in  $E'$  schneidet.

An dieser Stelle ist  $k =$  etwa 22, und der Stoß fällt  $\sqrt[3]{\left(\frac{22}{10}\right)^2 \cdot \left(\frac{6}{4}\right)^2} =$  rd. 2,2 mal so stark wie bei vier Umdrehungen aus. Die Linie  $T_2$  stellt die Triebkräfte für die Annahme in Fig. 152,  $\varepsilon = 40\%$  und  $n = 2$  dar,  $B_2$  die entsprechenden Beschleunigungskräfte. Der Schnittpunkt  $E_2$  liegt weit vor dem Einströmungspunkte  $A_2$ , weil die Kräfte  $B$  eben gering sind; der Wert  $k$  ist etwa = 13 Atm.

Die Darstellung zeigt, daß der Druckwechsel am Kurbelzapfen bei geringen und mittleren Geschwindigkeiten stets, bei großen bei ausreichend hoher Kompression in diese fällt, wobei die Stöße so gering als eben möglich werden; daß er aber bei sehr großen Geschwindigkeiten in die Einströmung fällt, wobei dann starke Stöße entstehen. Man soll also den schädlichen Raum so klein und die innere Deckung so groß machen, daß bei dem für die größte Geschwindigkeit beabsichtigten größten Füllungsgrade die Kompressionsspannung am Hubende über den Beschleunigungskräften bleibt. Anders gestaltet sich die Darstellung für Niederdruckkurbeln der Vierzylinder-Verbund-Lokomotive nach Fig. 154, für die die Trieb- und Beschleunigungskräfte durch die Linien  $T_3$  und  $B_3$  dargestellt werden, die sich erst hinter dem toten Punkte in  $E_3$  und hier unter sehr spitzem Winkel schneiden.  $k$  fällt daher sehr klein aus, und die Lokomotiven arbeiten daher fast stoßfrei. Wenn die Kompressionsspannung bis nahe an die Einströmungsspannung reicht, so verliert der Druckwechsel im Einströmungswinkel seine bedenkliche Wirkung, weil die Linie  $T_1$  hier nur wenig steigt. Dies wird durch die Erfahrung bestätigt, daß man das starke Stoßen durch Verminderung der Eintrittsspannung, Anziehen des Reglers beseitigen kann. Die Verbundlokomotiven, die in beiden Zylindern hohe Kompression haben, arbeiten daher bei großen Geschwindigkeiten ruhiger als Zwillingslokomotiven, namentlich wenn diese mit verhältnismäßig großen Füllungsgraden fahren.

Zur Berechnung der Stärke der Stöße nach obiger Formel muß der aus Fig. 349 ermittelte Wert von  $k$  mit der Kolbenfläche vervielfältigt werden. Für den Gang der ganzen Lokomotive sind die Stöße in den Kurbelzapfen übrigens fast ohne Bedeutung, weil sie von den großen Gewichtsmassen der Räder aufgenommen und daher kaum weiter übertragen werden.

Weit wirksamer sind die Stöße in den Achslagern, weil dabei die



großen Gewichtsmassen der Räder und Achsen in Bewegung gesetzt und mit den Achsschenkeln gegen ihre Lager gestoßen werden. Weil ferner die Spielräume in den Lagerschalen nicht wie bei den Stangen gelegentlich beseitigt werden können. Bei den Druckwechseln in den Achslagern kommen die Mitwirkung der anderen Maschinenseite und der Zugkraft in Betracht.

Nach Fig. 350 bewirkt die Triebkraft  $T_r$  des rechten Kurbelzapfens am rechten Lager einen wagerechten Druck auf den rechten Achsschenkel

$$P_1 = T_r \cdot \frac{a+c}{2c},$$

die z. Z. entgegengesetzte Triebkraft  $T_l$  des linken Zapfens daselbst einen gleichgerichteten Druck  $P_2 = T_l \cdot \frac{a-c}{2c}$ . Der Druck der Triebkräfte gegen die Achsschenkel und Lager ist also

$$P_{3r} = T_r \cdot \frac{a+c}{2c} \pm T_l \cdot \frac{a-c}{2c},$$

worin das zweite Glied je nach der Richtung der Kraft  $\pm$  oder  $-$  zu nehmen ist. Ebenso geht es am linken Achsschenkel. Die Richtungen der Kräfte wechseln mit den Kurbelstellungen. Die Zugkraft  $Z$  wirkt dagegen stets in der Fahrrichtung. Bei großen Rädern, die wegen ihrer langen Speichen gegen Verdrehung nachgiebiger sind als die Achsen, darf man annehmen, daß sich die Zugkraft  $Z$  beider Kurbeln ziemlich gleichmäßig auf beide Achslager verteilt. Der wirkliche Druck der Achsschenkel gegen die Lager ist dann

$$P_{4r} = T_r \cdot \frac{a+c}{2c} \pm T_l \cdot \frac{a-c}{2c} \pm \frac{Z}{2}.$$

In Fig. 351 sind diese Kräfte nach Fig. 151, also für Zwillingswirkung, 20% Füllung, vier Umdrehungen,  $\frac{r}{l} = \frac{1}{6}$  und für außen liegende Zylinder für die verschiedenen Kurbelstellungen ebenso dargestellt, wie die Drehkräfte in Fig. 156 bis 160. Die Kräfte sind auf dem abgewälzten Kurbelkreis als Nulllinie für die Richtung von vorn nach hinten nach oben, von hinten nach vorn nach unten abgetragen. Demgemäß stellen die Linien  $T_r$  und  $T_l$  die an den Kurbelzapfen wirkenden, aus Fig. 151 entnommenen Triebkräfte (nicht Drehkräfte) dar.  $T_l$  hat wieder gleichen Verlauf wie  $T_r$ , ist nur um eine Vierteldrehung verschoben. Aus  $T_r$  und  $T_l$  sind die Linien  $P_{3r}$  und  $P_{3l}$  nach obiger Gleichung unter der Annahme abgeleitet, daß für außen liegende Zylinder  $\frac{a+c}{2c} = 1,40$ ,  $\frac{a-c}{2c} = 0,40$ . Dabei war zu beachten, daß die Triebkräfte  $T_r$ ,  $T_l$  auf der anderen Seite stets entgegengesetzt gerichtete Teilkräfte bewirken. Hierzu kommt die aus Fig. 156 entnommene Linie der halben Zugkräfte  $\frac{Z}{2}$ , die zu  $P_{3r}$  und  $P_{3l}$  zugesetzt werden muß, um die Linien  $P_{4r}$  und  $P_{4l}$  für die Lagerdrucke zu erhalten. Die sämtlichen Kräfte sind wieder in Kilogramm auf 1 qcm Kolbenfläche gemessen. Die überschüssigen Fliehkräfte der Gegengewichte sind nicht berücksichtigt, da sie bei 10 bis 20% Ausgleich und Verteilung auf beide Räder jeder Seite keinen erheblichen Einfluß haben.

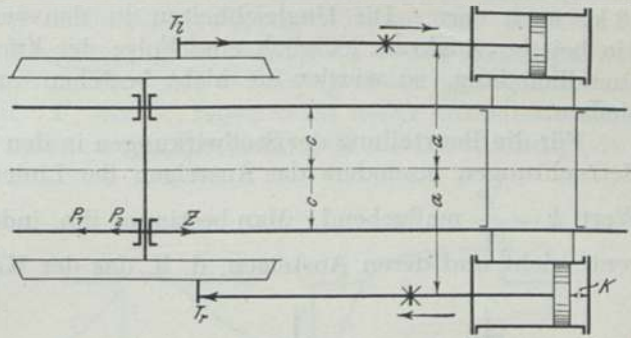


Fig. 350.



Die Linien  $P_4$  zeigen einen sehr eigenartigen Verlauf, im ganzen nach unten (vorn) wegen der mitwirkenden Zugkraft größere Werte als nach oben (hinten). Ihre größten Werte erreichen sie im III. und IV. Drehungswinkel mit 15,3 und 13 kg nach vorn. Die Ungleichheiten in den verschiedenen Vierteln sind ebenso wie bei der Zugkraft lediglich eine Folge der kurzen Schubstangen. Wären diese unendlich lang, so würden sie nicht bestehen und ihre nachteiligen Folgen ausbleiben.

Für die Beurteilung der Stoßwirkungen in den Achslagern ist nach den früheren Betrachtungen besonders das Ansteigen der Linien  $P_4$  in ihren Nullpunkten, der Wert  $k = \frac{P}{\varphi}$  maßgebend. Man bestimmt ihn, indem man im Nullpunkte eine Tangente zieht und deren Ansteigen, d. h. das der Kraft  $P$  im Verhältnis zur Einheit

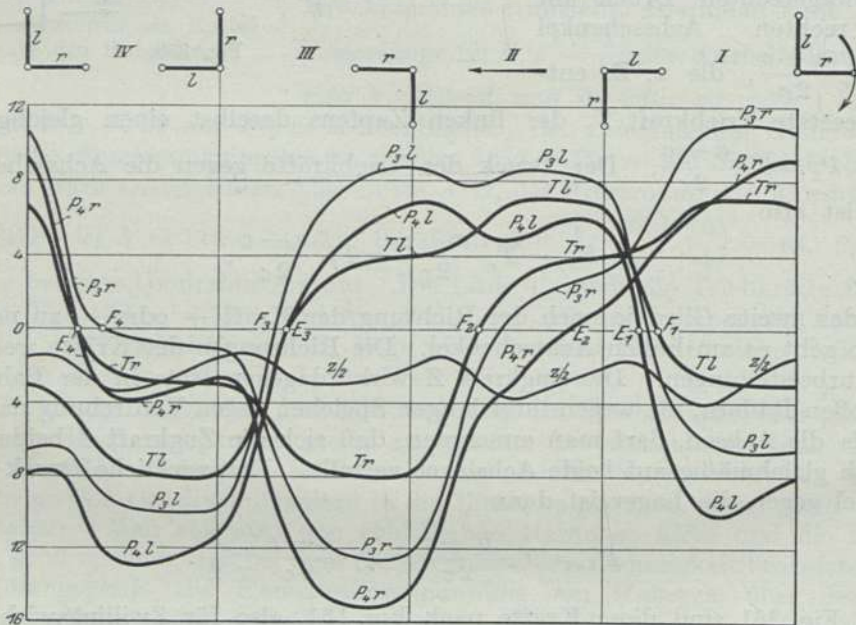


Fig. 351. Kolbenkräfte und Lagerdrücke. Zwillingwirkung in Außenzylindern  $\varepsilon = 20\%$ ,  $n = 4$ .

der Bogenlänge  $\varphi$  feststellt. Im Punkte  $E_1$  steigt die Tangente z. B. im Verhältnis 5 : 1 oder um 200 kg auf den ganzen Kurbelweg von 100 mm, also um  $\frac{200}{2\pi} = 32$  kg auf dessen Einheit für  $\varphi = 1$ . Die Fig. 351 zeigt für den Druckwechsel in  $E_1$  am linken Schenkel kurz vor dem vorderen Totpunkte der linken Kurbel das stärkste Ansteigen der Drucklinie  $P_{4l}$  entsprechend einem abgemessenen Werte  $k = 32$  kg. Etwas schwächer steigt in  $E_4$  die Linie  $P_{4r}$  kurz vor dem vorderen Totpunkte der rechten Seite mit  $k = 25$ . Günstiger verlaufen die Druckwechsel vor den hinteren Totpunkten, links in  $E_3$  mit  $k = 15$ , rechts in  $E_2$  weit vor dem Totpunkte mit nur  $k = 5$ . Die Stärke der Stöße läßt sich hiernach mittels der obigen Formel berechnen. Da die Linien  $P_4$  in den Nullpunkten  $E_1, E_3, E_4$  wesentlich stärker ansteigen als die Linien  $T$  der Triebkräfte in ihren Nullpunkten  $F_1, F_3, F_4$ , so fallen die Stöße an den Achslagern, den größeren Werten von  $k$  entsprechend stärker aus als an den Pleuelzapfen; z. B. ist im Nullpunkte  $F_1$  etwa  $k = 13$ , beträgt also nur etwa 0,4 des Wertes am Schenkel.  $E_1$  liegt näher am Totpunkte als  $F_1$ ;  $E_3$  und  $E_4$  fallen mit  $F_3, F_4$  zusammen. Die Erörterungen über die Stärke der Stöße und ihre Verminderung gelten daher hier in noch höherem Maße als für die Pleuelzapfen.



Fig. 352 zeigt die Linien für dieselbe Lokomotive für 40% Füllung und zwei Umdrehungen, entnommen aus den Fig. 152 bis 155. Die Linien zeigen ähnlichen Verlauf wie in Fig. 351, nur sind die Kräfte natürlich größer und die Eigentümlichkeiten noch stärker ausgeprägt, weil die ausgleichende Wirkung der Triebwerksgewichte hier weit geringer ist. Die Steigung der Linien  $P_4$  in den Druckwechsellpunkten, namentlich in  $E_1$  ist noch größer, weil die Kompression geringer ist und  $E_1$  schon in die Einströmung fällt.  $E_1$  und  $E_2$  liegen noch näher zusammen als in Fig. 351, die Stöße werden aber trotzdem geringer sein, weil die Geschwindigkeit  $n$  nur halb so groß ist.

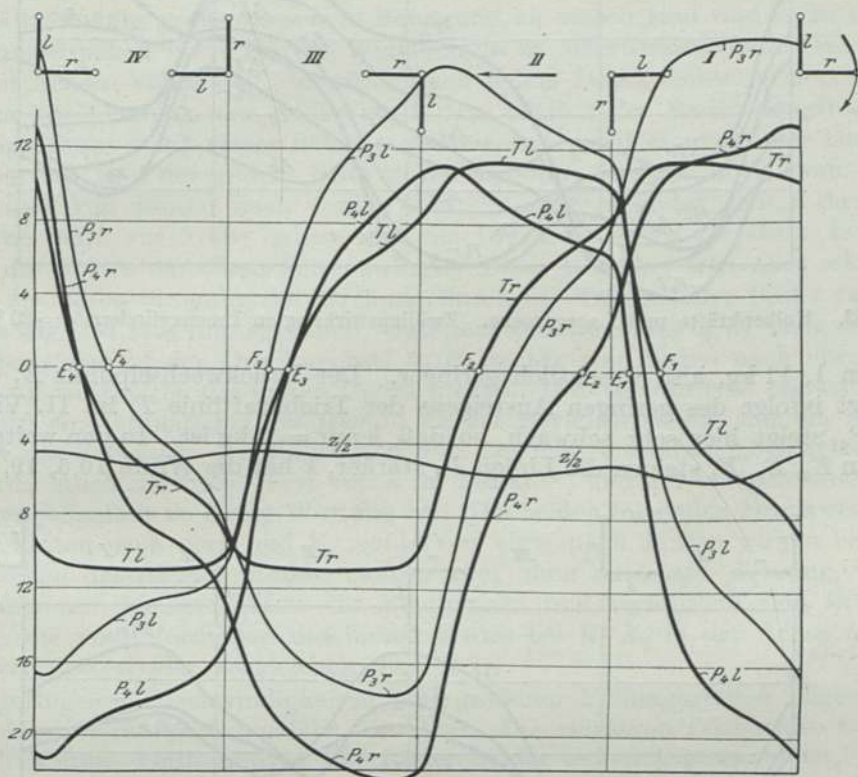


Fig. 352. Kolbenkräfte und Lagerdrücke,  $\varepsilon = 40\%$ ,  $n = 2$ . Zwillingwirkung in Außenzylinder.

Fig. 353 zeigt die gleiche Darstellung wie 351, aber für Innenzylinder, für die  $\frac{a+c}{2c} = 0,76$ ,  $\frac{a-c}{2c} = 0,24$  gesetzt ist. Da sich die Triebkräfte hier günstiger auf beide Lager verteilen, so zeigen die Lagerdrücke  $P_{4r}$  und  $P_{4l}$  weit geringere Werte als in Fig. 351. Ihre größten Werte im III. und IV. Viertel sind nur 8 und 8,9 kg und das Ansteigen der Linien in den Nullpunkten  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $E_3$ ,  $E_4$  ist ebenfalls erheblich geringer. Die Werte  $k$  ergeben sich zu 19, 4, 6,4 und 19 kg, ihre größten Werte liegen wieder im I. und IV. Viertel kurz vor den vorderen Totpunkten der beiden Kurbeln. Es ist jedoch zu beachten, daß der auf die Kuppelstangen übertragene Teil der Triebkräfte bei Außenzylindern die Treibachslager entlastet, bei Innenzylindern — bei der üblichen Kurbelstellung — sie belastet, so daß also die Innenzylinder-Anwendung nicht ganz soweit überlegen ist, wie der Vergleich der Fig. 351 und 353 zeigt.

Für die Zweizylinder-Verbund-Lokomotiven mit außen liegenden Zylindern, Hochdruckkurbel rechts vor-, Niederdruckkurbel links nachlaufend, ergeben sich

aus Fig. 153 und 159, also für  $\varepsilon_1 = 40\%$ ,  $\varepsilon_2 = 50\%$ ,  $n = 4$ , die in Fig. 354 dargestellten Drucklinien. Sie zeigen einen von der Zwillingwirkung wesentlich verschiedenen Verlauf. Die größten Druckkräfte sind rechts im III. Viertel 12,2 kg,

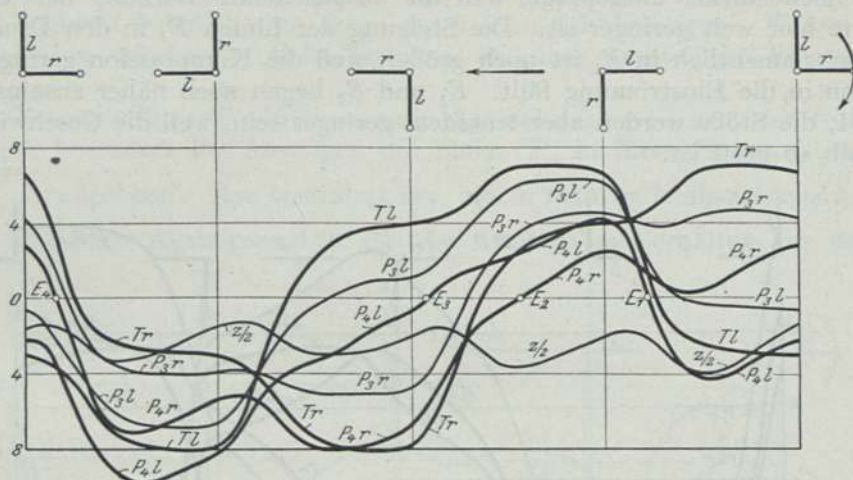


Fig. 353. Kolbenkräfte und Lagerdrucke. Zwillingwirkung in Innenzylindern  $\varepsilon = 20\%$ ,  $n = 4$ .

links im I. 11 kg, also wesentlich geringer. Der Druckwechsellpunkt  $E_1$  der Linie  $P_{4l}$  liegt infolge des geringen Ansteigens der Triebkraftlinie  $T_1$  im II. Viertel, die Linie  $P_{4l}$  steigt hier sehr schwach, so daß  $k$  nur  $= 7$  kg ist. In den weiteren Nullpunkten  $E_2, E_3, E_4$  steigen die Linien  $P_4$  stärker,  $k$  hat die Werte 10,5, 19, 19. Hier

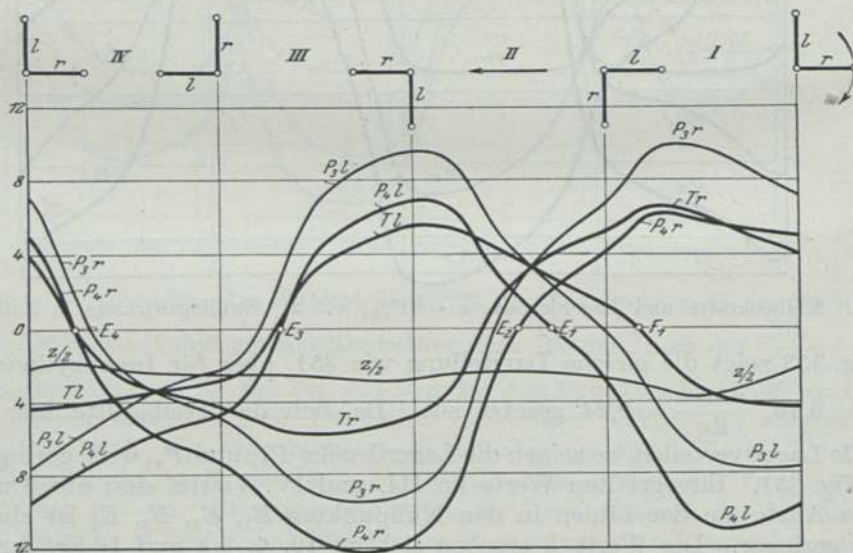


Fig. 354. Kolbenkräfte und Lagerdrucke. Verbundwirkung in Außenzylindern  $\varepsilon = 40\%$ ,  $n = 4$ .

hat also der Druckwechsel links vorn den schwächsten Stoß. Die Verbundlokomotive arbeitet also mit weniger starken Stößen in den Achslagern.

Bei der Vierzylinder-Verbundlokomotive, Bauart de Glehn, verhält sich die hintere Treibachse, wie eine solche mit Außenzylindern, die vordere wie eine mit Innenzylindern. Die Kräfte und Stoßwirkungen sind aber den kleineren Triebkräften entsprechend geringer als bei zwei Zylindern. Bei der hannoverschen An-



ordnung v. Borries mit allen vier Kurbeln an derselben Treibachse lohnt sich eine nähere Untersuchung nicht, weil sich die Triebkräfte an beiden Seiten soweit ausgleichen, daß keine nachteiligen Wirkungen entstehen.

Die in den Fig. 351, 352 u. 354 durchgeführten Untersuchungen beziehen sich auf die bestimmten, in Fig. 151 bis 153 angegebenen Verhältnisse und namentlich auf eine mäßige Voröffnung der Schieber. Andere Verhältnisse geben andere Linien; namentlich bewirkt zu große Voröffnung eine starke Steigerung der Werte von  $k$  und der Stöße. Am besten werden zu diesen Untersuchungen auf laufendem Papierstreifen aufgenommene Dampfschaulinien verwendet.

Die Stöße in den Achslagern finden erst hinter den Druckwechsellpunkten  $E$  statt, weil verhältnismäßig große Massen in Bewegung zu setzen sind und außer den Beschleunigungsdrücken noch weitere Widerstände zu überwinden sind. Wären die Räder und Achsen völlig steif, so würde nach jedem Druckwechsel von vorn nach hinten das Zurückstoßen der Achse ein kurzes Gleiten des Rades derselben Seite um den Spielraum  $s$  auf seiner Schiene verursachen, weil es wegen der Drehkraft nicht gegen das Rad der andern Seite in der Drehung zurückbleiben kann. Jeder Druckwechsel von hinten nach vorn würde ein entsprechendes Gleiten des Rades der anderen Seite zur Folge haben, weil die Drehkraft es zu der etwas rascheren Drehung des Rades derselben Seite zwingt. Diese Wirkung tritt aber schwächer auf, weil die Beschleunigung der Drehung durch die Trägheit der Räder verzögert wird. Die Fig. 351 läßt nun erkennen, daß dem Druckwechsel in  $E$ , links von vorn nach hinten, alsbald der Druckwechsel in  $E_2$  rechts von hinten nach vorn folgt, die beide auf ein Gleiten des linken Rades wirken. Dies Gleiten tritt tatsächlich ein und bewirkt eine Abplattung des Reifens an der Berührungsstelle mit der Schiene, die wegen des Schlagens des Rades von den Lokomotivbeamten „Schlagloch“ genannt wird. Auch der hohe Wert von  $k$  im Punkt  $E_1$  und der entsprechend starke Stoß tragen jedenfalls zu dieser Wirkung bei. Die beiden folgenden Druckwechsel  $E_3$  links von hinten nach vorn und  $E_4$  rechts von vorn nach hinten wirken beide auf das Vordrehen des rechten Rades, bleiben aber ohne merkbare Wirkung, weil sie einzeln auftreten, kleinere Werte für  $k$  aufweisen und vermutlich eine Drehungsspannung, die vom Vordrehen des linken Rades bei  $E_1$   $E_2$  in der Achse und den Rädern verblieb, wieder ausgleichen.<sup>1)</sup>

Bei geringeren Geschwindigkeiten und größeren Füllungsgraden bleiben nach Fig. 352 diese Wirkungen ungefähr dieselben. Die stärkeren Triebkräfte bewirken aber noch weitere Verdrehungen der Räder beider Seiten gegeneinander, so daß kurze Gleitbewegungen in den Kurbelstellungen mit großer Drehkraft entstehen. Güterzug-Lokomotiven zeigen daher die stärkere Abnutzung der Reifen an den Stellen, die in diesen Kurbelstellungen die Schiene berühren und den verschiedenen Füllungsgraden entsprechen, auf längere Reifenstücke verteilt.

Bei Innenzylindern, Fig. 353, sind die wirkenden Kräfte, die Werte von  $k$  und die Unterschiede zwischen den Einzelwerten von  $P_{4,r}$  und  $P_{4,l}$  erheblich geringer. Es findet daher kein einseitiges Hin- und Herstoßen der Achslager statt, und es entstehen daher auch keine Schlaglöcher. Infolgedessen halten Achslager und Reifen wesentlich länger als bei Außenzylindern, eine in England bekannte Tatsache. Busse fand auf den dänischen Staatsbahnen bei sonst gleichen  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Lokomotiven für Außenzylinder einen Lauf zwischen zwei Abdrehungen der Reifen von durchschnittlich 50 000, bei Innenzylindern von 100 000 km. Da nun jeder Lauf wesentlich durch die Abnutzung der Lager und Reifen begrenzt wird, die Kosten der Wiederherstellung aber von der durchlaufenen Kilometerzahl nur wenig abhängen, so wird die Lokomotive mit Innenzylindern in der Unterhaltung für 1 km Fahrt

<sup>1)</sup> Busse gibt im Organ 1804, S. 102 eine etwas andere Erklärung dieser Erscheinung.



erheblich billiger. Dieser große Vorzug wird neben dem ruhigeren Gange noch wenig gewürdigt.

Bei Verbundwirkung in zwei außen liegenden Zylindern, Fig. 354, sind zwar die Werte von  $k$  weit geringer und die Stöße entsprechend schwächer, als bei Zwillingwirkung, Fig. 351, aber die Druckwechsellpunkte  $E_1$  und  $E_2$  liegen dicht hintereinander, und die Kräfte  $P_{4,r}$  und  $P_{4,l}$  erreichen dahinter erhebliche und entgegengesetzte Werte. Diese Lokomotiven bleiben daher von dem Schlagloch nicht verschont, doch tritt es in geringerem Maße als bei Zwillingwirkung auf, was sich in dem längeren Lauf zwischen zwei Abdrehungen der Reifen<sup>1)</sup> zeigt.

Bei der Vierzylinder-Lokomotive, Bauart de Glehn, wird sich die hintere Treibachse wie eine solche mit Außenzylindern, die vordere wie eine mit Innenzylindern verhalten, jedoch werden die Stöße und ungleichen Abnutzungen, den kleineren Kolbenkräften entsprechend, in geringerem Maße auftreten. Bei der hannoverschen Bauart v. Borries gleichen sich die Kolbenkräfte jederzeit so weit aus, daß keine Stöße an den Achslagern bemerkbar sind und daher auch keine merklich ungleichen Abnutzungen der Reifen entstehen. Diese Lokomotiven laufen daher zwischen zwei Abdrehungen 100 000 km und mehr und stellen sich in der Unterhaltung entsprechend billig.<sup>2)</sup>

### Die Wirkungen auf das Gleis.

**Schienenendruck.** Der schräg gerichtete Schub oder Zug in der Schubstange zerlegt sich nach Fig. 355 am Kurbelzapfen in eine wagerechte Kraft  $K$ , die Kolbenkraft,

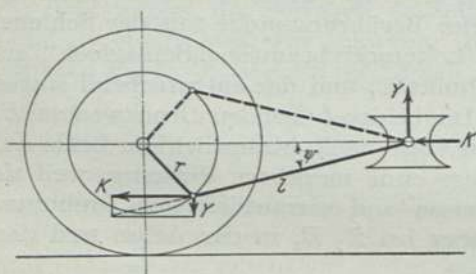


Fig. 355.

die von den Treibachslagern aufgenommen wird und in eine senkrechte  $Y = K \cdot \operatorname{tg} \psi$ , die dem senkrechten Drucke des Pleuellagerkopfes gleich, aber entgegengesetzt gerichtet ist. Sie wechselt bei jeder Radumdrehung zweimal zwischen 0 und ihren größten Werten bei den Kurbelstellungen nach oben und nach unten  $Y_m = K \cdot \frac{r}{l}$ . Ist  $K$  veränderlich, so tritt der größte Wert bei anderen Kurbelstellungen ein, fällt dann aber

stets verhältnismäßig kleiner aus, weil dann  $\operatorname{tg} \psi$  kleiner als  $\frac{r}{l}$  ist.

Der senkrechte Druck  $Y$  belastet nach dem Hebelgesetze das nächstliegende

Treibrad nach Fig. 316 mit einer Kraft  $P_1 = Y \cdot \frac{a + \frac{s}{2}}{s}$  und entlastet das gegen-

überliegende um  $P_2 = Y \cdot \frac{a - \frac{s}{2}}{s}$ . Die Kräfte  $P_1$  können recht erhebliche Werte annehmen. Beträgt z. B. die Zugkraft am Treibradumfang bei den vier Treibachsen einer Güterzug-Lokomotive 10 000 kg, die größte Pleuellagerkraft  $K$  einer Seite also etwa 20 000 kg, das Verhältnis  $\frac{r}{l} = \frac{1}{6}$ , so ist  $Y_m = 3333$  kg, also für  $a = 1000$ ,  $\frac{s}{2} = 750$  mm,  $P_1 = 3900$  kg, also mehr als die Hälfte der Radbelastung von 7000 kg.

<sup>1)</sup> Z. Ver. deutsch. Ing. 1902, S. 1553. In Hannover wurde als Durchschnitt für je 5 Lokomotiven für Verbundwirkung ein Weg von 47 000 km, für Zwillingwirkung ein solcher von 37 600 km zwischen zwei Wiederherstellungen ermittelt.

<sup>2)</sup> Vergl. Jahn, Über die Abnutzung der Radreifen. Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 1046 u. f. und Busse, Organ 1904, S. 80.



Gewöhnlich ist bei diesen Lokomotiven  $\frac{r}{l}$  kleiner,  $P_1$  also entsprechend geringer. Werte bis zur Hälfte einer Radlast werden aber bei Güterzug-Lokomotiven dieser Art vorkommen, allerdings nur bei größter Zugkraft, also geringer Geschwindigkeit. Bei Lokomotiven mit nur drei oder zwei Treibachsen und geringerer Zugkraft fällt  $P_1$  auch trotz des meist kleineren Verhältnisses Hub : Treibraddurchmesser geringer aus. Bei innen liegenden Zylindern wäre für  $a = 300$  mm,  $P_1 = 2330$  kg, also viel geringer. Bei Vierzylinder-Lokomotiven setzt sich  $P_1$  aus den Drucken  $Y$  an beiden Kurbeln zusammen, fällt also bei gleicher Zugkraft kleiner wie bei Außen- und größer wie bei Innenzylindern aus. Liegen die Zylinder geneigt, so ist der Neigungswinkel bei  $\psi$  zu- und abzuziehen. Die Kräfte  $P$  fallen dann für den einen Hub noch entsprechend größer aus. Werden die Zugkräfte und mit ihnen die Kolbenkräfte bei größerer Geschwindigkeit kleiner, so nehmen auch die Kräfte  $P$  ab.

Um den Einfluß der Steigungen und Unebenheiten der Bahn auf die Tragfedern und Achsbelastungen zu untersuchen, habe ich an einem zwiachsigen Güterwagen folgende Versuche angestellt. Die Tragfedern wurden mit Registriervorrichtungen zur Messung der Federdurchbiegung versehen und bei verschiedenen Belastungen und Geschwindigkeiten Bahnunebenheiten befahren. Auf einer Überhöhungsrampe in der Steigung  $\frac{1}{516}$  und Bahnkrümmung von 600 m Halbmesser ergaben sich in der Gefällstrecke der Rampe die in folgender Zusammenstellung angeführten Entlastungen des führenden Vorderrades in t und % des normalen Raddrucks bei verschiedener Ladung und den beiden Geschwindigkeiten von  $v = 5$  und 45 km/st.

## Entlastung der führenden Vorderachse

|                           | für $v$ | t   | %  |
|---------------------------|---------|-----|----|
| Ohne Ladung               | 45      | 0,9 | 41 |
| Volle symmetrische Ladung | 5       | 0,8 | 13 |
| „ „ „                     | 45      | 0,9 | 15 |
| „ unsymmetrische „        | 45      | 1,1 | 19 |

Auf einer anderen Rampe von  $\frac{1}{190}$  stieg die Entlastung im Brechpunkte von 1,1 auf 1,32 t = 22 % der normalen Last.

Der Einfluß der Geschwindigkeit scheint hauptsächlich nur an den Schienenstößen in Gestalt von Belastungsverstärkungen bis zu 1,76 t = 30% und darauf folgenden Entlastungen stärker zu werden. Bei der unsymmetrischen Belastung war diese um 0,4 m von der Wagenmitte fortgerückt. Zu bemerken ist noch, daß die Wagen schon bei ihrer Inbetriebsetzung nach einer Ausbesserung in der Werkstatt, infolge ungleicher Pfeilhöhen der Tragfedern, verschiedene Belastungen erhalten, die bei 3 mm Höhenunterschied 0,33 t oder 6% betragen können. Windschiefe Untergestelle beeinflussen die Federbelastung in derselben Weise, wie ungleiche Pfeilhöhen. Es wurde z. B. an einem Wagengestell über den Achsbuchsen Höhenunterschiede von  $\pm 8$  mm festgestellt, die also unter sonst normalen Verhältnissen Belastungsunterschiede von 0,9 t oder 15% des Raddrucks herbeiführen können. Tritt nun der Fall ein, daß sämtliche Mängel gleichzeitig vorhanden sind, so können an einem Rade mit 5,9 t Schienendruck folgende Entlastungen vorkommen:

|                               |       |
|-------------------------------|-------|
| 1. Durch ungleiche Pfeilhöhen | 0,3 t |
| 2. „ windschiefes Gestell     | 0,9 „ |
| 3. „ ungleiche Belastung      | 1,1 „ |
| 4. „ Übergangsrampen          | 1,3 „ |
|                               | <hr/> |
| im ganzen                     | 3,6 t |
| oder                          | 61%.  |

Unter diesen Voraussetzungen ist es erklärlich, daß bei einem leeren Wagen leicht die Gefahrgrenze erreicht werden kann.



Im folgenden soll versucht werden, diese Verhältnisse, die auch für Lokomotiven gültig und wegen ihrer Beeinflussung der Betriebssicherheit von Wichtigkeit sind, allgemein durch Rechnung weiter aufzuklären. Tritt ein zweiachsiges Fahrzeug bei seinem Laufe in eine Bahnkrümmung ein, so erleidet das führende Vorderrad durch Erhebung des äußeren Schienenstranges einen stärkeren Druck von unten, der sich in einer stärkeren Durchbiegung der Tragfeder äußert.

Ist  $x$  der Weg des Fahrzeugs,

$y$  die Schienenüberhöhung an dieser Stelle und

$y = f(x)$  die Gleichung der Übergangskurve,

so ist beim Durchgang des Fahrzeugs durch diese Kurve die unendlich kleine Zunahme der nach oben wirkenden Kraft während eines Zeitelements  $dP = k dy$ , wenn  $k$  den Starrheitsgrad der Tragfeder bezeichnet; es ist daher  $P = ky = kf(x)$ . Bei der Geschwindigkeit  $v$  ist der Weg nach der Zeit  $t = vt$ , also  $P = kf(v, t)$ . Diese Gleichung gilt so lange, bis die folgende Achse ebenfalls auf der Steigung angekommen ist, also nach Verlauf der Zeit  $t = \frac{a}{v}$ , wenn  $a$  den Radstand des Fahrzeugs

bezeichnet. Hierbei ist allerdings vorausgesetzt, daß die Bewegung so schnell erfolgt, daß die Trägheitskräfte der auf den Federn ruhenden Wagenmasse noch nicht zur Wirkung kommen; bei ganz langsamer Fahrt wird das nicht mehr zutreffen. Ist  $y = f(x)$  die Gleichung einer Geraden mit dem Steigungswinkel  $\varphi$ , so ist  $y = x \operatorname{tg} \varphi$  und  $P = kx \operatorname{tg} \varphi = kvt \operatorname{tg} \varphi = ka \operatorname{tg} \varphi$  proportional dem Radstand und der

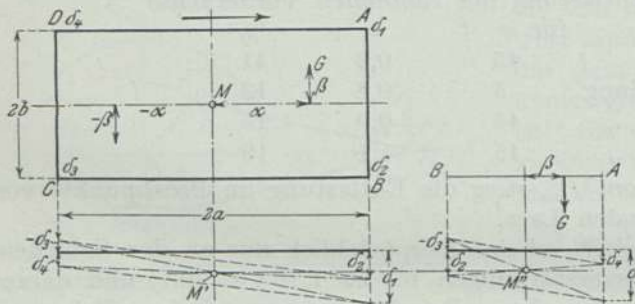


Fig. 356. Achsdruck.

Bahnneigung, aber unabhängig von der Geschwindigkeit. Nun ist zu untersuchen, wie der gegen die Masse des Fahrzeugs exzentrisch wirkende Druck  $P$  auf die übrigen Stützpunkte, bzw. die anderen drei Tragfedern einwirkt. Eine vollständige Entlastung einer Achse kann nur dann eintreten, wenn der Achshaltersteg unter der Achsbuchse gegen das Anheben des Wagenkastens zu wenig

Spielraum hat, was aber, als ein mit Gefahr verbundener Konstruktionsfehler, nicht vorkommen darf. Sind nach der Fig. 356  $A, B, C$  und  $D$  die vier Stützpunkte des Fahrzeugs mit dem Radstand  $2a$  und der Breite  $2b$ . Der Schwerpunkt der Ladung  $G$  liege nicht in der Mitte der Bodenfläche, sondern in den Abständen  $\alpha$  und  $\beta$  von den Mittellinien.

Bezeichnen  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$  und  $\delta_4$  die entsprechenden Federdurchbiegungen und  $k\delta_1, k\delta_2, k\delta_3$  und  $k\delta_4$  die zugehörigen Spannungen, wenn für alle vier Federn ein konstanter Starrheitsgrad  $k$  vorausgesetzt wird, so erhält man als geometrische Beziehung zwischen den vier Federdurchbiegungen

$$1. \quad \frac{\delta_1 + \delta_3}{2} = \frac{\delta_2 + \delta_4}{2}$$

und drei Gleichgewichtsbedingungen

$$2. \quad P = \Sigma k\delta,$$

$$3. \quad k(\delta_1 + \delta_2)(a - \alpha) = k(\delta_3 + \delta_4)(a + \alpha),$$

$$4. \quad k(\delta_1 + \delta_4)(b - \beta) = k(\delta_2 + \delta_3)(b + \beta).$$



Hieraus erhält man  $\delta_1 + \delta_3 = \delta_2 + \delta_4 = \frac{P}{2k}$

$$\delta_1 + \delta_2 - (\delta_3 + \delta_4) = \frac{\alpha}{a} \cdot \frac{P}{k}$$

und  $\delta_1 + \delta_4 - (\delta_2 + \delta_3) = \frac{\beta}{b} \cdot \frac{P}{k}$

und durch Addition und Subtraktion

$$\delta_1 - \delta_3 = \left(\frac{\alpha}{a} + \frac{\beta}{b}\right) \frac{P}{2k}$$

$$\delta_2 - \delta_4 = \left(\frac{\alpha}{a} - \frac{\beta}{b}\right) \frac{P}{2k}$$

und hieraus die einzelnen Federdurchbiegungen und Kräfte

$$P_1 = k\delta_1 = \frac{P}{4} \cdot \left(1 + \frac{\alpha}{a} + \frac{\beta}{b}\right)$$

$$P_2 = k\delta_2 = \frac{P}{4} \cdot \left(1 + \frac{\alpha}{a} - \frac{\beta}{b}\right)$$

$$P_3 = k\delta_3 = \frac{P}{4} \cdot \left(1 - \frac{\alpha}{a} - \frac{\beta}{b}\right)$$

und  $P_4 = k\delta_4 = \frac{P}{4} \cdot \left(1 - \frac{\alpha}{a} + \frac{\beta}{b}\right)$

Nach diesem Gesetz erfolgt die Lastverteilung auf die vier Stützpunkte. Vergrößert sich nun beim Einfahren in eine Bahnkrümmung der Druck bei  $A$  um  $P_1 = k\delta_1$ , so ist für  $\alpha = a$  und  $\beta = b$

$$P' = \frac{3}{4} P_1$$

$$P'' = \frac{1}{4} P_1$$

$$P''' = -\frac{1}{4} P_1$$

$$P'''' = \frac{1}{4} P_1$$

---


$$\Sigma P' = P_1$$

Hieraus folgt, daß nur bei  $C$  eine Entlastung eintritt, wo sie aber keine Bedeutung erlangt; denn die Hinterachse hat das Bestreben, sich radial einzustellen. Die größte Gefahr liegt immer beim führenden Vorderrade, wenn die Bahn sich vor ihm senkt, also beim Verlassen einer Bahnkrümmung. Für die Berechnung ist dann  $\delta_1$  negativ zu setzen, und die Entlastung kann durch eine schlecht gelagerte oder verschobene Ladung noch erheblich verstärkt werden, wenn also  $\alpha$  und  $\beta$  negativ werden.

Ist  $G$  das Gewicht der Ladung,

$G_1$  das auf den Federn ruhende Eigengewicht und

$G_2$  das nicht abgefederte Gewicht der Achsen, Achsbuchsen und Federn,

so ist der Schienendruck bei  $A$  in der Gleichgewichtslage

$$= \frac{G}{4} \left(1 - \frac{\alpha}{a} - \frac{\beta}{b}\right) + \frac{G_1 + G_2}{4} - \frac{3}{4} k\delta_1,$$

wenn  $\delta_1 = y = f(x)$  die Senkung ist.

Die auf der Vorderfeder ruhende Belastung könnte unter Umständen = 0 werden, wenn folgende Bedingung erfüllt ist

$$\frac{G}{4} \left(1 - \frac{\alpha}{a} - \frac{\beta}{b}\right) + \frac{G_1}{4} - \frac{3}{4} ky, \text{ oder } G \left(1 - \frac{\alpha}{a} - \frac{\beta}{b}\right) + G_1 - 6ka \operatorname{tg} \varphi = 0.$$

Ist z. B. für einen zweiachsigen normalen bedeckten Güterwagen von  $G = 15$  t,  $G_1 = 6,262$ ,  $G_2 = 2,488$ ,  $2a = 4,5$  m,  $b = 0,99$  und  $k = 0,11$  t/mm, ferner  $\beta = 0,5$  und  $\text{tg } \varphi = \frac{1}{500}$ , so würde die Federbelastung

$$15 \left( 1 - \frac{\alpha}{2,25} - \frac{0,5}{0,99} \right) + 6,262 - \frac{6 \cdot 0,11 \cdot 2,25 \cdot 1000}{500}$$

für  $\alpha = 1,60$  m verschwinden.

Da besonders leere Wagen die Neigung zum Entgleisen haben, so soll dieser Fall auf Grund der Formeln noch besonders untersucht werden. Ist  $G = 0$ , so wird die Tragfeder des führenden Vorderrades vollständig entlastet, wenn

$$\frac{G_1}{4} - \frac{3 \cdot 2ka}{4} \text{tg } \varphi = 0;$$

oder

$$\text{tg } \varphi = \frac{G_1}{6ka},$$

also im vorstehenden Beispiel

$$\frac{6,262}{6 \cdot 0,11 \cdot 2,25 \cdot 1000} = \frac{1}{237}.$$

Hieraus folgt, daß solche Neigungen zu vermeiden sind und den Wert von  $\frac{1}{500}$  nicht überschreiten sollten. Ferner wirkt eine größere Spannweite der Federn und Verminderung der Starrheit sehr günstig. Der seinerzeit von Krupp versuchsweise hergestellte Spezialfederstahl ließ eine solche Verminderung von 40% zu. Da

$$\frac{G}{4} \left( \frac{\alpha}{a} + \frac{\beta}{b} \right) = \frac{15}{4} \cdot \left( \frac{1,60}{2,25} + \frac{0,5}{0,99} \right) = 4,56 \text{ t}$$

und

$$2ka \text{tg } \varphi = \frac{3}{4} \frac{6 \cdot 0,11 \cdot 2,25 \cdot 1000}{500} = 0,74 \text{ t}$$

ist, so ergibt sich hieraus, daß die Folgen der Bahnneigung gegenüber denen einer unsymmetrischen Ladung zwar klein sind, daß jedoch beide Ursachen vereint betriebsgefährlich werden können.

Aus der Formel zur Berechnung des Federdrucks

$$\frac{G}{4} \left( 1 - \frac{\alpha}{a} - \frac{\beta}{b} \right) + \frac{G_1}{4} - \frac{3 \cdot 2ka}{4} \text{tg } \varphi$$

ist ersichtlich, daß der Wert von

$$\frac{G}{4} \left( \frac{\alpha}{a} + \frac{\beta}{b} \right) + \frac{3 \cdot 2ka}{4} \text{tg } \varphi,$$

der der gesamten Entlastung des ersten Rades entspricht, möglichst klein sein muß, also auch der Wert von  $k$ , während für den Radstand  $a$  ein günstigster Wert vorhanden ist, der dann eintritt, wenn der erste Differentialquotient des obigen Ausdrucks verschwindet, also für

$$-G \cdot \frac{\alpha}{a^2} + 6k \text{tg } \varphi = 0;$$

oder

$$a = \sqrt{\frac{G\alpha}{6k \text{tg } \varphi}};$$

er wächst also mit der Ladung  $G$  und wird mit wachsendem  $k$  und  $\text{tg } \varphi$  kleiner. Unter den gegebenen Verhältnissen des obigen Beispiels ist

$$a = \sqrt{\frac{15 \cdot 1,60 \cdot 500}{6 \cdot 0,11 \cdot 1000}} = 4,25 \text{ m}$$

und daher der Radstand  $2a = 8,5$  m.



Zu diesen statischen Kraftwirkungen treten nun noch während des Ganges die Trägheitskräfte bewegter Massen in zweierlei Gestalt:

1. durch die periodischen Federschwingungen und
2. können, je nach der ungleichen Belastung im Zuge aufeinander folgender Wagen und nach dem Zustand der Puffer und Kuppelungen, besonders wenn diese nicht angespannt sind, exzentrische Stoßwirkungen eintreten, die mit einer gewissen Komponente eine Achse entlasten würden.

Bei Lokomotiven können ungleiche Belastungen weniger leicht eintreten, wohl aber bei Tendern durch die Schwankungen der Wassermasse.

Ferner liegen die Verhältnisse, namentlich bei den leeren Tendern, noch insofern ungünstig, als die statische Durchbiegung der zu starren Tragfedern oft nur 3 cm beträgt, was sich wie folgt nachweisen läßt:

$$\delta = \frac{3 \cdot P \cdot l^3}{E \cdot n \cdot b \cdot h^3} = \frac{3 \cdot 3600 \cdot \left(\frac{95}{2}\right)^3}{2250000 \cdot 9 \cdot 9 \cdot 1,33} = 2,9 \text{ cm,}$$

wenn der Federdruck

$$P = \frac{8500 - 1300}{2} = 3600 \text{ kg}$$

gerechnet wird. Bei Lokomotiven ist dieses Maß etwa 4,5 cm und bei Personenwagen bis über 25 cm, so daß bei einer Gleisunebenheit bei schlechter Lage von 15 mm teilweise zu starke Entlastung der Vorderfedern von 50, 30 und bzw. 15% eintreten. Diese Lastveränderungen unter dem Einfluß von Gleisunebenheiten sind besonders in Frankreich festgestellt und nach *Marié* solche bis zu vier Fünfteln der statischen Belastung beobachtet worden, weshalb er empfiehlt, dreiachsigen Tendern Längsausgleichhebel zwischen den Vorderachsen zu geben, oder besser vierachsige Tender mit Drehgestell anzuwenden mit Seitenverschiebung und Rückstellvorrichtung des vorderen Gestells. Den Treibachsen kann und muß man auch etwas weniger elastische Federn geben, um die Schwankungen der Zylinderhöhe enger zu begrenzen.

Die oben unter 1 angeführten dynamischen Kräfte können nach der bekannten Formel berechnet werden und die Stöße zwischen lang gekuppelten Wagen annähernd nach der Formel  $\frac{M v^2}{2} = P s \operatorname{tg} \varepsilon$ , wenn

- M* die Masse der aufstoßenden Wagen,
- v* die besonders von der Entfernung der Pufferscheiben benachbarten Wagen abhängige Geschwindigkeit derselben,
- P* der hieraus entstehende Druck gegen die Pufferfedern,
- s* die Durchbiegung derselben und
- $\varepsilon$  die Neigung der Puffer bei ungleicher Wagenbelastung und ungenügender Führung in den Hülsen.

**Seitenwirkungen.** Zu den im vorigen untersuchten mehr statischen Wirkungen kommen beim Gang der Eisenbahnfahrzeuge in Bahnkrümmungen noch dynamische hinzu, die außer durch die Bahnunebenheiten durch die Fliehkraft verursacht werden. Diese ist  $C = \frac{M v^2}{R} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$ ; sie kann aber durch die Schienenüberhöhung

und Radkonizität vermindert oder ganz ausgeglichen werden, wenn sie  $= \frac{G h}{s} + G \frac{\sigma \operatorname{tg} \gamma}{s}$  gemacht wird.

- Bezeichnet also
- s* die Spurweite zwischen den Schienenmitten,
  - $\sigma$  den Gesamtspielraum der Achse im Gleise und
  - $\gamma$  die Neigung der konischen Radreifen,

so muß die Schienenüberhöhung  $h = \frac{v^2}{gR} s - \sigma \operatorname{tg} \gamma$ ; z. B. für  $R = 350$  m,  $v = 50$  km/st ist zunächst ohne Berücksichtigung der Radkonizität

$$h = \frac{s v^2}{3,6^2 g \cdot R} = \frac{1,5 \cdot 50^2 \cdot 1000}{3,6^2 \cdot 9,81 \cdot 350} = 84 \text{ mm.}$$

Bei  $R = 160$  m,  $v = 110$  km/st und  $h$  nur  $= 79$  mm sind in Amerika Entgleisungen vorgekommen; der Wert für  $h$  müßte nach der obigen Formel  $\frac{1,5 \cdot 110^2 \cdot 1000}{3,6^2 \cdot 9,81 \cdot 160} = 892$  mm betragen. Die Zentrifugalkraft ist für jede Tonne des Zuggewichts  $= \frac{v^2 \cdot 1000}{g \cdot 3,6^2 \cdot R} = 7,86 \cdot \frac{v^2}{R}$  also in diesem Fall  $= \frac{7,86 \cdot 110^2}{160} = 595$  kg, wovon durch eine Überhöhung von nur 79 mm auch nur  $\frac{h}{s} \cdot 1000 = \frac{0,079}{1,5} \cdot 1000 = 53$  kg beseitigt werden können.

Die äußere Vorderfeder wird infolge der Radreifenkonizität um  $\frac{k \sigma \cdot \operatorname{tg} \gamma}{2}$  stärker belastet, wenn  $k$  den Starrheitsgrad der Feder bezeichnet; hingegen erfährt die Innenfeder eine Entlastung um  $\frac{C \cdot H}{s} = \frac{G h \cdot H}{s^2}$ , wenn  $H$  den Höhenabstand des Schwerpunkts von  $G$  über der Achsmittle bezeichnet.

Den stärksten Einfluß auf die Stabilität und Widerstandsfähigkeit des Gleises und somit auf den Grad der Betriebssicherheit hat der Seitenanprall des führenden Vorderrades gegen die äußere Schiene infolge der Massenwirkung bei der schlingenden Bewegung der Lokomotive. Stößt eine Masse  $M$  unter einem Winkel  $\alpha$  gegen einen elastischen Körper, der unter der Stoßwirkung nachgibt, so verwandelt sich die lebendige Kraft  $\frac{M (v \operatorname{tg} \alpha)^2}{2}$  in die Stoßarbeit

$$\int_0^{\delta} S d\delta = \int_0^{\delta} k \delta \cdot d\delta = \frac{k \delta^2}{2} = \frac{S \delta}{2} = \frac{S^2}{2k}.$$

Im vorliegenden Fall soll angenommen werden, daß nicht die ganze Lokomotivmasse zurückschlägt; sondern nur ein Teil derselben, der im Stoßpunkte der schlingenden Drehbewegung der Gesamtmasse um die senkrechte Schwerpunktsachse entspricht  $= \frac{Q}{l^2} = \frac{M \varrho^2}{l^2}$ , wenn  $Q$  das Trägheitsmoment dieser Masse,  $\varrho$  den Trägheitshalbmesser und  $l$  die Entfernung des Stoßpunktes vom Schwerpunkt bezeichnet, so daß also die Seitenkraft

$$S = v \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \varrho}{l} \sqrt{M k} = v \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \varrho}{l} \sqrt{G k}.$$

Ist z. B. das Lokomotivgewicht  $G = 35$  t,

der Trägheitshalbmesser  $\varrho = 1,6$  m,

die Entfernung  $l = 2,05$  m und

der Starrheitsgrad des Gleisoberbaus  $k = 350$  kg/mm,

so ist

$$S = v \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{1,60}{2,05} \cdot \sqrt{\frac{35000 \cdot 350 \cdot 1000}{9,81}} = 27780 v \operatorname{tg} \alpha.$$

Erfolgt nun der Stoß bei einer Zuggeschwindigkeit

$$v = 80 \text{ km/st} = \frac{80}{3,6} = 22 \text{ m/sek}$$



und unter einem Anschneidwinkel in grader Bahn  $\alpha = \frac{\sigma}{a}$ , wenn  $\sigma$  das Gesamtspiel im Gleis bezeichnet,  $= \frac{25}{4500} = \frac{1}{180}$ , so wird  $S = 27780 \cdot 80 \cdot \frac{1}{180} = 3395$  kg.

Bei der Durchfahrt von Weichen kommen aber Winkel bis zu  $\frac{1}{40}$  vor, die bei diesem Seitenschub nur eine Geschwindigkeit von  $v = 3,6 \cdot v = \frac{80 \cdot 40}{180} =$  etwa 18 km/st zulassen.

Diese Beanspruchung von etwa 3,5 t dürfte indessen schon als die höchst zulässige zu betrachten sein, da sie bei dieser allerdings als widerstandslos vorausgesetzten störenden Bewegung mit einer Verdrückung des Gleises von

$$\delta = \frac{S}{k} = \frac{3500}{350} = 10 \text{ mm}$$

verbunden sein würde.

Sind elastische Mittelstellvorrichtungen vorhanden, so werden die Seitenstöße der Vorderachse gegen die Außenschiene verringert.

### Zahlentafel 52.

#### Seitendruck der Lokomotiven und Wagen in Bahnkrümmungen.

| Kurvenhalbmesser | Radstand |       | Fahrgeschwindigkeit | Schienenüberhöhung | Spielraum im Gleise | Anlaufwinkel |            | Für $\mu = \frac{1}{4}$ Kurvenwiderstand |       |
|------------------|----------|-------|---------------------|--------------------|---------------------|--------------|------------|--|-------|
|                  | Lokom.   | Wagen |                     |                    |                     | Lokomot.     | Wagen      | Lokomot.                                 | Wagen |
| $R$              | $a$      |       | $v$                 | $h$                | $\sigma$            | $\alpha$     |            | $w_1$                                    | $w$   |
| m                | m        |       | km/st               | mm                 | mm                  | Grad. Min.   | Grad. Min. | kg/t des Fahrzeugs                       |       |
| 170              | 2,8      | 3,7   | 38                  | 100                | 40                  | 0.57         | 1.57       | 6,3                                      | 7,2   |
| 250              | 3,5      | 4,5   | 41                  | 90                 | 39                  | 0.48         | 1.10       | 5,0                                      | 6,1   |
| 400              | 4,7      | 5,6   | 52                  | 80                 | 24                  | 0.38         | 0.39       | 4,2                                      | 4,3   |
| 600              | 5,8      | 6,8   | 59                  | 75                 | 16                  | 0.26         | 0.28       | 2,9                                      | 3,3   |

Seitenschub der Vorderachse  $S = P\alpha + C + P'$  in kg/t der Achsbelastung durch die

| Kurvenhalbmesser | Zwangsbewegung der Achse |       | Zentrifugalkraft | Komponente der Schwerkraft durch die Schienenüberhöhung | Summe              |       |
|------------------|--------------------------|-------|------------------|---|--------------------|-------|
|                  | Lokomotive               | Wagen |                  |   | Lokomotive         | Wagen |
| $R$              | $P\alpha$                |       | $C$              | $P'$  | $P\alpha + C + P'$ |       |
| 170              | 248                      | 240   | 66               | -69   | 245                | 237   |
| 250              | 243                      | 233   | 54               | -62   | 235                | 225   |
| 400              | 232                      | 227   | 54               | -55   | 231                | 226   |
| 600              | 224                      | 222   | 46               | -51   | 219                | 217   |

Hoffmann hat diese Untersuchungen und Berechnungen sowie auch Versuche mit Lokomotiven und Wagen in verschiedenen Bahnkrümmungen angestellt, Organ 1880, S. 198, deren Ergebnisse in der Zahlentafel 52 wiedergegeben sind. Hierzu dienen folgende Erläuterungen:

Die Schienenüberhöhung  $h = \frac{s \cdot v^2}{gR} - \sigma \operatorname{tg} \gamma$  ist in der Tabelle nach sächsischer Vorschrift angegeben.

Der Gesamtspielraum im Gleise

$$\sigma = \frac{rs}{R \operatorname{tg} \gamma} = \frac{0,75}{R \cdot \frac{1}{13}} = \frac{9,75}{R} \quad \text{für } \gamma = \frac{1}{13}.$$

Der Anlaufwinkel  $\alpha$  ist nach der Formel  $\sin \alpha = \frac{a}{2R} + \frac{\sigma}{a}$  bestimmt worden, wenn  $a$  den Radstand bezeichnet.

Der Seitenschub der führenden Vorderachse gegen die äußere Schiene ist = dem Gegendruck, der zur Wiedereinwärtsbewegung der Vorderachse nötig wäre, also =  $\mu G$ , wozu noch ein Widerstand durch Schleifen der Hinterachse beim inneren Anlauf hinzukommt, =  $\frac{G}{2} \cdot \mu \frac{s}{a}$ , so daß

$$P\alpha = \frac{G\mu \left(1 + \frac{s}{2a}\right)}{\cos \alpha}.$$

Die Zentrifugalkraft für das Gewicht eines Radsatzes mit Belastung ist

$$C = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R}.$$

Die nach innen wirkende Seitenkraft infolge der Schienenüberhöhung und Radreifenkonizität ist

$$P' = G \left( \frac{h}{s} + \sigma \operatorname{tg} \gamma \right).$$

Die Reibungskoeffizienten für die Widerstände auf dem Schienenkopf und am Spurkranz sind beide gleich und =  $\frac{1}{3}$  gesetzt.

Die Zahlentafel enthält auch die durch Versuche ermittelten Kurvenwiderstände der steifachsigen vierrädrigen Fahrzeuge in kg/t. Im allgemeinen erhöhen überhängende Massen (Trägheitsmoment) den Widerstand gegen die Einleitung störender Bewegungen; ist diese aber erfolgt, so wird der schädliche Einfluß auf die Bahn verstärkt.

### Die Betriebssicherheit.

Solange die nach unten gerichtete Resultante aller im Stützpunkte wirkenden Kräfte einen positiven Wert behält, ist die Fahrt gesichert. Wird diese Kraft = 0 oder negativ, so ist das Aufsteigen einer Achse auf die Schiene nur noch ein Spiel des Zufalls. Die Größe dieser Resultante in der Stützfläche des Rades ist daher ein Maßstab für die Sicherheit. Durch elastische oder bleibende Schienen- ausbiegungen, durch Klemmen des Fahrzeugs in Bahnkrümmungen durch gleichzeitige Anhäufungen senkrechter und wagerechter Schwingungen oder durch zu große Geschwindigkeit kann ein solcher Unfall eintreten. Dem entgegen wirken durch Verminderung des Seitendrucks die Schienenüberhöhung, die Verteilung der Achsbelastungen mittels der Ausgleichhebel und des Seitendrucks auf die folgenden Achsen mittels ausreichender Seitenverschiebung derselben; ferner wird die Sicherheit auch noch durch kleine Laufräder erhöht. Eine Entgleisung des führenden Vorderrades kann auch in grader Bahn eintreten, wenn eine wesentliche Entlastung dieses

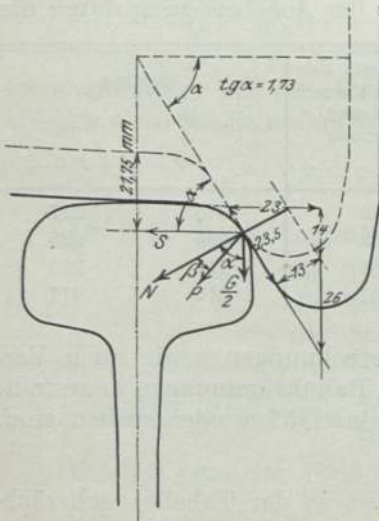


Fig. 357. Entgleisung.



Rades durch starke nickende Bewegungen und durch eine gleichzeitig hinzutretende schlingende Bewegung eine Verstärkung des Seitendrucks erfolgt.

Bezeichnet  $S$  diese Seitenkraft der Vorderachse, die gegen den Schienenkopf unter dem Winkel  $\varphi$  gegen die Tangente einwirkt, und  $N$  den Normaldruck im Stützpunkte, so ist das Gleichgewicht der Kräfte längs der Tangente (Fig. 357) bzw. die Sicherheit gegen das Aufwärtsgleiten an die Bedingung geknüpft

$$-S \cos \alpha + \frac{G}{2} \sin \alpha - \mu N + \frac{\mu G}{2} \cos \alpha = 0$$

mit Berücksichtigung der Verschiebung des anderen Rades. Die senkrecht zur Stützfläche gerichtete Resultante der im Stützpunkt wirkenden Kräfte ist

$$N = \left( S - \frac{\mu G}{2} \right) \sin \alpha + \frac{G}{2} \cos \alpha;$$

hieraus folgt das Verhältnis

$$\frac{S}{G} = \frac{\sin \alpha}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{2(1 + \mu \operatorname{tg} \alpha)}.$$

wenn Glieder mit  $\mu^2$  vernachlässigt werden.

Was nun den Neigungswinkel  $\varphi$  zwischen den sich berührenden Flächen des Schienenkopfs und des Spurkranzes anbetrifft, so ist derselbe in der Hohlkehle zunächst kleiner als der in der Fig. 357 dargestellte Winkel des Normalprofils, wodurch die anfängliche Neigung zu einer Entgleisung erhöht wird. Ist dieser Winkel  $= 45^\circ$ , so wird

$$\frac{S}{G} = \frac{1}{2(1 + \mu)}$$

und für  $\alpha = 60^\circ$

$$= \frac{1,73}{2(1 + 1,73 \mu)},$$

woraus sich die in folgender Tabelle angegebenen Werte berechnen:

| $\mu =$        | $\varphi = 45^\circ$ | $\alpha = 60^\circ$ |
|----------------|----------------------|---------------------|
| 0              | 0,500                | 0,866               |
| $\frac{1}{10}$ | 0,455                | 0,737               |
| $\frac{1}{5}$  | 0,417                | 0,643               |

Dieses Verhältnis  $\frac{S}{G}$  kann als ein Maßstab für die Sicherheit betrachtet werden.

Er ist zunächst wesentlich von dem Neigungswinkel  $\alpha$  der Hohlkehle abhängig; dieser ist bei den deutschen Bahnen  $= 60^\circ$ ; die Amerikaner haben  $70^\circ$  und die Franzosen und Engländer  $80^\circ$ . Ferner wird die Sachlage um so ungünstiger, je größer der Reibungskoeffizient  $\mu$  wird; er kann bei Wagen, die lange gestanden haben, bis zu 0,5 steigen, aber diese Einwirkung wird verringert und kann ganz unterdrückt werden, wenn die Neigung des Fahrzeugs, bzw. der Achse gegen das Gleis, also der Anschneidwinkel verringert wird, wie bei den Drehgestellen; ein zu großer Radstand derselben wirkt dann allerdings wieder ungünstig. Bei vollkommen radialer Einstellung einer Achse rückt aber der Reibungspunkt zwischen Rad und Schiene weiter zurück, bis senkrecht unter die Achse, wodurch die Reibung in diesem Punkte unschädlich wird und  $\mu = 0$  gesetzt werden kann; deshalb sind Fahrzeuge mit Drehgestellen als viel sicherer zu betrachten als solche mit fest gelagerten Achsen.

Bei diesen Vorgängen hat also die Lage des durch den Anschneidwinkel bestimmten eigentlichen Berührungs- und Reibungspunktes zwischen Rad und Schiene, als Sitz des Reibungswiderstandes und als Stützpunkt des Rades beim Aufsteigen, eine wesentliche Bedeutung.

Es erscheint daher zweckmäßig, einmal zu versuchen, die Lage dieses schwer zu ermittelnden Reibungspunktes zwischen Rad und Schiene festzustellen.

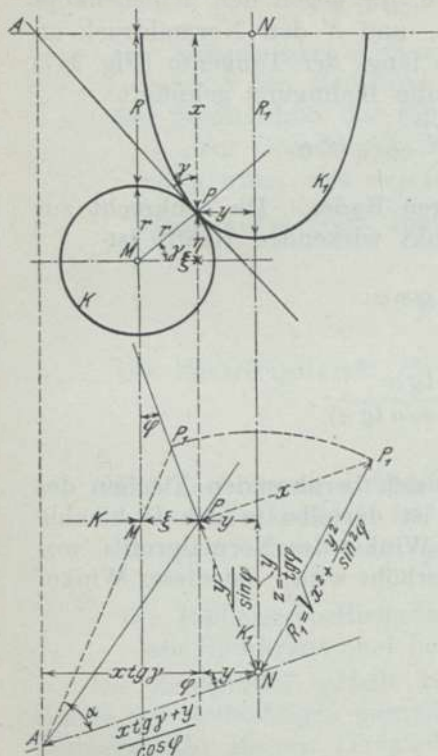


Fig. 358. Der Reibungspunkt zwischen Rad und Schiene.

Für den Kreis  $K$ , die Ellipse  $K_1$  und die gemeinsame Tangente  $AP$  hat man folgende Beziehungen.

1.  $\xi^2 + \eta^2 = r^2$ .
2.  $\frac{x^2}{R_1^2} + \frac{y^2}{(R_1 \sin \varphi)^2} = 1$ .
3.  $\frac{d\eta}{-d\xi} = \operatorname{ctg} \gamma = \frac{\xi}{\eta}$ .
4.  $\frac{dy}{-dx} = \operatorname{tg} \gamma = \frac{x \sin^2 \varphi}{y}$ .
5.  $x + \eta = R + r$  und

$$6. \frac{NP_1}{NA} = \frac{\sqrt{(NP)^2 + x^2}}{x \operatorname{tg} \gamma + y} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{\sqrt{\left(\frac{y}{\sin \varphi}\right)^2 + x^2}}{x \operatorname{tg} \gamma + y} \cdot \cos \varphi$$

$$= \frac{\sqrt{y^2 + x^2 \sin^2 \varphi} \cdot \cos \varphi}{x \cdot \frac{x \sin^2 \varphi}{y} + y} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \varphi} = \frac{y}{\operatorname{tg} \varphi \cdot \sqrt{x^2 \sin^2 \varphi + y^2}} = \frac{y}{R_1 \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \varphi} = \operatorname{tg} \alpha;$$

also

$$\frac{y}{R_1} = \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin^2 \varphi}{\cos \varphi} = \frac{\sin \varphi \cdot \sqrt{R_1^2 - x^2}}{R_1};$$

Die gegebenen Größen sind:

1. Die zylindrische Abrundung des Schienenkopfes mit dem Halbmesser  $r = 14$  mm,
2. die kegelförmige Fläche der Radreifenhohlkehle unter dem Winkel  $\alpha = 60^\circ$  gegen die wagerechte,
3. der mittlere Halbmesser des Radlaufkreises  $R$  und
4. der auf dem Radstande, dem Spielraum der Spurkränze im Gleis, bzw. aus dem Halbmesser der Bahnkrümmung zu ermittelnde Anshneidwinkel  $\varphi$ .

In der Fig. 358 ist die Sache in zwei Projektionen dargestellt.

$K$  ist der unter 1 angegebene Kreis,

$K_1$  der zum gemeinschaftlichen Berührung- und Reibungspunkt  $P$  gehörige Laufkreis des Radreifens mit dem Mittelpunkt  $N$  und dem Halbmesser  $R_1$ ; er erscheint in der ersten Projektion als Ellipse und in der zweiten als grade Linie.

$AP$  ist die berührende Seite der Kegelfläche.

Es handelt sich um die Bestimmung der Koor-

ordinaten  $z = \frac{y}{\operatorname{tg} \varphi}$  und  $\eta$  des Punktes  $P$ .



also 
$$\frac{\sqrt{R_1^2 - x^2}}{R_1} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi;$$

ferner ist 
$$\frac{y}{x \sin^2 \varphi} = \frac{\xi}{\eta} = \frac{\sqrt{r^2 - \eta^2}}{\eta} = \frac{\sqrt{R_1^2 - x^2}}{x \sin \varphi};$$

demnach 
$$\frac{\sqrt{R_1^2 - x^2}}{x} = \sin \varphi \cdot \frac{\sqrt{r^2 - \eta^2}}{\eta} = \sqrt{\frac{R_1^2}{x^2} - 1} = \sin \varphi \sqrt{\frac{r^2}{\eta^2} - 1}$$

und 
$$\frac{R_1^2}{x^2} - 1 = \sin^2 \varphi \left( \frac{r^2}{\eta^2} - 1 \right); \quad \frac{R_1^2}{x^2} = \cos^2 \varphi + \frac{r^2}{\eta^2} \sin^2 \varphi;$$

da aber 
$$\frac{\sqrt{R_1^2 - x^2}}{R_1} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi,$$

so ist auch 
$$1 - \frac{x^2}{R_1^2} = \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi,$$

oder 
$$\frac{x^2}{R_1^2} = 1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi$$

und 
$$\begin{aligned} \frac{R_1^2}{x^2} \cdot \frac{x^2}{R_1^2} &= (1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi) \left( \cos^2 \varphi + \frac{r^2 \sin^2 \varphi}{\eta^2} \right) = 1 \\ &= (1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \varphi) \left( \cos^2 \varphi + \frac{\sin^2 \varphi}{\sin^2 \gamma} \right), \end{aligned}$$

$$\frac{1}{\sin^2 \gamma} = \frac{1}{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi} - \frac{\cos^2 \varphi}{\sin^2 \varphi} = \frac{\sin^2 \varphi + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi}{(1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \varphi) \sin^2 \varphi} = \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi}$$

und 
$$\sin^2 \gamma = (1 - \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi) \cos^2 \alpha = \frac{\cos(\alpha + \varphi) \cos(\alpha - \varphi)}{\cos^2 \varphi}$$

und hiermit sind alle anderen Größen bestimmt; z. B. der Raddurchmesser

$$\begin{aligned} R_1 &= \sqrt{x^2 + \frac{y^2}{\sin^2 \varphi}} = x \sqrt{1 + \left( \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg} \gamma \sin \varphi} \right)^2} = (R + r - \eta) \sqrt{1 + \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}^2 \gamma}} \\ &= (R + r - r \sin \gamma) \sqrt{1 + \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}^2 \gamma}} = [R + r(1 - \sin \gamma)] \sqrt{1 + \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}^2 \gamma}}; \end{aligned}$$

ferner der Abstand

$$z = \frac{y}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{x \cdot \sin^2 \varphi}{\operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi} = \frac{[R + r(1 - \sin \gamma)] \sin^2 \varphi}{\operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi} = \frac{[R + r(1 - \sin \gamma)] \sin \varphi \cdot \cos \varphi}{\operatorname{tg} \gamma}$$

Nun ist der Anschneidwinkel meistens  $< 1^\circ$ , so daß  $\cos \varphi = 1$  gesetzt werden kann, daher

$$z = [R + r(1 - \sin \gamma)] \frac{\sin \varphi}{\operatorname{tg} \gamma},$$

z. B.  $R = 0,5$  m und bei einem festen Radstand  $a = 5$  m und einer Bahnkrümmung  $\varrho = 300$  m

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{a}{\varrho} = \frac{5}{300} = \frac{1}{60};$$

oder  $\varphi = 1^\circ$ . Dann ist

$$\sin^2 \gamma = \frac{\cos 61^\circ \cdot \cos 59^\circ}{\cos^2 1^\circ} = 0,25;$$

also  $\gamma = 30^\circ$  und

$$z = \frac{514 - 14 \cdot 0,5}{0,577} \cdot 0,017 = 17 \text{ mm.}$$

Der Winkel  $\gamma$  ist wenig veränderlich und kann stets  $= 30^\circ$  gesetzt werden.

Wird der durch die Trägheitswirkung der schlingenden Lokomotivmasse hervorgerufene Seitenschub  $S$  auf dem um die senkrechte Schwerpunktsachse zurückgelegten Winkel  $\zeta$  als konstant angenommen, so ist für das Schlingern um die senkrechte Schwerpunkts-Hauptträgheitsachse

$$\int M d\zeta = S(a+x)\zeta = Q_z \cdot \frac{w^2}{2},$$

wenn  $a$  den vorderen Radstand bis zur Treibachse und  $x$  die Entfernung der Schwerpunkts von derselben bezeichnet.

Hieraus erhält man die Winkelgeschwindigkeit der schlingenden Bewegung

$$w = \sqrt{\frac{2S(a+x)\zeta}{Q_z}} = \sqrt{\frac{2 \cdot a \cdot G(a+x)\zeta}{\frac{b \cdot G}{g} \cdot \varrho^2}},$$

unter  $a$  das oben bestimmte Sicherheitsverhältnis und  $\frac{b \cdot G}{g}$  die auf den Trägheitsradius  $\varrho$  bezogene Masse der Lokomotive verstanden. Wäre z. B. für eine  $\frac{2}{3}$  gekuppelte Lokomotive  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$ ,  $a = 2$  m,  $x = 0,23$  m und  $a = 0,75$ , sowie der größte Ausschlag

$$\zeta = \frac{\sigma}{2(a+x)} = \frac{0,025}{2 \cdot (2 + 0,23)} = 0,0056,$$

ferner  $G = 11,7$  t und  $M = \frac{b \cdot G}{g} = \frac{37 \cdot 1000}{g}$ ;

also  $b \cdot G = 3,16 \cdot 11,7 = 37$  t

und das Trägheitsmoment der Lokomotivmasse um die senkrechte Schwerpunktsachse

$$Q_z = M \varrho^2 = \frac{37000 \cdot \varrho^2}{g} \text{ ist aber } = 25000 \text{ kgm}$$

und daher der Trägheitshalbmesser

$$\varrho = \sqrt{\frac{25000 \cdot 9,81}{37000}} = 2,575 \text{ m,}$$

so erhält man zunächst die Winkelgeschwindigkeit, unter den vereinfachenden Annahmen

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,75 \cdot 2,23 \cdot 0,0056 \cdot 9,81}{3,16 \cdot 2,575^2}} = 0,093.$$

Die Seitengeschwindigkeit der Drehbewegung würde daher

$$= (a+x)w = 2,23 \cdot 0,093 = 0,207 \text{ m/sek}$$

betragen.

Ist  $v$  die Zuggeschwindigkeit  $= \frac{v}{3,6}$  m/sek und erfolgt der Rückprall unter demselben Winkel  $\zeta$  als Anschneidwinkel, so würde  $0,207 = \frac{v}{3,6} \cdot \sin \zeta$  und daher die Zuggeschwindigkeit

$$v = \frac{3,6 \cdot 0,207}{\sin \frac{0,0056 \cdot 360}{2\pi}} = \frac{0,745}{\sin 0,32} = \frac{0,745}{0,00558} = 132 \text{ km/st}$$

betragen.



Nach dieser annähernden Berechnung und unter Vernachlässigung noch einiger Widerstände würde das Aufsteigen der Vorderachse bei einer Zuggeschwindigkeit von 132 km/st eintreten.

### Schlußbemerkung.

Entgleisungen entstehen nur ganz ausnahmsweise durch einzelne Wirkungen; in der Regel werden sie durch ungünstiges Zusammentreffen mehrerer Wirkungen, oder vorhergegangene Anhäufung von Schwingungen hervorgerufen. Einzelne Gleisunebenheiten sind daher selten gefährlich; liegen dagegen mehrere zufällig in solcher Anordnung hintereinander, daß ihre Wirkungen einander verstärken, oder sich gar wiederholen, so können leicht bedenkliche Schwingungen entstehen. Der artigen Anhäufungen von Schwingungen durch die Anordnung der Lokomotive tunlichst vorzubeugen, ist Sache des Erbauers. Welche Mittel zur Vermeidung der einzelnen Schwingungsarten anzuwenden sind, ist im vorstehenden erörtert; am wichtigsten bleibt in dieser Beziehung immer ein verhältnismäßig langer Achsstand.

---

### Dritter Teil.

# Lokomotivversuche und das Entwerfen der Lokomotiven.

## I. Versuche mit Lokomotiven.

### Einleitung.

Nachdem man erkannt hatte, daß nicht jede Lokomotivbauart verschiedenen Zwecken entspricht, sondern im Gegenteil fast für jede Steigung, Geschwindigkeit und Leistung nur eine bestimmte Bauart geeignet ist, demnach eine schärfere Gruppierung der Lokomotivbauarten nach ihrer Arbeitsleistung oder nach dem beabsichtigten Zweck sich aufdrängte, ist neben den fast ununterbrochen fortgesetzten Versuchen, besonders die Prüfung neuer Lokomotivbauarten während der Fahrt und der Vergleich vorhandener ein immer größeres unabweisbares Bedürfnis geworden. Den inneren Zusammenhang aller Erscheinungen bei der Erzeugung und Verwendung der Lokomotivkraft aufzufinden und auf Grund derselben Regeln für den Lokomotivbau und Betrieb aufzustellen, ist also bisher in reichem Maße das induktive Verfahren der Beobachtung und des noch schneller zu brauchbaren Ergebnissen führende des Versuchs angewendet und, ohne auf die rein spekulative Ausbeute zu verzichten, mit einer darauffolgenden deduktiven Behandlung des Gegenstandes zur Aufstellung von Theorien verbunden worden.

Nur durch den Versuch, der die Forschung durch Einschränkung des Gebiets erleichtert, kann nach und nach die vollständige wissenschaftliche Erkenntnis und der praktische Erfolg erlangt werden.

**Lokomotivversuchsanstalt.** Solange nun solche Untersuchungen an feststehenden Lokomotiven, in Ermangelung der hierzu erforderlichen Einrichtungen, nicht erfolgen können, sind Versuchsfahrten unentbehrlich. Untersuchungen an festgestellten Lokomotiven würden, wenn sie auch nicht alle vorliegenden Aufgaben erledigen können, aber doch bis zu einem gewissen Grade höchst wünschenswert und zweckmäßig sein. Ein großer und wichtiger Teil der Untersuchungen könnte sogar viel sicherer und genauer durchgeführt werden, so z. B. die Feststellung der Verdampfungsfähigkeit und der dabei bestehenden Verhältnisse zwischen Dampfspannung, Füllungsgrad, Geschwindigkeit und Luftverdünnung über dem Roste, ferner auch das wichtige Gebiet der Ermittlung des Dampfverbrauchs und der Druck- und Dampfverluste.

Außerdem könnten bessere Erfolge auf dem indikatorischen, thermotechnischen und pyrotechnischen Gebiete erlangt werden, was bisher in der Kenntnis und Theorie der Lokomotive gegenüber den ortsfesten Dampf- und Schiffsmaschinen versäumt



worden ist. Nur derjenige kleinere Teil der Lokomotivuntersuchung, der sich auf den Widerstand der Bahn und des Zuges, den Einfluß der Witterung, den Gang der Lokomotive usw. erstreckt, würde auch ferner Versuchsfahrten auf freier Strecke in beschränktem Maße erfordern.

Während bereits seit langer Zeit Versuchsanstalten zur Prüfung von Materialien bestehen, kann die Errichtung von Stationen oder besser eines ständigen *Versuchamts* zur Untersuchung von Lokomotiven, dessen Ergebnisse auf den künftigen Lokomotivbau entscheidend einwirken könnten, nicht dringend genug empfohlen werden, und jeder Lokomotivtechniker wird, wenn er aus dem Folgenden, oder aus eigener Anschauung, die großen Schwierigkeiten, die mit Versuchsfahrten untrennbar verbunden sind, erkannt und gewürdigt hat, dies bestätigen.

Während unter einem zu weit gehenden, die Lokomotivkenntnis verflachenden System der Normalien eine solche Einrichtung entbehrlich erscheint, fordert hingegen die unaufhaltbare, gesteigerte Einführung neuer Bauarten dazu auf, diese Kenntnis zu vertiefen und zu verschärfen.

**Zweck der Versuche.** Der Endzweck solcher Versuche ist stets eine *Verbesserung des Lokomotivbetriebs* in der Gestalt einer Vereinfachung desselben, *Vergrößerung der Lokomotivkraft* und *Erhöhung der Wirtschaftlichkeit*.

**Betriebsergebnisse.** Da hierbei fast unzählige Ursachen mitwirken, so ist es in den meisten Fällen nicht möglich, durch bloße *Beobachtungen* im regelmäßigen Betriebsdienst richtige und praktische Ergebnisse zu erlangen. Es ist dann unerlässlich, Vergleiche unter denselben Vorbedingungen anzustellen und dabei nur dasjenige Element, dessen Einwirkung festgestellt werden soll, willkürlich zu ändern. Sollen z. B. Lokomotivbauarten miteinander verglichen werden, so kann dies zwar einigermaßen durch eine große Reihe statistischer Aufzeichnungen, aber immer nur oberflächlich geschehen, weil hierbei der Einfluß der verschiedenen Lokomotivbedienung, des Heizmaterials, der Witterung und in der Regel auch derjenige verschiedener Steigungsgrade der Bahn, der Zugstärke, Geschwindigkeit usw. nicht ausgeschlossen ist. Werden aber zu diesem Zweck Versuche angestellt, so ist es möglich, unter allen Einflüssen nur denjenigen zu ändern, der ermittelt werden soll. Besonders bei den Leistungs- und Wirtschaftlichkeitsversuchen erscheint dies unvermeidlich. Allerdings erwartet man immer im Lokomotivbetrieb schließlich eine Bestätigung der Versuchsergebnisse, was auch dann stets zutrifft, wenn die Verbesserungen von erheblicher Bedeutung sind, wie z. B.

- die Erhöhung der Lokomotivkraft und Wirtschaftlichkeit durch Vergrößerung der Dampfspannung und der Heizfläche,
- durch die Verbundwirkung, Dampftrocknung und Überhitzung,
- Erhöhung der Fahrsicherheit durch Kurvenbeweglichkeit und Vergrößerung der Radstände usw.

Ein beträchtlicher Teil der hier in Frage kommenden Lokomotivversuche ist bereits in den vorangehenden Teilen ausführlich und erschöpfend behandelt worden; es erscheint jedoch zweckmäßig, hier zunächst im Zusammenhang eine Übersicht aller Versuche zu geben und auf Grund derselben die Bearbeitung der Ergebnisse zu ergänzen.

Die nachfolgenden Betrachtungen schließen sich an den vorangegangenen Text und die Einteilung des Stoffes an.



# 1. Versuche über die Wärmeentwicklung.

## 1. Die Lokomotivanheizung.

Diese Versuche sind bei vollkommen gereinigter Feuerbuchse und durchgestoßenen Siederohren anzustellen. Bei der sog. warmen Anheizung (Zwischenanheizung im Dampfe) ist das erstere nicht möglich, und dieser Nachteil kann beim Versuch festgestellt werden. Das Anheizmaterial ist vom wirtschaftlichen Standpunkt aus betrachtet nach den örtlichen Verhältnissen verschieden. Man kann sowohl mit gewöhnlichem Holz sowie auch mit Reiserwellen und Torf (Schillfeuertorf im Nordwesten Deutschlands) sehr sparsam verfahren, wobei allerdings die zur Anheizung erforderliche Zeit unter Umständen mit als maßgebend bei der Beurteilung zu betrachten ist.

**Heizmaterial.** Das Feuerungsmaterial ist in der früher angegebenen Weise nach seinen Eigenschaften zu untersuchen und die Gewichtsmenge genau festzustellen; man verwendet deshalb bei Versuchen am besten Steinkohlenbriketts, deren Gewicht durch Abzählen leichter festgestellt werden kann.

Die Wärme- und Dampfentwicklung beim Anheizen einer Lokomotive ist unter Beobachtung der Zeit festzustellen unter zweckmäßigster Verwendung des Ausblashahns oder einer anderen künstlichen Anfachung.

Es ist zu beachten, daß der Wasserstand im Kessel infolge der Ausdehnung sich scheinbar erhöht und bei der Abkühlung entsprechend sinkt. Während der Anheizung ist, der nachfolgend beabsichtigten Lokomotivleistung entsprechend, das nötige Wasser nachzupumpen und das im Gefolge zu starken Anwachsens der Dampfspannung auftretende Abblasen der Sicherheitsventile zu vermeiden.

## 2. Die Verbrennung.

Die Versuche sind namentlich bei verschiedener Luftzuführung, der Höhenlage und der Menge nach, unter Messung der erzielten Verbrennungstemperaturen, in verschiedenen Tiefen der Feuerung und unter Aufstellung einer *Wärmebilanz* auszuführen. Bei den *Rauchgasanalysen* ist zu beachten, daß der Stickstoff nicht unmittelbar, sondern nur als Rest bestimmt werden kann. Siehe auch Zeitschr. Ver. deutsch. Ing. 1893, S. 595.

## 3. Der Einfluß der Rostfläche.

Dieser kann durch Verdecken eines Teils der Rostfläche mit feuerbeständigen Steinen ermittelt werden, wenn es sich um eine Verkleinerung handelt. Es empfiehlt sich dieses Verfahren auch bei ortsfesten Betriebskesseln. Es dürfte für jede Lokomotivbauart, insbesondere für die vorhandene Heizfläche eine zweckmäßigste Form, Größe und Höhenlage der Rostfläche bestehen, die nur durch praktische Versuche ermittelt werden kann.

## 4. Der Einfluß der Heizfläche.

Da der Wärmeübergang durch die Heizfläche, je nach der Entfernung von der Wärmequelle, noch nicht einwandfrei festgestellt ist, so erscheint es nötig, die betreffenden, bisher namentlich in Frankreich ausgeführten Versuche mit verschiedenen Verhältnissen zwischen der Feuerbuchs- und Siederrohrheizfläche bzw. bei verschiedenen langen Siederohren in einer Versuchsanstalt zu wiederholen und dabei den Einfluß der Beschaffenheit beider Heizflächen nach ihrem Reinigungszustande (Kesselstein und Ruß) bei verschiedenen Exhaustorwirkungen genauer als bisher zu berücksichtigen.



### 5. Rauch- und Funkenbildung.

Die Versuche können, und zwar bei Gelegenheit der Ausprobierung von Rauchverbrennungseinrichtungen und Funkenfängern, ebenso wie die nachstehend unter 9, 10, 11, 12, 13, 14, 17, 18, 19, 20, 29 und 30 angeführten mit den unter Nr. 28 zu besprechenden Leistungsversuchen gemeinschaftlich im Zusammenhange bearbeitet werden.

### 6. Wärmeverluste.

Sie sind unmittelbar während der Fahrt gar nicht und sonst sehr schwer, fast nur in Versuchsanstalten bei der Aufstellung von Wärmebilanzen, als Restwerte zu ermitteln. Einige besondere Versuche über die Abkühlung stehender Kessel sind bereits besprochen worden.

## 2. Die Dampfentwicklung.

### 7. Dampfentwicklung.

Siehe Teil I Abschnitt 2 mit Bezug auf das unter Nr. 4 dieses Abschnittes über den Wärmeübergang Gesagte.

### 8. Wärmebilanz. Desgl.

### 9. Feuerhöhe. Siehe Nr. 28.

### 10. Wasserstand im Kessel. Siehe Nr. 28.

### 11. Abblasen der Sicherheitsventile und sonstige Dampfverluste. Siehe Nr. 28.

### 12. Größe der Regulatoröffnung. Siehe Nr. 28.

Es ist unerlässlich, die Erscheinungen bei der Dampfströmung unter Berücksichtigung verschiedener Dampfgeschwindigkeiten und Drosselungen genauer als bisher zu ermitteln, wobei auch eine bessere Aufklärung über die innere Kondensation und den Dampfverbrauch zu erwarten ist.

## 3. Die Kraftentwicklung.

### 13. Indikatorische Untersuchungen. Siehe Teil I, Abschnitt 3 und Nr. 28.

### 14. Kalorimetrische Untersuchungen. Siehe Teil I, Abschnitt 3 und Nr. 28.

Auch auf diesem Gebiete muß eine genauere Ermittlung über den Einfluß der Dampfнасse, der Überhitzung, des Wärmeaustausches und eine endgültige Feststellung der Wärmebilanz in den Dampfzylindern mit Hilfe des Entropie-Diagramms erfolgen.

### 15. Leer- und Vollgang der Lokomotiven. Siehe Teil I, Abschnitt 3.

### 16. Massenkräfte. Siehe Nr. 7.

17. Rückdruck in den Zylindern. Siehe außer Teil I, Abschnitt 3 auch Nr. 28.

18. Völligkeit der Indikatordiagramme. Desgl.

## 4. Das Triebwerk oder die Kraftübertragung.

### 19. Die Dampfverteilung.

Es empfiehlt sich, die Versuche mit verschiedenen Steuerungsbauarten und besonders bei verschiedenen Ein- und Ausströmungsöffnungen, sowie bei verschiedenen Expansions- und Kompressionsgraden, in einer Versuchsanstalt planmäßig durchzuführen, siehe auch Nr. 28 und 7.

20. Der Einfluß der Adhäsion gekuppelter Achsen. Siehe Nr. 28.

Der Einfluß der Kurbelstangenlänge und der Achsenkuppelung dürfte auch noch mit Nr. 7 zu verbinden sein.

## 5. Die Widerstände.

21. Die Reibungswiderstände. Siehe Teil II, Abschnitt 1.

Die Erscheinungen bei den durch Reibung entstehenden Widerständen gegen die Bewegung eines Körpers, insbesondere die Einwirkung

des Flächendrucks,  
der Geschwindigkeit,  
der Spielräume,  
der Temperatur,  
des Ölverbrauchs,  
des Reibungskoeffizienten usw.

sind bei der Lokomotive noch nicht einwandfrei aufgeklärt und festgestellt worden, was indessen erst in einer Versuchsanstalt mit genügender Schärfe erfolgen könnte.

22. Der Eigenwiderstand der leer gehenden Lokomotiven.

Es empfiehlt sich, bei verschiedenen Füllungsgraden und Geschwindigkeiten noch mehr Leerlauf-Diagramme aufzunehmen.

23. Der Luftwiderstand.

Die Wirkungen des Kopf- und noch mehr des Seitenwinds sind ebenfalls nach den im Teil II, Abschnitt 1 näher gemachten Angaben noch genauer festzustellen.

24. Der Bahnwiderstand.

Es dürften die Einflüsse verschiedener Oberbauarten in verschiedenen Unterhaltungszuständen zu ermitteln sein.

25. Der Kurvenwiderstand. Desgl.



## 26. Aus- und Ablaufversuche.

Eine noch größere Zahl solcher Versuche dürfte zur Entscheidung führen, ob die vom Verfasser aufgestellte Theorie überall zutreffend ist und ob die Auslaufkurven sich immer einer gleichseitigen Hyperbel anschließen.

# 6. Lokomotivfahrt.

## 27. Beschleunigungsversuche.

Es erscheint unerläßlich, diese mit verschiedenen Lokomotivbauarten zu wiederholen, um den Eigenwiderstand der Lokomotiven im Dampfe auch auf diese Weise möglichst genau festzustellen.

## 28. Leistungsversuche.

(Zu verbinden mit den Nummern 5, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 17, 18, 19 und 20.)

### 1. Zweck der Versuche.

Die vollständige Untersuchung einer Lokomotive erstreckt sich auf die nachbezeichneten Gegenstände:

Dampfentwicklungsfähigkeit und Dampfverbrauch unter allen möglichen Verhältnissen, also auf verschiedenen Steigungen, bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Zugstärken; Feststellung der Grenzen derselben, sowie der durchführbaren Füllungsgrade, der Adhäsion, der Zugkräfte und Leistungen; Ermittlung der Wasser-, Dampf- und Druckverluste; Widerstand der Bahn und des Zuges; Güte des Brennmaterials und Verbrauch desselben; Gang der Lokomotive; zweckmäßigste Behandlung derselben, Vor- und Nachteile der Bauart; zweckmäßigste Verwendung derselben; Begründung von Abänderungs- und Verbesserungsvorschlägen; Einfluß der Witterung auf die Lokomotivleistung usw.

Alle diese Aufgaben in befriedigender Weise zu lösen kann nur gleichzeitig durch praktische Beobachtungen und theoretische Untersuchungen erreicht werden. Die experimentelle Untersuchung bildet auch hier die letzte Instanz, und die hierbei zu Gebote stehenden Hilfsmittel sind besonders die indikatorische und kalorimetrische Untersuchung, die daher am Schluß dieses Kapitels in Ergänzung zu Teil I Abschnitt 3 möglichst vollständig behandelt werden sollen.

### 2. Die Versuchs-Lokomotive.

#### a) Auswahl derselben.

Bei der Auswahl der zu Versuchszwecken zu bestimmenden Lokomotiven muß beachtet werden, daß sie der fraglichen Bauart genau entsprechen, sowie keine Konstruktions- und Fabrikationsfehler haben, während ihr guter Zustand bei der Ausrüstung meistens erst hergestellt werden muß. Unter besonderen Umständen wird dies aber unterbleiben, wenn es sich, wie z. B. bei Feststellung der Lokomotivkraft zu Militärzwecken, nur durchaus um tatsächliche, mittlere Betriebsverhältnisse handelt.



## b) Probefahrt.

Bevor die Ausrüstung und Ausbesserung beginnt, empfiehlt es sich, mit der Lokomotive eine Probefahrt zu machen, um sich von ihrem Zustande und dem gegenwärtigen Eigenwiderstande zu überzeugen, was durch eine Leerfahrt im Dampfe und durch Ablaufen auf einer geneigten Gefällstrecke leicht bewirkt werden kann.

## c) Ausbesserung.

Die hiernach vorzunehmende Ausbesserung der Lokomotive und des Tenders hat also den Zweck, den betriebstüchtigen Zustand auf genaueste wieder herzustellen, da es sich bei diesen Versuchen auch darum handelt, die größtmögliche Leistung der Lokomotivbauart festzustellen. In der Zusammenstellung 1 sind z. B. diejenigen Schlosserarbeiten angegeben, die in der Regel auszuführen sind. Der leitende Beamte kann diese Zusammenstellung benutzen, wenn er an der auseinander genommenen Lokomotive die vorzunehmenden Ausbesserungen und gleichzeitig auf Grund der bestehenden Lohnsätze den Gesamtsäcklohn für die Schlosserarbeiten an der Versuchs-Lokomotive zu bestimmen hat.

Bezüglich des vorhandenen Kesselsteins ist zu bemerken, daß er mit zunehmender Stärke den pyrometrischen Heizeffekt stark verringert, aber eine ganz dünne Schicht im Betriebe insofern erwünscht ist, als sie den weiteren Angriff der metallischen Oberfläche verzögert.

## d) Ausmessung.

Um einen allgemeinen Überblick über die Bauart der Versuchslokomotive und ihre Hauptabmessungen zu erlangen, erscheint es zweckmäßig, sowohl eine Photographie, als auch eine Konstruktionszeichnung in Auf- und Grundriß herzustellen. Die Ausmessung der Lokomotive erfolgt auf Grund der Vordrucke 1 und 2, aus denen alles Nötige ersichtlich ist. Ferner sind die in der Zusammenstellung 2 bezeichneten Maßskizzen mit größter Genauigkeit anzufertigen, die späteren Berechnungen als Grundlage dienen. Das Ausmessen des Dampf- und Wasserraumes im Kessel geschieht wie folgt: der ganze Kesselraum wird vollständig mit Wasser angefüllt und beim Wiederablassen die beiden Räumen entsprechenden Wassermengen durch ein Hektolitermaß festgestellt. Dann wird der Kessel, unter gleichzeitiger Probeanheizung, bis zum niedrigsten Wasserstand wieder angefüllt und bis zum Normaldruck angeheizt. Die hierbei eintretende Ausdehnung des Wassers und Erhöhung des Wasserspiegels gibt den Nullpunkt der nunmehr zu bildenden Skala des warmen Kesselwassers, die bei der Bestimmung des Wasserverbrauchs aus dem Kessel von Wichtigkeit ist. Der Ausdehnungskoeffizient beträgt bei dem gewöhnlichen Temperaturunterschiede etwa 10%. Diese bei den Versuchen unentbehrliche Skala von 100 zu 100 Liter mit je viermaliger Teilung, so daß jeder Teilstrich 25 Liter Kesselwasser unter dem Normaldruck anzeigt, wird nun mit größter Sorgfalt folgendermaßen erhalten. Aus dem bereits eingeteilten Wasserraum des Tenders werden 100 Liter in den Kessel gepumpt, der hierbei gesunkene Dampfdruck, ohne Anwendung des Anfachhahnes wieder auf den normalen Stand gebracht und der Teilstrich angezeichnet usf.

Zur Messung des Wasserverbrauchs aus dem Tender, bzw. bei Tenderlokomotiven aus deren Wasserbehältern, werden an den vier Ecken Wasserstandsgläser mit Skalen angebracht. Die Einteilung erfolgt, nachdem durch einen Wasserspiegel des Behälters dieser in die genaue wagerechte Lage gebracht ist und hundertliterweise nachgefüllt wird. Die Ablesung erfolgt mit einer Genauigkeit von 5 Liter auf wagerecht ausgerichteten Gleisen.



## Zusammenstellung 1.

## Ausbesserung der Versuchs-Lokomotive Nr. —

| Lfd. Nr. | Bezeichnung der Arbeitsausführungen  | Lfd. Nr. | Bezeichnung der Arbeitsausführungen  |
|----------|--|----------|--|
| 1        | Langkessel- oder Feuerbuchsmantel-Bekleidungsblech abnehmen und wieder befestigen.                                     | 32       | Mutter zur Verschraubung bearbeiten.   |
| 2        | Abgerissene Bekleidungs-schraube ausbohren und das Gewinde im Bekleidungsklötzchen nachschneiden.                      | 33       | Verschraubung ersetzen.  |
| 3        | Kesselbekleidungsunterreif anfertigen und anpassen.  | 34       | Sicherheitsventilsitz dichten.   |
| 4        | Mannlochdeckel abnehmen und dichten.   | 35       | Aschkasten-, Rauchkammer-, Reifen-, Spritzrohr usw. abnehmen und anbringen.                                |
| 5        | Manteldeckel erneuern.   | 36       | Armaturstutzen dichten, einschleifen, Fräsen der Dichtfläche und Aufschleifen der Linse.                   |
| 6        | Schlammlochdeckel herausnehmen, wieder einsetzen und dichten.  | 37       | Regulatorkopf aufschleifen und dichten.  |
| 7        | Alte Feuerbuchsdecke von Kesselstein befreien und reinigen, für 1 Anker.   | 38       | Regulatorbolzen erneuern.  |
| 8        | Kesselnietloch bohren.   | 39       | Regulatomatrix dichten.  |
| 9        | Feuerbuchsdeckankermutter ersetzen.  | 40       | Regulatorzugstangengelenk angeschweißt bearbeiten.   |
| 10       | Stehbolzen, neuen, einsetzen und verdichten.   | 41       | Ein- oder Ausströmungsrohr ab.   |
| 11       | Feuerbuchs- und Langkesselnähte, sowie den Feuerbuchs-kranz unter Wasserdruck dichten.                                 | 42       | Ein- oder Ausströmungsrohr dichten und befestigen.   |
| 12       | Alten Rostkranzwinkel nebst Balken ab- und anbringen, einschl. Ersatz der Muttern.                                     | 43       | Dichtlinse aufschleifen.   |
| 13       | Feuertür abnehmen und wieder anbringen.  | 44       | Alten Exhaustor ausbessern ab oder an.   |
| 14       | Feuertürbolzen mit Gelenk ersetzen.  | 45       | Ring oder Steg in den Exhaustor einsetzen.   |
| 15       | Aschkastenstift oder -schraube ausbohren und erneuern.   | 46       | Achsschenkel feilen und schmirgeln.  |
| 16       | Zweiteiligen Aschkasten abnehmen.  | 47       | Achsschenkel schmirgeln.   |
| 17       | Neue Aschkastenzugstangen bearbeiten und anpassen.   | 48       | Altes Achslager seitlich (Halbmond) aufflicken.  |
| 18       | Neuen Führungskloben zu einer Aschkasten- oder Hahnzugstange bearbeiten und anbringen.                                 | 49       | Altes Achslager auf den Achsschenkel aufpassen.  |
| 19       | Flugaschkasten ab oder an.   | 50       | Achsbuchsfutter aufflicken und befestigen.   |
| 20       | Funkenfängerblech erneuern, einpassen und befestigen.  | 51       | Achsbuchse mit neuem Ölkissenblech und Federn versehen.  |
| 21       | Rauchkammerdeckblech einpassen und befestigen.   | 52       | Alte Achsbacke aufflicken, einschl. abnehmen und befestigen.   |
| 22       | Zwei Rauchkammerdeckbleche einschließlich Funkenfänger und Bleche ab oder an.  | 53       | Altes Achslager an den Seiten, parallel zum Schenkel aufflicken und in die Buchse einpassen, bzw. schaben. |
| 23       | Blech um die Dampf-Ein- und Ausströmungsrohre am zylindrischen Teil der Rauchkammer luftdicht anpassen und befestigen. | 54       | Schraube im Rahmen auswechseln und das Loch aufreiben.   |
| 24       | Rauchkammertürverschlußsteg herausnehmen oder einsetzen.   | 55       | Achsbuchsdeckel ausbessern.  |
| 25       | Schornstein zum Exhaustor ausloten und ausrichten.   | 56       | Alte Achsgabelverbindung aufflicken.   |
| 26       | Großen Dampfdom abnehmen, dichten und befestigen einschl. Verkleidung.   | 57       | Alte Achsbuchsschmiedille ersetzen.  |
| 27       | Exhaustorstütze anfertigen und anbringen.  | 58       | Rahmstückverbindung abnehmen.  |
| 28       | Blasrohr befestigen.   | 59       | Rahmstückverbindung anbringen und befestigen.  |
| 29       | Federwage ab, untersuchen und an, einschl. Hülsen und Keile.   | 60       | Ausgleichhebel abnehmen und untersuchen.   |
| 30       | Wasserstandsversicherung ausbeulen und ausbessern.   | 61       | Ausgleichhebel anbringen.  |
| 31       | Wasserstandszeiger (Marke) anfertigen.   | 62       | Ausgleichhebelbolzen ersetzen.   |
|          |  | 63       | Ausgleichhebelhülse ersetzen.  |
|          |  | 64       | Alten Federstift oder Halter aufflicken.   |
|          |  | 65       | Federstift oder Halterkloben bearbeiten.   |
|          |  | 66       | Federhalter mit Kloben ab oder an.   |
|          |  | 67       | Tragfeder ab.  |
|          |  | 68       | Tragfeder an und spannen.  |
|          |  | 69       | Alten Bahnräumer ab oder an.   |
|          |  | 70       | Fußtritt abnehmen oder befestigen.   |
|          |  | 71       | Trittlechkonsol von Winkeleisen fertigmachen.  |
|          |  | 72       | Trittlechkonsol anbringen.   |
|          |  | 73       | Neue Laternenstütze bearbeiten.  |

## Zusammenstellung 1 (Fortsetzung).

| Lfd. Nr. | Bezeichnung der Arbeitsausführungen                               | Lfd. Nr. | Bezeichnung der Arbeitsausführungen   |
|----------|---|----------|---|
| 74       | Führerstandplatte alt, ab.  | 102      | Steuerungsspindellager, altes, zusammenfeilen.  |
| 75       | Führerstandplatte alt, an und befestigen.                         | 103      | Steuerungsbock aufflicken.  |
| 76       | Dampfzylinder-Deckelschraube ersetzen.                            | 104      | Steuerungsriegel aufflicken.  |
| 77       | Dampfzylinder, vorderen Deckel ab oder verdichten.                | 105      | Steuerungswellenlager nachfeilen, einschl. abnehmen und wieder anbringen.                                     |
| 78       | Dampfzylinderbekleidung ab oder an.                               | 106      | Achse vornehmen oder unterbringen.  |
| 79       | Dampfrührflansch bestoßen und aufpassen.                          | 107      | Hahnstange befestigen und anpassen, einschl. Bolzen.  |
| 80       | Dampfkolben herausnehmen und untersuchen.                         | 108      | Hahnzüge abnehmen.  |
| 81       | Dampfkolben einsetzen.  | 109      | Hahnzüge anbringen und einrichten.  |
| 82       | Dampfkolbenring erneuern oder alten unterlegen.                   | 110      | Alle Hähne und Ventile abnehmen.  |
| 83       | Dampfkolbenstopfbuchse, alte, abschlichten und verpacken.         | 111      | Alle Hähne und Ventile anbringen und dichten.   |
| 84       | Dampfkolbenstopfbuchsfutter ersetzen.                             | 112      | Zentralöler einschl. Rohre ab- und anbringen.   |
| 85       | Dampfkolben-Grundring ersetzen.                                   | 113      | Injektor ab und an.   |
| 86       | Dampfzylinderdeckel dampfdicht aufschleifen.                      | 114      | Injektorrohr ab.  |
| 87       | Dampfkolbenkeil, neuen, einpassen.                                | 115      | Injektorrohr an und dichten.  |
| 88       | Schieberkastendeckel ab oder an.                                  | 116      | Injektorflansch bestoßen und aufpassen.   |
| 89       | Schieberkastentiftschraube ausbohren, Gewinde und neue Schraube.  | 117      | Dichtlinse aufschleifen.  |
| 90       | Schieberversicherung bearbeiten und befestigen.                   | 118      | Sandkasten, alten, aufpassen.   |
| 91       | Stopfbuchse ab, abschlichten und verpacken.                       | 119      | Sandkatenrohrschelle neu einpassen und befestigen.  |
| 92       | Gleitsteinplatte, alte, auflegen, bzw. unterlegen und befestigen. | 120      | Zwei Schutzketten zwischen Tender und Lokomotive anbringen.   |
| 93       | Gradführung abnehmen.   | 121      | Bremsklotzhalter bearbeiten.  |
| 94       | Gradführung an, nach der Schnur richten und befestigen.           | 122      | Spiralfeder hierzu anfertigen.  |
| 95       | Ölgefäß bearbeiten und befestigen.                                | 123      | Dampfbremse abnehmen und anbringen.   |
| 96       | Kurbel- oder Kuppelstangenölgefäßschraube ersetzen.               | 124      | Indikator anbringen.  |
| 97       | Gangbares Zeug ab- oder anbringen.                                | 125      | Vakuummeter anbringen.  |
| 98       | Steuerung in allen Teilen untersuchen und ausbessern.             | 126      | Injektorhahnzugbolzen.  |
| 99       | Exzenterring nachpassen und zwischenlegen.                        | 127      | Eisernen Handgriff bearbeiten.  |
| 100      | Steuerungsschraube die Feder ersetzen.                            | 128      | Bekleidung der Dampfausströmungsrohre anfertigen und anbringen.   |
| 101      | Steuerungsmutter, alte, aufflicken.                               | 129      | Kessel auswaschen.  |
|          |   | 130      | Lokomotive und Tender zusammenkuppeln, einschl. passend machen der Stoßpuffer und Anschluß der Rohrleitungen. |

## Zusammenstellung 2.

## Maßskizzen.

Lokomotive Nr. ....

| Lfd. Nr. | Gegenstand                   | Lfd. Nr. | Gegenstand                  |
|----------|------------------------------|----------|-----------------------------|
| 1        | Lokomotiv-Auf- und Grundriß. | 7        | Wasserskalen am Tender.     |
| 2        | Schornstein und Exhaustor.   | 8        | Steuerung.                  |
| 3        | Funkenfänger.                | 9        | Schieberroste und -flächen. |
| 4        | Feuerschirm.                 | 10       | Die schädlichen Räume.      |
| 5        | Regulatoröffnung.            | 11       | Dampftrockenvorrichtungen.  |
| 6        | Wasserskala am Kessel.       | 12       | Wärmeschutzvorrichtungen.   |



## Vordruck 1.

## Bauart und Abmessungen der Versuchs-Lokomotive.

| Lfd. Nr. | Gegenstand   | Bezeichnung  | Einheit | Hoch- Druck |                    |
|----------|--|--------------|---------|-------------|--------------------|
|          |  |              |         | gekuppelt   | Nieß-Heiß- } Dampf |
| 1        | Bauart . . . . .   | —            | —       | gekuppelt   | Naß-Heiß- } Dampf  |
| 2        | Zahl der Zylinder . . . . .                                    | —            | —       |             |                    |
| 3        | Erbauer . . . . .  | —            | —       |             |                    |
| 4        | Lieferungsjahr . . . . .                                       | —            | —       |             |                    |
| 5        | Fabriknummer . . . . .   | —            | —       |             |                    |
| 6        | Beschaffungskosten . . . . .                                   | —            | Mark    |             |                    |
| 7        | Dienstzeit seit der Anlieferung . . . . .                      | —            | Monate  |             |                    |
| 8        | Durchlaufene Kilometer seit der Anlieferung . . . . .          | —            | km      |             |                    |
| 9        | Kolbendurchmesser . . . . .                                    | $d, d'$      | mm      |             |                    |
| 10       | Kolbenhub . . . . .  | $h$          | „       |             |                    |
| 11       | Treibraddurchmesser . . . . .                                  | $D$          | „       |             |                    |
| 12       | Ganze Rostfläche . . . . .                                     | $F$          | qm      |             |                    |
| 13       | Freie Rostfläche . . . . .                                     | —            | „       |             |                    |
| 14       | Feuerberührte Heizfläche der Feuerbuchse                       | $H_1$        | „       |             |                    |
| 15       | Feuerberührte Heizfläche der Siederohre                        | $H_2$        | „       |             |                    |
| 16       | Ganze Heizfläche . . . . .                                     | $H$          | „       |             |                    |
| 17       | Dampfüberdruck . . . . .                                       | $p$          | kg/qcm  |             |                    |
| 18       | Zahl der Roststäbe . . . . .                                   | —            | —       |             |                    |
| 19       | Stärke der Roststäbe . . . . .                                 | —            | mm      |             |                    |
| 20       | Zahl der Siederohre . . . . .                                  | —            | —       |             |                    |
| 21       | Durchmesser der Siederohre innen . . . . .                     | —            | mm      |             |                    |
| 22       | Durchmesser der Siederohre außen . . . . .                     | —            | „       |             |                    |
| 23       | Länge der Siederohre zwischen den Rohrwänden . . . . .         | —            | „       |             |                    |
| 24       | Lichter Durchmesser des Kessels . . . . .                      | —            | „       |             |                    |
| 25       | Tiefe der Feuerbuchse zwischen Rost und Siederohren . . . . .  | —            | „       |             |                    |
| 26       | Länge der Kurbelstange . . . . .                               | —            | „       |             |                    |
| 27       | Stärke der Kolbenstange vorn . . . . .                         | —            | „       |             |                    |
| 28       | Stärke der Kolbenstange hinten . . . . .                       | —            | „       |             |                    |
| 29       | Länge des Kolbenspielraumes vorn . . . . .                     | —            | „       |             |                    |
| 30       | Länge des Kolbenspielraumes hinten . . . . .                   | —            | „       |             |                    |
| 31       | Schädlicher Raum in Prozenten des Hubvolumens vorn . . . . .   | $\epsilon_0$ | %       |             |                    |
| 32       | Schädlicher Raum in Prozenten des Hubvolumens hinten . . . . . | $\epsilon_0$ | %       |             |                    |
| 33       | Dampfberührte Fläche des schädlichen Raumes vorn . . . . .     | —            | qm      |             |                    |
| 34       | Dampfberührte Fläche des schädlichen Raumes hinten . . . . .   | —            | „       |             |                    |
| 35       | Inhalt des Schieberkastens . . . . .                           | —            | cbm     |             |                    |
| 36       | Dampfberührte Fläche des Schieberkastens                       | —            | qm      |             |                    |
| 37       | Inhalt des Verbinders . . . . .                                | —            | cbm     |             |                    |
| 38       | Dampfberührte Fläche des Verbinders . . . . .                  | —            | qm      |             |                    |
| 39       | Dampfraum des Kessels . . . . .                                | —            | cbm     |             |                    |
| 40       | Wasserraum des Kessels . . . . .                               | —            | „       |             |                    |
| 41       | Größe des mittleren Wasserspiegels . . . . .                   | —            | qm      |             |                    |
| 42       | Abstand desselben von d. Regulatoröffnung                      | —            | mm      |             |                    |

## Vordruck 1 (Fortsetzung).

| Lfd.<br>Nr. | Gegenstand   | Bezeich-<br>nung | Einheit    | Hoch- | Nieder- |
|-------------|--|------------------|------------|-------|---------|
|             |  |                  |            | Druck |         |
| 43          | Querschnitt der Regulatoröffnung . . . . .                         | —                | qcm        |       |         |
| 44          | Innerer Durchmesser der Einströmungs-<br>rohre . . . . .           | —                | mm         |       |         |
| 45          | Innerer Durchmesser der Ausströmungs-<br>rohre . . . . .           | —                | „          |       |         |
| 46          | Engster Querschnitt der Einströmung . . . . .                      | —                | qcm        |       |         |
| 47          | Engster Querschnitt der Ausströmung . . . . .                      | —                | „          |       |         |
| 48          | Durchmesser des Exhaustors . . . . .                               | —                | mm         |       |         |
| 49          | Querschnitt des Exhaustors ohne Steg . . . . .                     | <i>f</i>         | qcm        |       |         |
| 50          | Mündung des Exhaustors über der Kessel-<br>mitte . . . . .         | —                | mm         |       |         |
| 51          | Durchmesser des Schornsteins . . . . .                             | —                | „          |       |         |
| 52          | Höhe der engsten Stelle über der Kessel-<br>mitte . . . . .        | —                | „          |       |         |
| 53          | Stärke des Kesselsteins an der Feuerbuchse . . . . .               | —                | „          |       |         |
| 54          | Stärke des Kesselsteins an den Siederohren . . . . .               | —                | „          |       |         |
| 55          | Exzentrizität der Steuerung . . . . .                              | —                | „          |       |         |
| 56          | Voreilungswinkel . . . . .   | $\delta$         | Grad       |       |         |
| 57          | Lineare Voreilung vorn . . . . .                                   | —                | mm         |       |         |
| 58          | Lineare Voreilung hinten . . . . .                                 | —                | „          |       |         |
| 59          | Außere Deckung . . . . .   | <i>d</i>         | „          |       |         |
| 60          | Innere Deckung . . . . .   | <i>i</i>         | „          |       |         |
| 61          | Höhe der Dampfkanäle . . . . .                                     | —                | „          |       |         |
| 62          | Breite der Dampfkanäle . . . . .                                   | —                | „          |       |         |
| 63          | Stärke der Radreifen . . . . .                                     | —                | „          |       |         |
| 64          | Höhe der Kesselmitte über der Schienen-<br>oberkante . . . . .     | —                | „          |       |         |
| 65          | Zulässige Fahrgeschwindigkeit . . . . .                            | <i>v</i>         | km/st      |       |         |
| 66          | Laufraddurchmesser vorn . . . . .                                  | —                | mm         |       |         |
| 67          | Laufraddurchmesser hinten . . . . .                                | —                | „          |       |         |
| 68          | Achsstand des Drehgestells . . . . .                               | —                | „          |       |         |
| 69          | Bauart des Drehgestells . . . . .                                  | —                | —          |       |         |
| 70          | Fester Achsstand zwischen den Kuppel-<br>achsen . . . . .          | —                | mm         |       |         |
| 71          | Ganzer Radstand der Lokomotive . . . . .                           | —                | —          |       |         |
| 72          | Ganzer Radstand der Lokomotive mit<br>Tender . . . . .             | —                | mm         |       |         |
| 73          | Ganze Länge der Lokomotive mit Tender<br>und den Puffern . . . . . | —                | „          |       |         |
| 74          | Drehung des Gestells . . . . .                                     | —                | Grad $\pm$ |       |         |
| 75          | Drehzapfen seitlich verschiebbar . . . . .                         | —                | mm $\pm$   |       |         |
| 76          | Bauart der Mittelstellvorrichtung . . . . .                        | —                | —          |       |         |
| 77          | Anfangsspannung der Federn . . . . .                               | —                | t          |       |         |
| 78          | Endspannung der Federn . . . . .                                   | —                | „          |       |         |
| 79          | Leergewicht der Lokomotive . . . . .                               | —                | „          |       |         |
| 80          | Dienstgewicht der Lokomotive . . . . .                             | <i>G'</i>        | „          |       |         |
| 81          | Belastung der 1. Achse . . . . .                                   | —                | „          |       |         |
| 82          | Belastung der 2. Achse . . . . .                                   | —                | „          |       |         |
| 83          | Belastung der 3. Achse . . . . .                                   | —                | „          |       |         |
| 84          | Belastung der 4. Achse . . . . .                                   | —                | „          |       |         |
| 85          | Belastung der 5. Achse . . . . .                                   | —                | „          |       |         |
| 86          | Adhäsionsgewicht . . . . .   | <i>A</i>         | „          |       |         |



## Vordruck 1 (Fortsetzung).

| Lfd. Nr. | Gegenstand  | Bezeichnung | Einheit | Hoch-<br>Druck | Nieder-<br>Druck |
|----------|---|-------------|---------|----------------|------------------|
| 87       | Leergewicht des Tenders . . . . .                           | —           | t       |                |                  |
| 88       | Dienstgewicht des Tenders . . . . .                         | —           | „       |                |                  |
| 89       | Belastung der 1. Achse . . . . .                            | —           | „       |                |                  |
| 90       | Belastung der 2. Achse . . . . .                            | —           | „       |                |                  |
| 91       | Belastung der 3. Achse . . . . .                            | —           | „       |                |                  |
| 92       | Belastung der 4. Achse . . . . .                            | —           | „       |                |                  |
| 93       | Ganzes Dienstgewicht der Lokomotive mit<br>Tender . . . . . | $G_1$       | „       |                |                  |
| 94       | Kohलगewicht . . . . .                                       | —           | „       |                |                  |
| 95       | Wassergewicht . . . . .                                     | —           | „       |                |                  |
| 96       | Gewicht der Ausrüstung . . . . .                            | —           | „       |                |                  |

## Vordruck 2.

## Berechnungswerte und Verhältnisse.

| Lfd. Nr. | Gegenstand   | Bezeichnung  | Einheit | Hoch-<br>Druck | Nieder-<br>Druck |
|----------|--|--|---------|----------------|------------------|
| 1        | Kolbenfläche . . . . .                                   | $\frac{\pi d^2}{4}$                                | qm      |                |                  |
| 2        | Zylinderinhalt . . . . .                                 | $\frac{\pi d^2}{4} \cdot h$                        | cbm     |                |                  |
| 3        | Wertziffer der Maschine . . . . .                        | $u = 100^2 \cdot \frac{d^2 h}{D}$                  | qm      |                |                  |
| 4        | Wertziffer der Maschine . . . . .                        | $u(p+1)$   | —       |                |                  |
| 5        | Quadrat des Kolbendurchmessers . . . . .                 | $d^2, d'^2$  | qm      |                |                  |
| 6        | Verhältnis beider . . . . .                              | $\frac{d'^2}{d^2}$                                 | —       |                |                  |
| 7        | Laufkreisumfang . . . . .                                | $\pi D$  | m       |                |                  |
| 8        | Zuggeschwindigkeit z. B. für $v = 100$ km/st             | $v = \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60}$             | m/sek   |                |                  |
| 9        | Umdrehungszahl für $v = 100$ km/st . . . . .             | $n = \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D}$ | —       |                |                  |
| 10       | Heizfläche : Rostfläche . . . . .                        | $H : F$  | —       |                |                  |
| 11       | Heizfläche : $u$ . . . . .                               | $H : u$  | —       |                |                  |
| 12       | Heizfläche : $u(p+1)$ . . . . .                          | $H : u(p+1)$                                       | —       |                |                  |
| 13       | Heizfläche : $A$ . . . . .                               | $H : A$  | qm/t    |                |                  |
| 14       | Lokomotivgewicht ohne Tender : ganze<br>Länge . . . . .  | —  | t/m     |                |                  |
| 15       | Lokomotivgewicht ohne Tender : Heiz-<br>fläche . . . . . | $G' : H$   | t/qm    |                |                  |

## e) Ausrüstung.

Die Lokomotive und der Tender werden mit folgenden Einrichtungen versehen:

Indikatoren,  
Geschwindigkeitsmesser,  
Vakuummeter,  
Manometer für Zylinder, Schieberkästen und Verbinder,

Wasserstandsskalen am Kessel für kaltes und warmes Wasser, am Tender vier Stück,  
 Kraftmesser zwischen Tender und Zug,  
 Schreibeinrichtung zur Darstellung der störenden Bewegungen,  
 Kästen zum Auffangen und Messen des Injektorschlabberwassers usw.

### 1. Der Indikator.

Der jetzt gebräuchliche Indikator ist in seiner Bauart und Anwendung bekannt und soll nur noch erwähnt werden, daß es sich empfiehlt, um Drosselungen zu vermeiden, die lichte Weite der Bohrungen und Rohre nicht unter 10 mm auszuführen und die letzteren möglichst kurz zu machen, sowie die ganze Einrichtung möglichst vor Abkühlung und Regen zu schützen.

**Zwangläufiger Antrieb.** Der Antrieb und die Bedienung des Indikators geschieht am zweckmäßigsten nach den bereits in den Fig. 65 bis 68 dargestellten Einrichtungen. Das Indizieren erfolgt vom Führerstande aus durch den leitenden Beamten selbst. Mit einem Griff wird der Dampfahh des Indikators geöffnet und der Bleistift durch einen Drahtzug angelegt. Durch diese von mir stets mit Erfolg angewandte Einrichtung wird es vermieden, daß der Beobachter vorn auf der Lokomotive einen gefährlichen und bei widrigem Winde ungeeigneten Platz einnehmen muß, und die Diagramme können im richtigen Zeitpunkte bei dem beabsichtigten Dampfdrucke, der richtigen Füllung und Geschwindigkeit aufgenommen werden. Die Bewegung des Indikators ist nach beiden Richtungen zwangläufig, so daß mit größter Sicherheit und Ruhe in einem Tage 100 Diagramme erlangt werden können.

Dabei ist zu beachten, daß die zur Bewegung dienenden Teile: Wellenhebel und Stangen nicht federn, um selbst bei den größten Geschwindigkeiten über 100 km/st vollständig befriedigende Drucklinien zu erhalten, was bekanntlich beim Schnurbetrieb nicht möglich ist, indem schon die rotierende Masse und die Dehnbarkeit des Fadens störende Beschleunigungen verursachen.

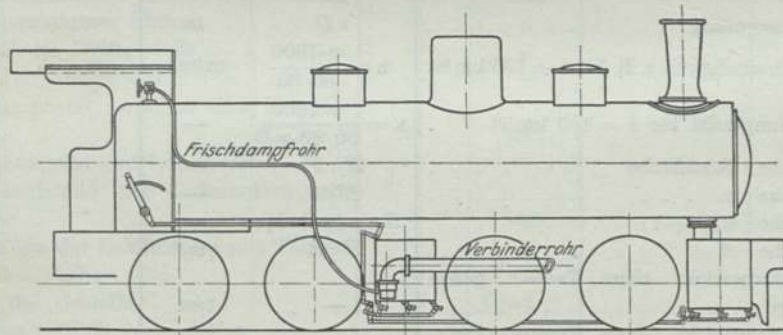


Fig. 359. Anfahrvorrichtung und Zylinderhahnbewegung bei vierzylindrigen Verbundlokomotiven mit Motorgestell.

Eigentlich wären selbst bei zweizylindrigen Zwillinglokomotiven vier Indikatoren erforderlich, um die Dampfdrucke und Arbeiten für jeden Zylinder und jede Kolbenseite zu erhalten; denn von dem positiven Drucke auf der einen Kolbenseite ist eigentlich der Gegendruck auf der anderen in Abzug zu bringen. Bei dem im folgenden beschriebenen Untersuchungsverfahren ist aber eine getrennte Indizierung auf beiden Kolbenseiten bei guter Anordnung der Rohrleitung nicht unumgänglich nötig. Erscheint es dennoch geboten, in einem bestimmten Fall, namentlich bei



Tendermaschinen, gleichzeitig auf beiden Kolbenseiten zu indizieren, so kann dies auch durch einen einzigen, über der Mitte der Zylinders angebrachten Indikator erfolgen, wobei aber etwas längere Dampfrohre zur Anwendung kommen müssen, siehe Fig. 66.

Muß, wie bei zweizylindrigen Verbundlokomotiven, auf beiden Seiten gleichzeitig indiziert werden, so ist es sehr zweckmäßig und auch leicht ausführbar, beide Indikatoren rechts und links durch die Bewegungsvorrichtung zu verbinden, siehe Fig. 67.

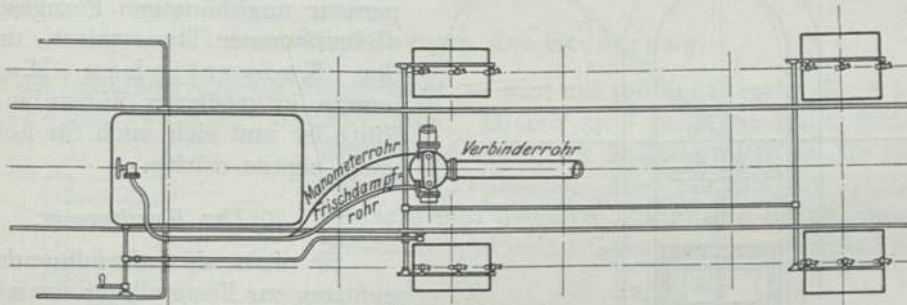


Fig. 360. Anfahrvorrichtung und Zylinderhahnbewegung bei vierzylindrigen Verbundlokomotiven mit Motorgestell.

Bei vierzylindrigen Verbundlokomotiven sind die Hoch- und Niederdruckzylinder auf der einen Seite gleichzeitig zu indizieren, was beim Drahtzug zur Anlegung des Stiftes durch Einschaltung eines gleicharmigen Ausgleichhebels geschieht. Bei diesen Lokomotiven ist es auch zweckmäßig, die Zylinderhahnbewegung in einem Griffe zu vereinigen, Fig. 68, 359 und 360.

## 2. Der Geschwindigkeitsmesser.

Bei andauernden Versuchen hat sich der *H a u ß h ä l t e r*sche Geschwindigkeitsmesser gut bewährt; es wäre aber bei dem später zu beschreibenden Verfahren, die jeweilige Geschwindigkeit festzustellen, kaum nötig, den Apparat auch registrieren zu lassen. Er hat allerdings den Nachteil, daß er nur zeitweise, immer alle 12 Sek., den Zeiger stellt, was zwar bei Beharrungszuständen zulässig ist, aber bei Aufnahme von Indikator diagrammen bei einer bestimmten augenblicklichen Geschwindigkeit sehr störend ist, so daß für diese Zwecke, sowie bei veränderlicher Geschwindigkeit während der Beschleunigung und Verzögerung und für die weitere Nachprüfung ein zweiter stetig zeigender Geschwindigkeitsmesser auf der anderen (linken) Seite des Führerstandes, dicht vor dem Stande des leitenden Beamten anzubringen, unerlässlich erscheint, und hierzu kann, wegen seiner Einfachheit, der *e l e k t r i s c h e* *G e s c h w i n d i g k e i t s m e s s e r* von *H o r n* empfohlen werden, wenn er mit einer praktisch angefertigten Skala versehen und täglich kontrolliert wird. Er zeigt nicht ganz genau, weil er ein wenig von der Temperatur abhängig ist; der Fehler kann aber stets festgestellt werden und ist meistens nicht größer als  $\frac{1}{2}$  bis 1 km/st.

Die Einteilung der Zifferblätter dieser Apparate ist auf einer besonderen Probefahrt mit Hilfe einer Geschwindigkeitsuhr zu bestimmen.

Dieser Geschwindigkeitsmesser beruht auf dem *A r a g o*schen Prinzip der *F o u c a u l t*schen Wirbelströme. Zwischen den Polen eines Stahlmagneten *N S*, Fig. 361, dreht sich mit der stehenden Welle *a* die Kupferkapsel *b*, die einen auf der Welle *c* sitzenden Anker *d* ablenkt. Diese Ablenkung wird durch den Rechen *e* und entsprechenden Trieb auf die Zeigerwelle übertragen. Der Ausschlag ist unabhängig von der Stärke des Magneten, die als Richtkraft des Ankers der ablenkenden Kraft des Induktionsstroms proportional ist, er wird aber insoweit von der äußeren



Temperatur beeinflußt, als er um 0,4% für 1° Temperaturzunahme abnimmt, was eine entsprechende Korrektur erfordert. Die Vorrichtung ist aber so einfach, daß außer einer von Zeit zu Zeit erforderlichen Reinigung kostspielige Ausbesserungen durchaus entbehrlich werden. Außerdem hat Horn jetzt einen neuen, ebenfalls stetig anzeigenden, von der Temperatur unabhängigen Ferngeschwindigkeitsmesser konstruiert, der bei der Kaiserlichen Marine bereits in größerem Maßstabe eingeführt ist und sich auch für Lokomotiven eignen dürfte.

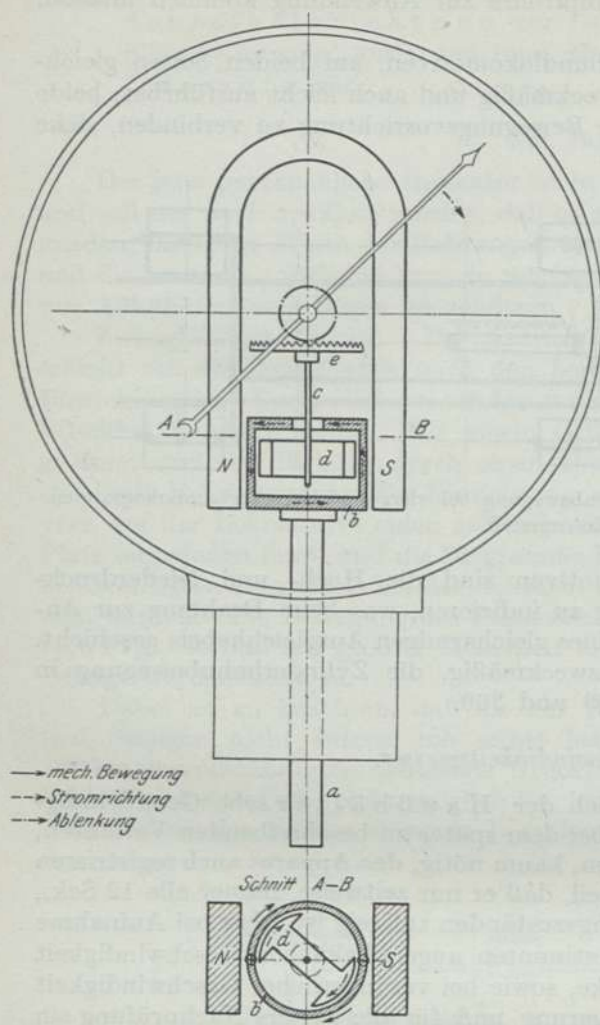


Fig. 361.

Es muß vermieden werden, daß Wasser in das Rohr gelangen kann.

### 5. Die Manometer.

Außer dem bereits am Kessel vorhandenen Manometer sind auf dem Führerstande noch solche für den Schieberkasten, bei Verbundlokomotiven auch für den des Niederdrucks und den Verbinder, anzubringen. Ferner wird an den Indikator-dampfrohren ein Manometer angebracht, der zur Anfertigung der Druckskalen dient. Die Rohre erhalten 10 mm lichte Weite und sind sorgfältig vor Abkühlung zu schützen. Bei solchen Räumen, in denen der Dampfdruck ziemlich unveränderlich ist, hat die Länge der Rohre auf die richtige Druckangabe nur geringen Einfluß. Alle diese Manometer (am besten die Bourdonschen mit der Schintzschen Röhrenfeder aus harter Metallkomposition) sind möglichst täglich einmal mit einem Kontrollmanometer zu vergleichen.

### 3. Der Kraftmesser.

Er dient als aufzeichnende Vorrichtung zur Feststellung des effektiven Zugwiderstandes und wird zwischen Tender und Zug als Zugvorrichtung eingeschaltet; er ist für mindestens 12 t Zugkraft einzurichten, und seine Bolzen sind aus bestem, zähem Material herzustellen, da die Kette stärkeren Stößen ausgesetzt ist.

### 4. Der Vakuummeter.

Ein selbstschreibender Apparat, der nicht zu empfindlich ist, erscheint am vorteilhaftesten. Man will in der Regel nicht die einzelnen Druckschwankungen während einer Umdrehung der Treibachsen, sondern nur den der durchschnittlichen Verdampfung entsprechenden Mittelwert kennen lernen. Er wird am besten links vorn in der Ecke des Führer-



### 6. Schreibapparate zur Feststellung der störenden Bewegungen.

Besitzt die Lokomotive kurvenbewegliche Achsen oder Drehgestelle, so ist ein selbstschreibender Apparat mit durch Uhrwerk bewegtem Papierstreifen anzubringen, der ebenso wie die Indikatoren vom Führerstande aus in Gang gesetzt werden kann, aus dessen Diagrammen die fortschreitende und Drehbewegung der betreffenden Achsen in verschiedenen Bahnkrümmungen und bei verschiedenen Geschwindigkeiten zu entnehmen sind.

#### f) Die Regulierung der Steuerung.

Ist die Lokomotive fertig ausgebessert, so wird mit größter Sorgfalt die *Steu-  
rungsregulierung* vorgenommen. Hierzu muß zunächst bei vollständiger Betriebsbelastung die Zylindermitte in die richtige, mit der Treibachse übereinstimmende Höhenlage gebracht und diejenige Zahnücke der Steuerscheibe bestimmt und mit 0 bezeichnet werden, bei der der

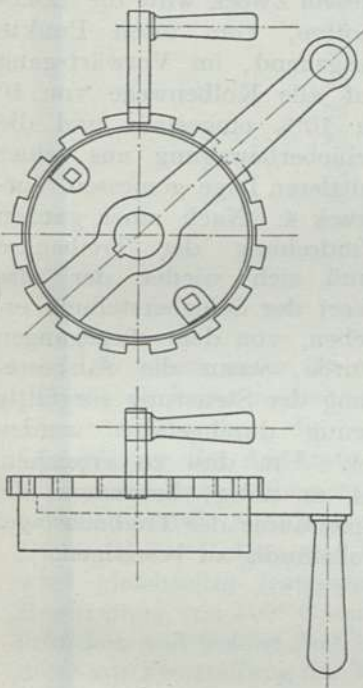


Fig. 362.

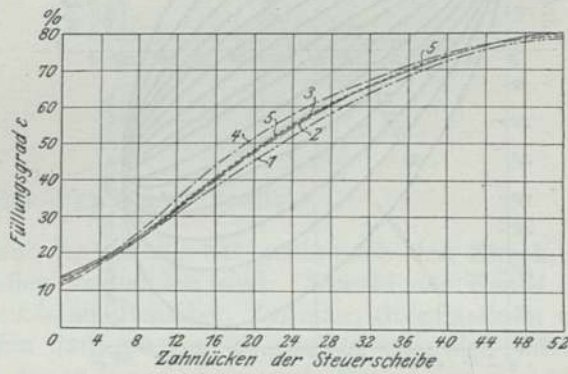


Fig. 363. Füllungsgrade.

1. Rechte Seite vorn. 3. Linke Seite vorn.
2. „ „ hinten. 4. „ „ hinten.
5. Durchschnittswerte.

Schieberhub am kleinsten ist. Von dieser mittleren Steuerungslage aus werden dann beim Auslegen der Steuerung nach vorn (für den Vorwärtsgang) und nach hinten (für den Rückwärtsgang) alle übrigen

Zahnlücken mit den folgenden Ziffern der Zahlenreihe versehen, am besten auf einem vor der Steuerscheibe befestigten Reifen, damit man sich beim Suchen einer Ziffer nicht zu bücken braucht, siehe Fig. 362.

**Füllungsgrade.** Hierauf wird die Steuerung für die im praktischen Betriebsdienst am meisten zur Anwendung kommende Füllung des Vorwärtsganges so reguliert, daß die linearen Voreilungen vorn  $\frac{1}{2}$  bis 1 mm größer sind als hinten, um hierdurch die thermischen Einflüsse auszugleichen. Dann wird eine Tabelle nach Vordruck 3 ausgefüllt, indem für jede Zahnücke die vordere und hintere Füllung sämtlicher Zylinder ermittelt werden. Dies muß stets so geschehen, daß, wenn bei einem bestimmten Stand der Lokomotive und Steuerung der Schieber abschneidet, zuerst die Steuerung einige Zähne nach vorn und dann erst auf den betreffenden folgenden Zahn zurückgelegt wird, um im Vorwärtsgange des Schiebers den toten Gang zu beseitigen. Die Kolbenwege werden in Prozenten des Kolbenhubes bis auf halbe genau an der oberen Gradführung abgelesen. Die in

der Tabelle, Vordruck 3, eingetragenen Ziffern werden dann mit ihren Mittelwerten bildlich dargestellt, Fig. 363, die sich als Beispiel auf die Hochdruckzylinder einer Atlantik-Lokomotive bezieht.

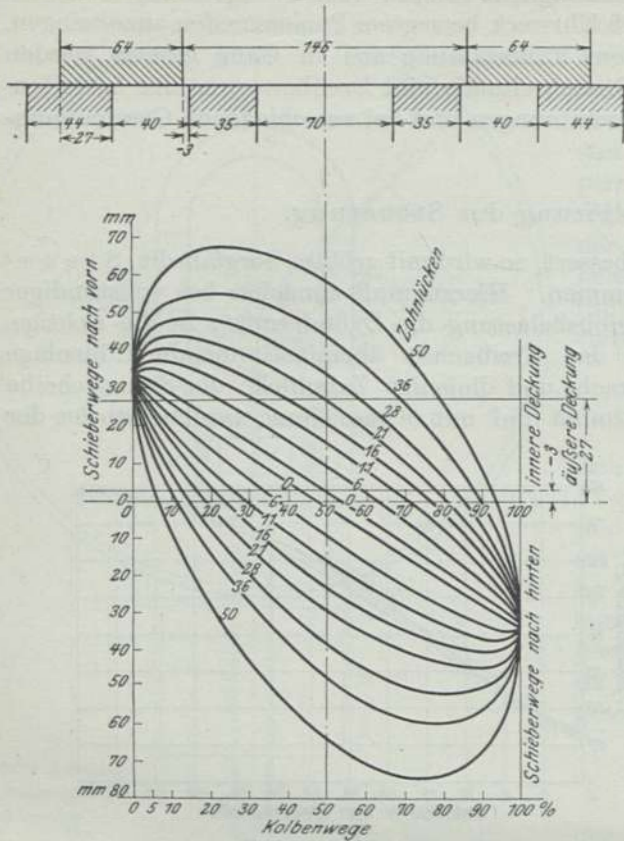


Fig. 364. Schieberabmessungen.  
Schieberellipsen.  
Atlantik-Hochdruckzylinder.

Ferner werden auf den Indikatorseiten für den kleinsten und größten Füllungsgrad (mittlere und ganze Steuerungsauslage) und für alle zwischenliegenden Füllungsgrade etwa von 10 zu 10% die Schieberellipsen, Fig. 364, aufgezeichnet. Zu diesem Zweck wird die Lokomotive, vom toten Punkte ausgehend, im Vorwärtsgang auf alle Kolbenwege von 10 zu 10% eingestellt und die Schieberbewegung aus seiner mittleren Lage gemessen, Vordruck 4. Nach einer ganzen Umdrehung der Treibachse muß sich wieder der alte Wert der Schieberstellung ergeben, von dem ausgegangen wurde, wenn die Ausbesserung der Steuerung sorgfältig genug durchgeführt worden ist. Um dies zu erreichen, ist es nötig, besonders die Spielräume der Treibachslager vollständig zu beseitigen.

Vordruck 3.

Lokomotive Nr. ....

Füllungsgrade.

Hochdruck-Zylinder, rechts, links.  
Niederdruck- „ „ „

Vorwärtsgang. Rückwärtsgang.

| Zahnücke | links |        | rechts |        | Durchschnitt |
|----------|-------|--------|--------|--------|--------------|
|          | vorn  | hinten | vorn   | hinten |              |
| 0        |       |        |        |        |              |
| 1        |       |        |        |        |              |
| 2        |       |        |        |        |              |
| 3        |       |        |        |        |              |
| 4        |       |        |        |        |              |
| 5        |       |        |        |        |              |
| usf.     |       |        |        |        |              |



## Vordruck 4.

Lokomotive Nr. ....

## Schieberwege.

|            | %   | Schieberwege |        | %   | + nach vorn<br>- nach hinten |
|------------|-----|--------------|--------|-----|------------------------------|
|            |     | hin          | zurück |     |                              |
| Kolbenwege | 0   |              |        | 0   |                              |
| nach vorn  | 5   |              |        | 5   |                              |
|            | 10  |              |        | 10  | ↑                            |
|            | 20  |              |        | 20  |                              |
|            | 30  |              |        | 30  |                              |
|            | 40  |              |        | 40  |                              |
|            | 50  |              |        | 50  |                              |
|            | 60  |              |        | 60  | Kolbenwege<br>nach hinten    |
|            | 70  |              |        | 70  |                              |
|            | 80  |              |        | 80  |                              |
|            | 90  |              |        | 90  |                              |
|            | 95  |              |        | 95  |                              |
|            | 100 |              |        | 100 |                              |

## g) Die Probeanheizung.

Die schon unter 2d erwähnte Anheizung hat auch noch den Zweck, um zu prüfen, ob keine undichten Stellen vorhanden sind. Sowohl der Kessel, als die Einströmungsrohre, die Schieberkästen, Schieber, Zylinder, Stopfbuchsen und die Dampfrohren der Apparate werden dadurch geprüft, indem man sich mittels der Manometer davon überzeugt, ob der in ihnen abgesperrte Dampf nur sehr langsam, lediglich durch Abkühlung, in seinem Drucke abnimmt. Wie insbesondere die Dichtung der Kolben und Schieber untersucht wird, ist bekannt. Bei dieser Probe wird gleichzeitig festgestellt, wieviel Feuerungsmaterial eine Anheizung bis zur Erwärmung von 100° C und bis zum Normaldruck eines kalten und warmen Kessels erfordert und welche Zeit hierzu nötig ist, Vordruck 5. Der 2. Abschnitt desselben dient zur Feststellung der Wasser- und Dampfverluste während der Versuchsfahrten.

## h) Die Probefahrt.

Auf der nun folgenden Probefahrt ist die Lokomotive nochmals in allen ihren Teilen zu prüfen, sämtliche Apparate versuchsweise in Tätigkeit zu setzen und die Zifferblätter der Geschwindigkeitsmesser festzustellen. Hierzu ist es nötig, die Lokomotive etwa von 20 zu 20 km/st Geschwindigkeit für einige Minuten in den Beharrungszustand zu versetzen und die mittels einer Geschwindigkeitsuhr und der Kilometersteine beobachtete Geschwindigkeit auf dem Zifferblatt zu vermerken. Die so festgestellten Winkel, die der Zeiger bei den verschiedenen Beobachtungsgeschwindigkeiten von seiner Ruhelage aus zurücklegt, werden als Ordinaten der Geschwindigkeit aufgetragen und hieraus die richtige Skala ermittelt.

**Beharrungsgeschwindigkeit.** Ferner wird nochmals untersucht, mit welcher Geschwindigkeit die Lokomotive jetzt ohne Dampf auf den Gefällstrecken im Beharrungszustande herabläuft.

## Vordruck 5.

Lokomotive Nr. . . . .

## Probeanheizung.

| Lfd. Nr. | Brennmaterial                         | Einheit |  |  |
|----------|---------------------------------------|---------|--|--|
| 1        | Bezeichnung desselben . . . . .       | Zeche   |  |  |
| 2        | Aschengehalt . . . . .                | 0/0     |  |  |
| 3        | Schlackengehalt . . . . .             | 0/0     |  |  |
| 4        | Verbrauch zur Anheizung (kalt) . . .  | kg      |  |  |
|          | Dampfdruck von 0 bis . . . kg . . .   | ..      |  |  |
|          | Zeitdauer . . . . .                   | Stunden |  |  |
| 5        | Verbrauch zur Anheizung (warm) . .    | kg      |  |  |
|          | Dampfdruck von . . . bis . . . . .    | ..      |  |  |
|          | Zeitdauer . . . . .                   | Stunden |  |  |
| 6        | Verbrauch zur Zwischenanheizung . .   | kg      |  |  |
|          | Dampfdruck von . . . bis . . . . .    | ..      |  |  |
|          | Zeitdauer . . . . .                   | Stunden |  |  |
| 7        | Brennbare Bestandteile des Rückstan-  |         |  |  |
|          | des auf dem Roste . . . . .           | 0/0     |  |  |
| 8        | Desgl. im Aschkasten . . . . .        | 0/0     |  |  |
| 9        | Desgl. in der Rauchkammer . . . . .   | 0/0     |  |  |
| 10       | Heizkraft der Kohle . . . . .         | kg/kg   |  |  |
| Wasser   |                                       |         |  |  |
| 1        | Schlabberwasser des rechten Injektors | kg      |  |  |
| 2        | „ „ „ linken „                        | ..      |  |  |
| 3        | Wasserverbrauch der Rostspritze . . . | kg/Min. |  |  |
| 4        | „ „ „ Rauchkammerspr.                 | ..      |  |  |
| 5        | „ „ „ Luftpumpe im                    |         |  |  |
|          | vollen Gange . . . . .                | ..      |  |  |
| 6        | Desgl. im gemäßigten Gange . . . .    | ..      |  |  |
| 7        | Verbrauch der Kohlenspritze . . . .   | ..      |  |  |
| 8        | Eimer zum Kohlennässen . . . . .      |         |  |  |
| 9        | Dampfsandstreuer . . . . .            | kg/Min. |  |  |
| 10       | Zentralöler . . . . .                 | ..      |  |  |
| 11       | Sicherheitsventile . . . . .          | ..      |  |  |
| 12       | Rangierbewegungen . . . . .           | kg      |  |  |

## 3. Die Versuchsstrecken.

## a) Auswahl und Beschaffenheit.

Bei der Auswahl der Versuchsstrecken ist besonders darauf zu achten, ob sie eine längere, unveränderliche Steigung besitzen, die zu den Versuchen unentbehrlich ist. Der Grad der Steigung muß auf den verschiedenen Versuchsstrecken möglichst ungleich sein; es genügt aber, wenn die Versuche auf die Steigungen  $1/\infty$ ,  $1/200$ ,  $1/100$  und  $1/50$  beschränkt werden. Die Leistungen für andere Steigungsgrade können durch die später zu erörternde Interpolation gefunden werden. Soll indessen noch eine fünfte Steigung benutzt werden, so würde eine zwischen  $1/100$  und  $1/50$  liegende, etwa  $1/70$  zu wählen sein.

Ist die auszuprobierende Lokomotive als Schnellzug-Lokomotive eigentlich für starke Steigungen nicht bestimmt, so sollte dies dennoch nicht abhalten, mit ihr auch auf diesen Strecken einige Versuche anzustellen, weil die Ergebnisse um so sicherer werden, je größer die Steigung ist, was sofort aus der Widerstandsformel  $w = a + bv^2 + n$  kg/t ersichtlich ist. Der Summand  $a$  gibt den spezi-



fischen Widerstand auf der wagerechten Bahn für  $v = 0$  an, und der Koeffizient  $b$  stellt den Einfluß der Geschwindigkeit dar, während  $n$  konstant ist. Es kommt nun alles darauf an, den richtigen Faktor  $w$  in die Rechnung einzustellen, und da die beiden Koeffizienten immerhin schwankend und schwer bestimmbar sind, weil sie von mancherlei unberechenbaren Einflüssen abhängen, der Wert von  $n$  aber immer genau bekannt ist, so sind diese Einflüsse und der Fehler bei der Bestimmung der Zugkraft und Leistung verhältnismäßig um so geringer, je größer  $w$  im ganzen und insbesondere je größer  $n$  ist.

Wird für den ganzen Zug, einschließlich Lokomotive,

$$a = 2,5$$

und

$$b = \frac{1}{2000} \text{ gesetzt}$$

und ist

$$n = 20 \left(\frac{1}{50}\right),$$

so ist selbst für eine beträchtliche Geschwindigkeit von

$$v = 50 \text{ km/st,}$$

$$w = 23,75$$

und daher

$$a + bv^2 = 3,75$$

nur 15,8% des ganzen Wertes, während auf wagerechter Bahn  $a + bv^2$  diesen ganzen Wert von  $w$  selbst darstellt.

Den örtlichen Verhältnissen nach ist es sehr erwünscht, wenn die Strecke nicht sehr wechselnden Seitenwinden ausgesetzt ist.

Da es sich meistens um die größte Leistung unter günstigen Umständen auf gerader Bahn handelt, um die obere Grenze der Lokomotivkraft festzustellen, so ist es zweckmäßig, wenn die Strecke nicht viele scharfe Kurven besitzt, bei Gebirgsstrecken kann dies aber nicht beansprucht werden, so daß dann der unter 500 m Krümmungshalbmesser sich bemerkbar machende Einfluß der Kurven noch besonders zu ermitteln sein wird. Der Grad der Steigungen muß genau bekannt sein und daher die bezüglichen Pläne durch Nivellieren einer Nachprüfung zu unterziehen sind.

#### b) Besondere Anforderungen.

**Verkehrsdichte. Bahneinteilung.** Die Strecke darf keinen zu dichten Verkehr haben, damit die Versuchs-Sonderzüge zwischen den fahrplanmäßigen Zügen mit Ruhe und Sicherheit durchgeführt werden können. Die Strecke muß ferner leicht erkennbare Kilometersteine in durchaus richtigen Abständen besitzen.

**Meßstellen.** Auf den Endstationen sind kurze Strecken in genau wagerechter Lage auszurichten, wo die Wassermessungen am Kessel und Tender vor und nach der Fahrt ausgeführt werden können.

#### 4. Anweisungen für das Bahnhofs- und Streckenpersonal.

Die Versuchsfahrten erfolgen auf Grund eines Fahrplanes, der bezüglich der Abfahrtszeiten einzuhalten ist; in betreff der Ankunft muß aber ein gewisser Spielraum, der kürzesten und längsten Fahrzeit entsprechend, zugelassen werden. Soll mit einer erheblich größeren Geschwindigkeit gefahren werden, als bei den fahrplanmäßigen Zügen, so sind alle möglichen Anordnungen zur Sicherung der Fahrt zu treffen und insbesondere die rechtzeitige Erkennung der Signale durch ausgestellte Vorposten zu sichern. Der Dienst des gesamten beteiligten Personals erfordert daher eine höhere Aufmerksamkeit als selbst bei den gewöhn-



lichen Sonderzügen. Insbesondere ist es nötig, daß die Strecke frei bleibt und keine Fahrbeschränkungen durch Langsamfahr- und Haltesignale eintreten, daß die Wegeschränken rechtzeitig geschlossen und die Fahrsignale möglichst früh gegeben werden. Bei schweren Zügen und besonders bei nebligem Wetter ist anzuordnen, daß vor der Abfahrtsstelle, in Weichen, Kurven und auf Wegeübergängen Sand gestreut wird. Erfahrungsgemäß schleudern die Treibachsen auf solchen Stellen leichter, weil die Reibung der Ruhe durch Seitenverschiebung in die geringere der Bewegung übergeht.

Besondere Anordnungen sind zu treffen, wenn die Geschwindigkeit so gesteigert werden soll, daß die Abstände zwischen den Stations-Vor- und Hauptsignalen als Bremsstrecke nicht mehr ausreichen. Dann ist es unerlässlich, streng angewiesene Vorposten in genügender Zahl und Entfernung aufzustellen und zur Bestimmung des Bremsweges Vorversuche mit der beabsichtigten größten Geschwindigkeit auszuführen.

### 5. Der Versuchszug.

Es ist zweckmäßig, den Versuchszug bis zu einer Stärke von 100 Achsen durch leere Personenwagen zu bilden und stets dieselben Wagen zu benutzen, damit das Zuggewicht nach Möglichkeit genau bestimmt werden kann und sich bei den nachfolgenden vergleichenden Versuchen nicht ändert. Bei Versuchsfahrten mit Güterzug-Lokomotiven genügt das allerdings nicht, so daß fahrplanmäßige Züge bis zu 150 Achsen, bzw. 1500 t Belastung und darüber benutzt werden müssen. Das Zuggewicht ist aus den angeschriebenen Eigengewichten und den Frachtbriefen möglichst genau zu ermitteln. Es empfiehlt sich, dem Zugbeamten (Zugführer oder Packmeister) den Vordruck 6 zur Benutzung vorzuschreiben.

#### Vordruck 6.

Lok. Nr. .... Versuchsfahrt Nr. .... Datum .....

#### Zuggewicht.

| Eigen-<br>tums-<br>merk-<br>mal | Gattungs-<br>zeichen | Wagen<br>Nr. | Zahl<br>der<br>Achsen | Eigen-<br>gewicht<br>t | Ladung<br>t |
|---------------------------------|----------------------|--------------|-----------------------|------------------------|-------------|
|                                 |                      |              |                       |                        |             |

Der nur aus Personenwagen gebildete Versuchszug ist unausgesetzt zu beobachten und zu untersuchen, bezüglich der Schmierung, die stets rechtzeitig (einige Stunden vor der Abfahrt) zu erfolgen hat, bezüglich der Kuppelungen, die nur insoweit angespannt sein sollen, daß sich die Puffer grade berühren, bezüglich der Bremsen, deren Klötze nicht schleifen dürfen, der Fenster, die geschlossen sein müssen usw.

### 6. Das Personal und seine Dienstleistungen.

#### 1. Der Lokomotivführer.

Er hat für die Instandhaltung der Lokomotive zu sorgen, und zwar in höherem Grade als beim gewöhnlichen Dienst, und das Feuer vor der Abfahrt instand zu



setzen. Der Empfang der Materialien geschieht unter Benutzung des Vordrucks 7, worüber später der leitende Beamte zu quittieren hat. Während der Fahrt hat er unausgesetzt nur die Strecke zu beobachten.

## Vordruck 7.

## Materialempfang.

| Datum | Lokomotive Nr. | Zurückgelegte Kilometer | Station | Kohlen kg | Rüböl kg | Mineralöl kg | Talg kg | Putzwolle kg |
|-------|----------------|-------------------------|---------|-----------|----------|--------------|---------|--------------|
|       |                |                         |         |           |          |              |         |              |

## 2. Der Heizer.

Er hat den sonst üblichen Dienst auszuführen, die Bedienung des Feuers unter Aufsicht und Anweisung des leitenden Beamten, das Schmieren nach Angabe des Führers, die Besorgung der Laternen, Signalscheiben usw.

## 3. Ein geeigneter Schlosser,

der alle Apparate instand hält, sowie auf der Fahrt nach dem Vordruck 8 von Minute zu Minute, die der leitende Beamte hersagt,

den Kesseldruck  $p$ ,  
den Schieberkastendruck  $p_1$ ,  
den Verbinderdruck  $p_r$ ,  
den Hochdruckfüllungsgrad  $\epsilon$ ,  
den Niederdruckfüllungsgrad  $\epsilon'$ ,  
die Zuggeschwindigkeit  $v$  und  
das Vakuum  $\varphi$

abzulesen und niederzuschreiben hat, woraus dann später die Mittelwerte festzustellen und die aufgenommenen Indikatordiagramme zu beschreiben sind. Außerdem sind in dem Vordruck besondere Vorkommnisse, wie Schleudern, Dampfnesse, Abblasen der Ventile, Fahrbeschränkungen usw. zu vermerken.

## Vordruck 8.

Lok. Nr. .... Versuchsfahrt Nr. .... Datum .....

| Uhr | Min. | $p$ | $p_1$ | $p_r$ | $\epsilon$ | $\epsilon'$ | $v$ | $\varphi$ | Be-<br>merkung. |
|-----|------|-----|-------|-------|------------|-------------|-----|-----------|-----------------|
|     |      |     |       |       |            |             |     |           |                 |

## 4. Der Zugführer

und

## 5. der Schaffner

als Bremswärter mit den gewöhnlichen Dienstleistungen. Der Zugführer hat die erste und der Schaffner die letzte Bremse zu bedienen.

## 6. Der leitende Beamte.

Er bestimmt den anzuwendenden Füllungsgrad, überwacht insbesondere die Bedienung des Feuers und der Injektoren, gibt die Zeiten an und diktiert dem Schlosser die so oft als möglich mit der Geschwindigkeitsuhr unmittelbar beobachtete wirkliche Geschwindigkeit, sowie die sonstigen Vorkommnisse usw.

Im allgemeinen hängt die ordnungsmäßige Durchführung der Versuche größtenteils von dem leitenden Beamten ab, der also bezüglich der Sorgfalt und Genauigkeit der Feststellungen, sowie in der Pünktlichkeit, Ausdauer und im Diensteifer auf alle Teilnehmer bei den Versuchsfahrten vorbildlich einzuwirken hat. Er muß die Leitung uneingeschränkt vollziehen, und jegliche Gehilfen und Zuschauer sind fernzuhalten, die unter Umständen ungemein störend einwirken können.

## 7. Die Materialien.

### a) Das Heizmaterial.

Das bei den Lokomotiven zu Versuchszwecken zu verwendende Heizmaterial muß vor allem mindestens diejenige Eigenschaft besitzen, daß es keine flüssige Schlacke bildet. Man erlangt hierüber auf einer gewöhnlichen Fahrt im Vorspanndienst Gewißheit, wenn man nach Beendigung derselben die Kohlen auf dem Roste so weit nach vorn schiebt, daß dieser sichtbar wird. Man erkennt dann sofort, ob sich Schlacke zwischen den Roststäben oder auf denselben in Form eines Kuchens festgesetzt hat, der den Luftzutritt verhindert, ob ferner eine im Feuer verteilte lockere Schlacke, die weniger schädlich ist, oder endlich, ob überhaupt keine vorhanden ist.

Ob die Kohle sonst unverbrennbare, also zum Heizen untaugliche Stoffe enthält, erkennt man an dem Rückstande einer ausgeglühten Menge, der auch bei Briketts bis zu 25% steigen kann. Kohlen mit über 10% als Höchstgrenze der Asche sollten aber überhaupt als unbrauchbar für den Lokomotivdienst ausgeschlossen werden.

Da es sich wegen einfacherer Gewichtsermittlung empfiehlt, zu den Versuchen Briketts zu verwenden, so ist schon das Zerschlagen eines Steines als erste Voruntersuchung geeignet. Die genügende Härte und der silbergraue Glanz der Bruchfläche sind günstige Merkmale. Für ausgedehnte Versuche kann aber nicht genug angeraten werden, von vornherein für eine durchaus betriebsfähige Kohle zu sorgen. Hierzu dient neben den erwähnten praktischen Vorversuchen auch eine chemische Analyse, durch die sich herausstellt, ob überhaupt Bestandteile zur flüssigen Schlackenbildung (Eisenoxyde) vorhanden sind.

Bei einer Versuchsfahrt mit schlackender Kohle wurde eine Abnahme der Dampfbildung bis zu 30% der normalen festgestellt.

### b) Das Speisewasser.

Es ist schon im allgemeinen für den regelmäßigen Lokomotivbetrieb unerlässlich, nur Speisewasser zu verwenden, dessen Kesselsteinbildner 200 g für den Kubikmeter nicht überschreiten. Bei Versuchsfahrten macht sich aber die durch Kalk und Soda bewirkte Reinigung insofern unangenehm bemerkbar, als das Wasser im Kessel leichter schäumt und überkocht, so daß der Wasserverbrauch und hierdurch auch der Wärmeverlust erheblich gesteigert werden können und der Regulator nicht gehörig aufgemacht werden kann. Ein solches Lokomotivspeisewasser läßt daher in der Regel genaue Verbrauchsmessungen überhaupt nicht zu.



## c) Das Schmieröl.

Zu Kolben und Schiebern, die mittels Zentralölen mit sichtbarer Tropfenbildung zu schmieren sind, sollte stets nur reines Rüböl verwendet werden; für die übrigen reibenden Flächen erscheint eine Mischung halb und halb mit Mineralöl zulässig.

## 8. Die Behandlung der Lokomotive.

## a) Der Eingangs-Regulator.

Es ist eine bekannte Tatsache, daß die Dampfverwertung sich mit der Dampfspannung erhöht, weshalb auch der Arbeitsdruck des Dampfes nach und nach bis 16 kg/qcm gesteigert worden ist; allein diese Zunahme wird mit wachsendem Dampfdruck immer kleiner und die Anwendung derselben setzt auch die vollständige Ausnutzung der Expansivkraft des Dampfes und die mehr oder weniger vollkommene indikatorische Güte der Steuerung voraus, was bekanntlich bei sehr kleinen Füllungen nicht mehr zutrifft. Tritt dann noch aus irgend einer Ursache Dampfнасse hinzu, so dürfte in solchen Fällen dennoch bis zu einem gewissen Grade eine mäßige Dampfdrosselung bei größerer Füllung zweckmäßiger erscheinen.

Es ist tatsächlich festgestellt worden, daß bei gewissen Lokomotiven, die mit nassem Dampfe arbeiten, durch Drosselung um 2 Atm. und Vergrößerung des Füllungsgrades um 10% ein sichtbar besseres Ergebnis erzielt wurde. Eine Verkleinerung der Regulatoröffnung bis zu dem Punkte, wo die Drosselung und Druckabnahme sich im Schieberkasten bemerkbar macht, ist immer zulässig; es dürfte hierdurch weniger Wasser übergerissen werden. Eine wirkliche Drosselung unter den höchsten Arbeitsdruck des Dampfes bei Füllungsgraden über 20 bis 25% erscheint aber stets verwerflich.

## b) Der Füllungsgrad.

Die Steuerung darf nur nach besonderer Anweisung des leitenden Beamten gestellt werden; die hierbei zu beachtenden Grundsätze sollen in einem späteren Abschnitte eingehend erörtert werden.

## c) Die Bedienung des Feuers.

Das Feuer muß vor der Abfahrt vollständig durchgebrannt sein, ohne daß die Sicherheitsventile abblasen; es muß  $\frac{3}{4}$  Stunden vorher durch den Lokomotivführer selbst zurecht gemacht werden, so daß auch die groben Kohlenstücke Zeit haben, sich vollständig zu entzünden. Da es sich in der Regel um die Ermittlung der größten Leistung handelt, so muß der Zugang der Luft möglichst unbehindert, also die Aschklappe ganz geöffnet sein. (Über den Einfluß des Widerstandes gegen die Luftzuströmung siehe Zeuner, Das Lokomotivblasrohr.) Aus demselben Grunde muß die freie Rostfläche möglichst groß, also die Zahl und Breite der Roststäbe möglichst klein sein. Die Anzahl wird am besten praktisch aus der Menge der durchgefallenen unverbrannten Stoffe ermittelt; man nimmt also einen Roststab nach dem anderen heraus, bis der erwähnte Verlust zu groß erscheint. Diese Grenze ist dann erreicht, wenn der Gesamtrückstand etwa 10 Gewichtsprocente der verbrauchten Kohle beträgt, wovon der verbrennliche Teil wieder 40% nicht überschreitet.

Beschleunigtes Anheizen bewirkt leicht undichte Siederohre und Abreißen von Stehbolzen durch auftretende Temperaturspannungen.

Jedesmal vor der Abfahrt ist zu untersuchen, ob die Rauchkammertür fest verschlossen ist.



Zunächst erscheint es vorteilhaft, die auf dem Rost brennende Kohlenmenge auch während der Fahrt so groß als möglich zu erhalten, um die Temperatur des Feuerungsraumes auf den höchsten Grad zu bringen; dies hat aber seine Grenze in der zweckmäßigsten Luftzufuhr und Schlackenbildung. Die Aufschüttung der Kohle muß in bestimmten Pausen, die von dem Grade der Verbrennung abhängen, und durchaus gleichmäßig erfolgen. Wird zu hoch aufgeworfen, so kann die zum vollständigen Verbrennen unentbehrliche Luftmenge nicht durchdringen, es bildet sich mehr Kohlenoxyd und Rauch, so daß nach den Versuchsergebnissen schon bei nur 50 mm zu großer Feuertiefe eine merkliche Abnahme der Dampfentwicklung, und zwar um 1 cbm Wasser/st eintreten kann. Im entgegengesetzten Falle entweicht mit der unverbrannten, zwecklos erwärmten Luft eine bedeutende Wärmemenge, und die Feuerbuchstemperatur sowie der pyrometrische Wirkungsgrad werden hierdurch ebenfalls vermindert. Ein schnell prüfender Blick in die Feuerbuchse vor dem Aufwerfen zeigt die vorhandenen Mängel und das, was zu ihrer Beseitigung geschehen muß. Als zulässige Feuertiefe hat sich bei hohen Leistungen 200 bis 300 mm herausgestellt mit einer mittleren Gewichtsmenge bei der jetzt üblichen Rostfläche von etwa 250 kg. Bei schnellem Gange erscheint eine noch größere, bei langsamem Gange eine geringere Feuertiefe zweckmäßig.

Diese Verhältnisse können aber nur auf wissenschaftlichem Wege durch Rauchanalysen und Beobachtungen mit dem Orsat'schen Apparate aufgeklärt worden.

Das Feuer muß stets ein über der ganzen Rostfläche verbreitetes blendend weißes Licht zeigen. Die Anwendung eines Feuerschirms in der richtigen Höhe ist unter allen Umständen zweckmäßig; denn er hält die Verbrennungsgase in der Feuerbuchse so lange zurück, bis sie unter der Einwirkung der stärksten Hitze nach gründlicher Mischung mit der Luft vollkommen verbrannt sind, und erhöht auf diese Weise den kalorischen Wirkungsgrad des Verbrennungsprozesses. Es ist aber wohl zu beachten, daß die im Vorderteil des Rostes aufsteigenden Gase auch genügend Raum dazu haben, um unter dem Schirm hervorzutreten, wo niemals zu hohes Feuer gehalten werden darf. Wird das nicht gehörig beachtet, so kann sofort eine Abnahme der Dampfentwicklung um 20% eintreten.

Besonders in der ersten Zeit während der Versuchsfahrt ist das viele Rühren im Feuer durchaus zu unterlassen, wodurch nur der Verlust des durchfallenden Heizmaterials und die Verstopfung des Rostes durch vorzeitigen Niedergang der Schlacken befördert wird. Erst gegen Ende der Fahrt kann die Gabel zur Ausgleicheung der Oberfläche des Feuers in mäßigem Grade Anwendung finden.

Das Heizmaterial darf weder in zu großen Stücken, die vorher zu zerschlagen sind, noch darf es in zu kleiner Form aufgeworfen werden; denn die rauhen Bruchflächen erleichtern den Angriff der Flamme, während im anderen Falle der Zugang der Luft erschwert wird.

Das Kohlennässen hat nur den Zweck, für das Personal den manchmal unerträglichen Staub der Briketts zu beseitigen, sollte aber dennoch bei Versuchen möglichst eingeschränkt werden. Angeblich soll bei magerer Kohle durch das Nässen eine Erhöhung der Heizkraft eintreten, indem bei genügendem Luftzutritt ein Zusammenbacken der Kohle befördert wird.

Bei kurzen Kesseln und zu hohem Feuer kann die Flamme so durchschlagen, daß die Rauchkammer ins Glühen kommt.

Das öfters beobachtete Brummen der Kessel ist ein Zeichen, daß Lücken in der Feuerung vorhanden sind, die schleunigst ausgefüllt werden müssen.



## d) Der Dampfdruck und das Speisen.

Eigentlich sollte der Dampfdruck stets unverändert bleiben, da aber die Strahlpumpen aus naheliegenden Gründen meistens mehr Wasser in den Kessel befördern, als er verdampft, so muß das Speisen in gewissen Pausen erfolgen, in denen der Dampfdruck periodisch um etwa  $\frac{1}{2}$  Atm. steigt, wobei aber die Sicherheitsventile nicht abblasen dürfen; anderenfalls müßte man bis unter den Normaldruck hinabgehen.

## e) Die Rost- und Rauchkammerspritze.

In gewissen Zeiträumen, etwa alle 2 bis 3 Minuten, ist  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$  Minute lang der Rost und die Rauchkammer zu kühlen. Die Roststäbe werden hierdurch nicht nur besser erhalten, sondern es wird auch das Festsetzen der Schlacke sowie die Verbiegung und Abnutzung der Roststäbe verhütet. Der Rückstand in der Rauchkammer muß auch von Zeit zu Zeit gelöscht werden, um die Rauchkammer vor Zerstörung zu schützen.

## f) Das Schmieren.

Es muß so zeitig geschehen, daß das Öl Zeit hat, die trockenen Reibungsflächen zu erreichen. Ist auch sonst eine zu weitgehende Ölersparnis durchaus verwerflich, so ist das bei Versuchen in noch höherem Grade der Fall. Es empfiehlt sich, bei der Zentralschmierung Zylinder und Schieber zu trennen, so daß bei einem Defekt die betreffende Seite wenigstens nicht ganz ohne Öl bleibt, der Kolben dem Schieber das Öl nicht wegsaugt und die Ersparnis gesteigert wird, da die Schieber mehr Öl erfordern als die Kolben. Ist eine Lokomotive mit beweglichem Motorgestell nicht mit Zentralschmierung versehen, so bewähren sich auch die Keßlerschen Schieberkastenschmiergefäße ganz gut.

## g) Das Sandstreuen.

Ist man durch feuchte Schienen (besonders auf Gebirgsstrecken in Bahnkrümmungen bei nebligem Wetter) in Not geraten, so ist es zweckmäßig, nicht erst das Schleudern abzuwarten, wenn es unmittelbar zu befürchten ist, sondern sogleich und unausgesetzt Sand zu streuen, um das Glattwerden der Radreifen zu verhüten. Eine Vorrichtung, die hinter den Treibrädern den Sand wieder entfernt, dürfte sich empfehlen, ebenso eine vor denselben, die etwaige Blätter beseitigt. Die verschiedenen Lokomotivbauarten verhalten sich beim Schleudern verschieden; die Umdrehungszahl der Treibachsen steigt dabei um  $\frac{1}{10}$  bis 2 in 1 Sek.

## 9. Das Indizieren.

Denkt man sich, der auf der anderen Seite des Indikator Kolbens lastende atmosphärische Druck würde kleiner, so müßte sich die Feder mehr zusammendrücken, also eine größere Druckhöhe entstehen. Da indessen solche durch meteorologische Witterungsverhältnisse beeinflusste Änderungen des Barometerstandes selten eine Höhe von 4 cm Quecksilbersäule erreichen, also etwa nur 5% von einer Atmosphäre, so kann eine Korrektur unterbleiben. Allerdings auf Hochgebirgen, wie den Kordillerenbahnen in Peru und Chile, die bis über 4000 m ansteigen, würde der Einfluß des entsprechenden Druckunterschiedes beträchtlich größer werden, und zwar fast bis zu  $\frac{1}{2}$  Atm.

Zu der später folgenden Berechnung der Diagramme ist ein ganz zuverlässiger Maßstab für die Druckhöhen unentbehrlich. Man wird deshalb schon in der Werkstatt einen solchen mittels der Manometerprobierpumpe anfertigen und dann noch einen im Dampfe beim Stillstande der Lokomotive, was



zwischen den einzelnen Versuchsfahrten und überhaupt so oft als möglich, aber mindestens täglich einmal, zu wiederholen ist. Um aber sicher zu gehen, ist hierbei die größte Sorgfalt nötig; denn ohne richtigen Maßstab ist jegliche Indizierung fast wertlos. Man verfährt dabei am besten folgendermaßen: Man stellt die Lokomotive auf der Indikatorseite in den toten Punkt, und die Steuerung auf die Mitte, sorgt für durchaus trockenen Dampf, was durch Öffnen der Hähne beurteilt werden kann, und läßt nun zuerst mittels des Regulators den Dampf in den Zylinder und Indikator eintreten; die einzelnen Atmosphären werden dann an dem am Indikatorrohr angebrachten Manometer abgelesen und der Stift jedesmal angeedrückt. Hierdurch erhält man die Druckskala bei wachsender Dampfspannung. Hierauf läßt man den vollen Normaldruck eintreten und schließt den Regulator, so daß nun der Druck sich nur durch die Abkühlung allmählich von selbst vermindert, und nimmt hierbei ebenfalls die Skala (bei abnehmender Spannung). Ein drittes Verfahren ist es, den Druck bei jeder Höhe einen Augenblick stehen zu lassen und dabei den Indikatorkolben ein klein wenig zu bewegen (mit Nachhilfe), um die Reibung der Ruhe zu beseitigen. Sind die nach diesen drei Verfahren erlangten Maßstäbe nicht viel voneinander verschieden, so kann das Mittel derselben als richtig angenommen werden. Der im kalten Zustande angefertigte Maßstab weicht in der Regel hiervon erheblich ab. Es ist durchaus nötig, sich nicht der gleichmäßig eingeteilten Skalen zu bedienen, sondern nur derjenigen mit empirischer Teilung.

Beim Indizieren selbst wird zunächst der Hahn geöffnet, um den ganzen Indikator gehörig anzuwärmen, ferner durch  $\frac{1}{4}$  Wendung des Griffes das kondensierte Wasser entfernt und der Dampf durchgeblasen; dann wird der Stift angelegt und das Diagramm im Beharrungszustande zehn- bis zwanzigmal über-

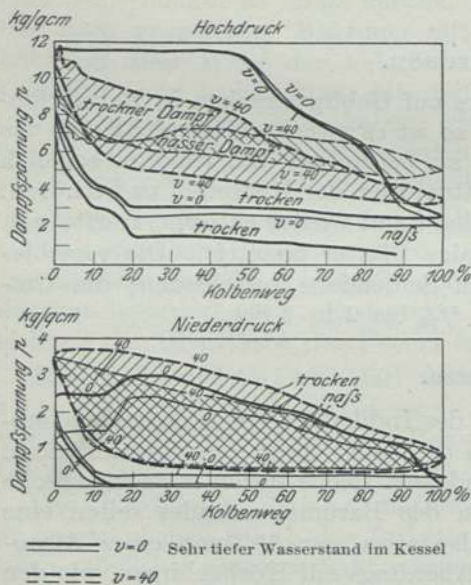


Fig. 365. Einfluß der Dampfnässe.

$\frac{1}{4}$  gekuppelte, zweizylindrige Verbund-  
Güterzug-Lokomotive  $\frac{0.8 \cdot 0}{D}$ .

$\varepsilon = 50\%$ ,  $v = 0$  bis 40 km/st.

geschrieben, wobei sich keine großen Abweichungen zeigen dürfen. Der Stift darf nicht zu scharf angeedrückt werden, da sich sonst die Schwingungsauslässe durch zu große Reibung verkürzen. Vor oder nach dem Indizieren wird bei geschlossenem Dampfahn die atmosphärische (Null-) Linie gezogen. Die Diagrammlänge muß sich immer gleich bleiben. Streckt sich das Diagramm bei größerer Geschwindigkeit, so ist daraus zu erkennen, daß das Indikatortriebwerk zu schwach gebaut ist. Beim Indizieren muß der Dampf möglichst trocken sein; ist dies nicht der Fall, so erkennt man es sofort an der Gestalt des Diagramms, indem ein bedeutender Verlust des effektiven und eine Steigerung des Rückdruckes die Völligkeit des Diagramms unter Umständen ganz erheblich verringert; siehe Fig. 365.

Es ist daher zweckmäßig, vor dem Indizieren, etwa  $\frac{1}{4}$  Minute lang, die Zylinderhähne zu öffnen, wenn es nicht grade in der Absicht liegt, den Einfluß der Dampfnässe festzustellen. Der Indikator muß un- ausgesetzt im besten Zustande erhalten werden und der Kolben gut in Öl gehen. Man benutzt das beste Papier und einen nicht zu



harten Bleistift, der nach einigen Diagrammen jedesmal wieder gespitzt werden muß. Das Diagramm wird gleich nach der Abnahme mit folgenden Anmerkungen versehen:

Lokomotive Nr.  
 Laufende Nr.  
 Datum,  
 Kesselüberdruck,  
 Druck im Schieberkasten,  
 Druck im Verbinder,  
 Füllungsgrad und  
 Zuggeschwindigkeit.

Es können zweierlei Diagramme aufgenommen werden:

1. Mit der Lokomotive allein bzw. (bei großen Füllungen und kleinen Geschwindigkeiten) mit noch einer anderen, die hierbei von der Versuchslokomotive gezogen wird, um in nicht zu kurzer Zeit die beabsichtigte niedrige Geschwindigkeit zu erreichen und
2. während der eigentlichen Versuchsfahrten im Beschleunigungs- oder Beharrungszustande, je nach dem beabsichtigten Zweck.

### 10. Die Vorversuche.

a) Die Fahrt der Lokomotive vom Heizhaus bis zum Zuge.

**Nebenleistungen.** Bei sorgfältiger Feststellung des Kohlen- und Wasserverbrauchs ist es nicht zu umgehen, diese auch auf die Lokomotivleistungen vor der Abfahrt des Versuchszuges auszudehnen. Hierzu gehören, außer der Fahrt an den Zug, alle sonst noch auf dem Bahnhof auszuführenden Lokomotivbewegungen, die aber stets auf das geringste Maß zu beschränken sind. Sollen die hierbei meist unsicheren Ermittlungen ganz vermieden werden, so erscheint es sogar zweckmäßig, die Versuchs-Lokomotive durch eine andere vor den Zug zu setzen. Die Ausfahrt der Lokomotive aus dem Heizschuppen gibt auch dazu Gelegenheit, die geringste Dampfspannung festzustellen, bei der die Lokomotive aus der Ruhelage in Gang gesetzt und unter Überwindung des Eigenwiderstandes im Dampfe in diesem Gange bei ganz niedriger Geschwindigkeit erhalten werden kann.

b) Aufnahme von Indikatordiagrammen an der Lokomotive ohne Zug.  
 (Leerlauf-Diagramme.)

1. Diese werden auf Grund einer Liste aufgenommen, in welche die Diagrammnummern eingetragen werden, und zwar für den kleinsten und größten Füllungsgrad und alle zwischenliegenden etwa von 10 zu 10% bei allen Geschwindigkeiten von 10 zu 10 km/st.
2. Zum Vergleich mit dem in den Reguliertabellen verzeichneten Werte der Füllungsgrade, Expansion, Auströmung, Kompression und Vor-einströmung.

Man nimmt diese Diagramme bei vorher möglichst durchgewärmten Zylindern und bei ganz langsamem Gange (5 km/st) und erhält hierdurch alle charakteristischen Punkte des Diagramms, nur leider die Füllung nicht; denn es läßt sich eben bei so langsamem Gange nicht vermeiden, daß die

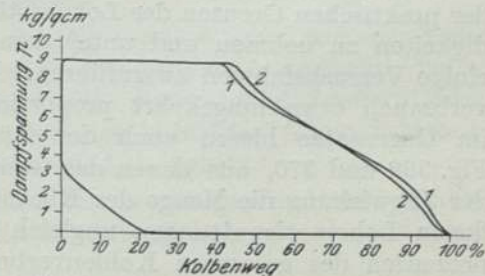


Fig. 366. Einfluß der Nachverdampfung.



wirkliche Füllung durch die Nachverdampfung scheinbar ein wenig vergrößert wird; siehe Fig. 366.

3. Zum Nachweis des Einflusses der Geschwindigkeit läßt man den Indikator von dem Augenblick der Ingangsetzung der Lokomotive, also von der Ruhelage aus, bis zu einer bestimmten Geschwindigkeit ununterbrochen schreiben, bei genau demselben Druck und derselben Füllung. Aus diesen Dauerdiagrammen ist am deutlichsten die einschränkende Wirkung ungenügender Ein- und Ausströmungsöffnungen und die Erhöhung des Rückdruckes und der Kompression bei wachsender Geschwindigkeit zu erkennen, indem die Arbeitsverluste selbsttätig durch die schraffierten Flächen dargestellt werden; siehe Fig. 367.
4. Ein zu manchen Zwecken ebenfalls sehr lehrreiches Diagramm erhält man bei unveränderlicher Geschwindigkeit und verschiedenen Füllungsgraden; Fig. 368.

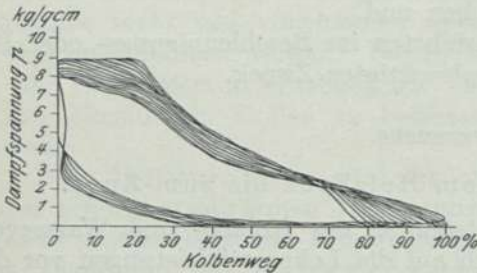


Fig. 367. Einfluß der Geschwindigkeit.

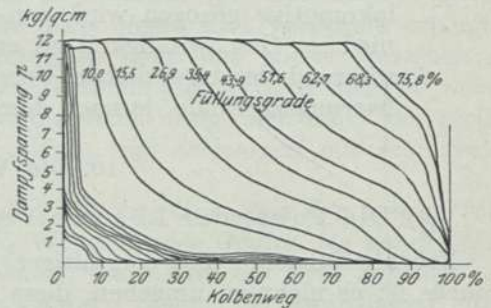


Fig. 368. Indikator-Druckdiagramm einer Zwillings-Personenzug-Lokomotive bei verschiedenen Füllungsgraden und sehr niedriger Geschwindigkeit.

Zu allen diesen Versuchen gehört ein streng geschultes Personal, um durch geschickte Behandlung namentlich den Dampfdruck genau auf der bestimmten Höhe zu erhalten, was durch den Blashahn, Injektor und Aschklappe ermöglicht wird, ferner um die Dampfnässe zu vermeiden, immer den wirklichen Beharrungszustand herzustellen und alle Notizen genau zu machen; denn der leitende Beamte kann nur den richtigen Zeitpunkt beobachten und das Diagramm nehmen.

Über die weitere Verwertung dieser Diagramme wird später das Nötige folgen.

c) Der Eigenwiderstand der Lokomotive und des Zuges.

Vgl. Abschnitt II, 1.

d) Ausprobierung des Exhaustors.

Um die richtige Exhaustorweite zu finden, sind einige Diagramme innerhalb der praktischen Grenzen des Lokomotivbetriebs für einige Füllungen und Geschwindigkeiten zu nehmen und unter dem Beharrungszustande der Lokomotiveleistung einige Versuchsfahrten auszuführen. Es wird sich dabei zeigen, daß der Dampfverbrauch etwa umgekehrt proportional dem Exhaustorquerschnitt wächst, aber im Gegensatz hierzu auch der Rückdruck in den Dampfzylindern zunimmt; Fig. 369 und 370, aus denen das Gesagte ersichtlich ist. Ferner steigert sich mit der Zugwirkung die Menge der Rückstände in der Rauchkammer, die bei verschiedenen Lokomotivgattungen ungleich ist; sie liegt zwischen 0 und 20 Gewichtsprozenten des gesamten Kohlenverbrauchs und enthält in der Regel noch 40% Brennstoff; siehe Fig. 9 im Abschnitt I, 1.



Nach Prüfung dieser Ergebnisse wird der Exhaustorquerschnitt festgestellt; man kommt meistens auf einen Wert von 1% in qcm der gesamten Heizfläche in qm. Soll derselbe, behufs besserer Dampfentwicklung, verkleinert werden, so kann dies geschehen durch sorgfältiges Einsetzen eines Ringes oder Steges, dessen Wirkung aus dem im Abschnitt I, 1 gegebenen Beispiele hervorgeht.

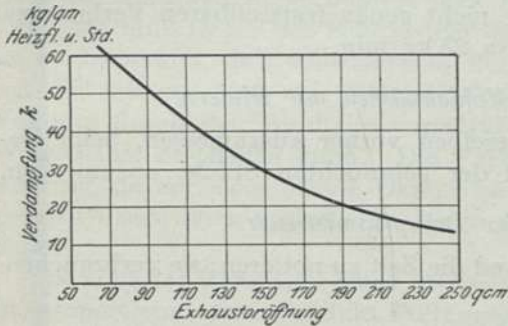


Fig. 369. Verdampfung bei verschiedenen Exhaustoröffnungen.

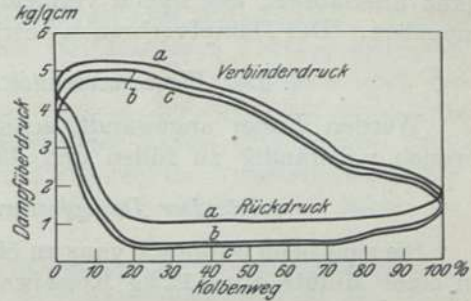


Fig. 370. Wirkung des Exhaustors auf den Rückdruck in den Zylindern.  
Exhaustorquerschnitt a 64,6 qcm,  
b 150 qcm. c 246 qcm

Ist die Verengung des Exhaustors wegen des minderwertigen Heizmaterials eine gebieterische Notwendigkeit, so kann nach diesen Ergebnissen ein größerer indikatorischer Nachteil darin doch nicht erblickt werden.

e) Probeanheizungen der Lokomotive. Siehe unter 2g.

f) Bestimmung der Wasser- und Dampfverluste;

#### 1. Der Injektoren.

Obgleich das Schlabberwasser aufgefangen und jedesmal nach der Fahrt gemessen wird, ist es doch rätlich, wiederholt unmittelbare Messungen an beiden, öfters verschiedenen Injektoren vorzunehmen. Der Wasserverlust beim Anstellen eines Injektors während der Fahrt schwankt zwischen 3 und 7 Liter.

#### 2. Der Rostspritze.

Es ist der Kesselwasserverbrauch während einer Minute festzustellen, der gewöhnlich 20 Liter beträgt; die Einrichtung ist besonders bei schlackender Kohle zu verwenden.

#### 3. Der Rauchkammervorspritze

mit ungefähr demselben Verbrauch.

#### 4. Der Luftpumpe.

Dieser in Form von Kesselwasser zu ermittelnde Verlust ist so bedeutend und dabei auch ziemlich unsicher festzustellen, daß es dringend nötig erscheint, ihn so viel als möglich einzuschränken und die Pumpe nicht fortwährend, sondern jedesmal nur einige Minuten, aber im vorher festgestellten schärfsten Gange laufen zu lassen. Es muß ermittelt werden, wie viel Dampf dazu gehört:

den Luftbehälter zu füllen beim Gang der Pumpe mit ganzer Kraft während einer Minute und in beschränktem Grade (falls es doch einmal vorkommen sollte).

Der Dampfverbrauch einer normalen Luftpumpe beträgt in 1 Min. 12 bis 18 Liter



Kesselwasser und bei langsamem Gange ( $\frac{1}{8}$  bis  $\frac{1}{4}$  Wandung des Dampfventils) etwa 5 bis 6 Liter.

#### 5. *Der Dampfverbrauch der Kohlenspritze.*

Sie mag auch nur in Notfällen, bei trockenem, staubigem Wetter benutzt werden; denn es ist bei der äußerst schwierigen Bestimmung des Dampfverbrauchs ganz unerläßlich, alle irgend vermeidlichen, nicht genau feststellbaren Verluste zu umgehen. Der Dampfverbrauch beträgt etwa 25 kg/min.

#### 6. *Der Wasserverbrauch beim Kohlennässen mit Eimern.*

Werden Eimer angewandt, so sind dieselben vorher auszumessen, beim Gebrauch vollständig zu füllen und die Zahl der gebrauchten Stücke anzumerken.

#### 7. *Der Dampfverbrauch der Dampfsandstreuer.*

Sie sind beim Gebrauch ganz zu öffnen und die Zeit zu notieren; sie verbrauchen in einer Minute etwa 12 kg Kesselwasser.

#### 8. *Der Dampfverbrauch durch die Zentralöler.*

Sie sind während der ganzen Fahrzeit im Gange und verbrauchen 1,25 kg/min.

#### 9. *Der Dampfverlust durch die Sicherheitsventile.*

Während der eigentlichen Versuchsfahrt sind diese Verluste unbedingt zu vermeiden. Vor der Fahrt wird das aber nicht immer möglich sein, so daß der Verlust dennoch festgestellt werden muß; er beträgt bei einem Überdruck von 1 Atm. über den normalen Druck etwa 30 kg/min.

### 11. Die Dampfentwicklung.

Bevor zur Beschreibung der eigentlichen Beobachtungen geschritten wird, erscheint es zweckmäßig, über die Dampfbildungsfähigkeit einer Lokomotive folgende allgemeine Betrachtungen vorzuschicken. Der physikalische Hergang ist folgender:

Auf dem Rost befindet sich eine gewisse Menge Brennmaterial, das unter einem durch die Saugwirkung des abziehenden, verbrauchten Dampfes verursachten, kräftigen Luftzuge verbrennt und durch die Siederohre und Rauchkammer, hier mit dem abziehenden Dampfe vermischt, durch den Schornstein entweicht. Der durch die Feuerbuchse und die Siederohre gegebene Feuerungsraum wird erwärmt und überträgt die empfangene Wärme durch Leitung und Strahlung auf das umgebende Kesselwasser behufs dessen Verdampfung. Hiermit sind bereits die Bedingungen gegeben, unter deren Erfüllung die Berechnung der Dampfbildung auszuführen ist. Diese wird bestimmt:

1. durch die Größe der gesamten Rostfläche,
2. bis zu einem gewissen Grade durch die Menge des verbrennenden Heizmaterials,
3. desgl. durch die Größe der freien Rostfläche, den freien Durchgang der Verbrennungsluft und die Menge derselben,
4. durch den Vollkommenheitsgrad der Verbrennung der Heizgase und
5. durch die Größe der Heizfläche.

Die herbeigesagte Verbrennungsluft steigert sich in ihrer Menge durch die Saugwirkung, also zunächst durch den Druckunterschied zwischen der Feuerbuchse und der Rauchkammer, also mittelbar durch die Menge des entweichenden Dampfes.



## a) Das Vakuum.

Es ist das beste Erkennungsmittel einer befriedigenden Verdampfung; es muß um so stärker sein, je größer die Rostfläche und die Siederohrlänge, aber je kleiner der Durchmesser ist. Der Exhaustor muß durchaus in der Mitte des Schornsteins angebracht sein und eine genügend tiefe Lage erhalten. Über den Einfluß des Exhaustors auf die Dampfbildung siehe Abschnitt I, 1. Zur Erzielung des stärksten Vakuums muß ferner der Schornstein die richtige Form und Weite haben. Ferner ist zu bemerken, daß verschlacktes Feuer einen viel stärkeren Luftzug erfordert, um die unausgesetzt sich bildende Schlacke zu lockern. In Notfällen muß das Vakuum durch den Blashahn verstärkt werden, was in der Regel bis etwa 4 cm Wassersäule geschehen kann. Die Verbundlokomotiven haben eine bessere Saugwirkung, da der ausstoßende Dampf nur zweimal ansetzt, die Trägheit der Feuer-gase zu überwinden und die Ausströmung bei größerer Geschwindigkeit länger andauert.

Sowohl der Exhaustordruck als auch die Luftverdünnung in der Rauchkammer ist proportional dem Produkt Füllungsgrad  $\times$  Geschwindigkeit, und in der Regel war der Überdruck im Exhaustor 22 bis 28 mal so groß als das Vakuum.

Beim Öffnen der Feuertür vermindert sich natürlich das Vakuum, und zwar um etwa 1,2 bis 2 cm.

Ist die Rauchkammer nicht ganz dicht, oder ist die Tür nicht gut verschlossen, so beeinträchtigt das die Dampfbildung unter Umständen ganz erheblich. Es muß durchaus vermieden werden, daß Luft oder Dampf in die Rauchkammer eindringen können.

## b) Der Einfluß des Windes.

Er ist dann bemerkbar, wenn der Wind den austretenden Rauch an der Schornsteinmündung so scharf abschneidet, daß der freie Austritt gehemmt wird.

## c) Der Wasserstand im Kessel.

Es ist erklärlich, daß die im Kessel befindliche Wasser- und Dampfmenge einen gewissen Einfluß auf die Dampfbildung besitzt. Besonders ist der Dampfraum von bemerkenswerter Bedeutung; denn je kleiner er ist, um so schneller wird bei unveränderlicher Dampfbildung der Druck erhöht, der zum Anstellen der Injektore erforderlich ist. Der mittlere Dampfraum eines Lokomotivkessels von 1,7 cbm kann z. B. auf  $1,7 - 0,3 = 1,4$  cbm vermindert und auf  $1,7 + 0,4 = 2,1$  cbm erhöht werden; das sind Räume, die im Verhältnis wie 2 : 3 stehen. Allerdings hat ein zu geringer Dampfraum auch wieder Nachteile; er verursacht unter Umständen größere Druckschwankungen und aus der damit verbundenen Verkleinerung der Trennungsfläche zwischen dem Wasser und dem Dampf eine erhöhte Dampfnässe, während bei einem großen Wasserspiegel dem Dampf mehr Zeit gelassen wird, das mitgerissene Wasser wieder fallen zu lassen. Gleichzeitig erscheint der mit kleinem Dampfraum naturgemäß verbundene größere Wasserraum auch wieder insofern zweckmäßig, als er die Empfindlichkeit beim Speisen vermindert. Die am besten zu haltende Höhe des Wasserstandes im Kessel muß also, ebenso wie die Feuerhöhe, ausprobiert werden und richtet sich nach der Bauart der Lokomotive, der Beschaffenheit des Speisewassers und nach der Geschwindigkeit. Ich habe daher öfters besondere Vergleichsversuche angestellt. Nasser Dampf ist allerdings unbedingt zu vermeiden, weil das mit dem Dampf entweichende Wasser zwecklos auf die Kesseltemperatur erwärmt wird und die indizierte Leistung herabsetzt. So wurde z. B. bei einer Versuchsfahrt, bei der mehrmals die Zylinderhähne geöffnet werden mußten, ein Mehrverbrauch an Wasser von  $\frac{7,60 - 6,37}{6,37} \cdot 100 = 19\%$  beobachtet. Das über-



gerissene Wasser befördert den nassen Beschlag der Zylinderwände und erhöht ganz erheblich den Wärmeaustausch durch seine Nachverdampfung.

Bei den Lokomotivversuchen kommen zunächst vier Werte des stündlichen Wasser- bzw. Dampfverbrauchs vor, die wie nachstehend bezeichnet werden sollen:

1. Wasserverbrauch aus dem Tender  $m$  kg/st,
2. „ „ „ Kessel  $m_1$  „
3. Dampfverbrauch  $m_2$  „ und
4. Dampfentwicklung  $m_3$  „

Der theoretische Dampfverbrauch einer zweizylindrigen Zwillingslokomotive ist

$$m = \frac{4 \cdot \pi d^2}{100^2} \cdot \frac{\varepsilon}{4} \cdot \frac{v \cdot 1000}{\pi D} \cdot h \cdot \gamma \cdot \text{kg/st} = \frac{1}{1000} \cdot \frac{d^2 h}{D} \cdot \varepsilon v \gamma,$$

wenn  $d$ ,  $h$  und  $D$  in mm angegeben sind. Wird die unveränderliche Wertziffer der Maschine  $\frac{d^2 h}{D}$  mit  $u$  bezeichnet, so ist

$$m = \frac{u \varepsilon v \gamma}{1000}$$

proportional dem Produkt  $\varepsilon v$ , und da dasselbe bei dieser Lokomotivbauart innerhalb der praktischen Betriebsgrenzen ebenfalls als unveränderlich angenommen werden kann, so ist für die größte Leistung auch  $m$  unveränderlich. Dieses  $m$ , oder vielmehr der wirkliche Dampfverbrauch  $m_2$ , der hiervon besonders an den Leistungsgrenzen etwas abweicht, erzeugt ein gewisses Vakuum  $\varphi$ , das sich proportional mit den einzelnen Faktoren  $\varepsilon$  und  $v$  ändert, also auch mit dem Produkte  $\varepsilon v$ , siehe Fig. 6 und 7, als Ergebnisse zahlreicher Versuche mit einer  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Zwillings-Personenzug-Lokomotive. Das Vakuum  $\varphi$  kann  $= \frac{7}{1000} \varepsilon v$  gesetzt werden.

Theoretisch wird daher dieser Wert von  $\varphi$  als  $f(\varepsilon)$ ,  $f(v)$  und  $f(\varepsilon v)$  durch eine Gerade dargestellt. Nun soll versucht werden, wenigstens annähernd und in der einfachsten Weise, auch die Abhängigkeit der Dampfentwicklung  $m_3$  vom Vakuum kennen zu lernen; denn es hat sich aus den Versuchen und der bildlichen Darstellung der Abhängigkeit herausgestellt, daß sie nicht so einfacher Natur ist, sondern die Funktion mehr einen parabolischen Verlauf nimmt. Der Wert von  $m_3$  kann bei günstiger Verbrennung der Zugwirkung, also der zuströmenden Sauerstoff- bzw. Luftmenge proportional gesetzt werden; also dem Werte  $F v'$  (Rostfläche  $\times$  Luftgeschwindigkeit); und da die Geschwindigkeit der durch den Rost gesaugten Luft

$$v' = \sqrt{\frac{2g(p-p')}{\gamma}} = \sqrt{\frac{2g\varphi}{\gamma}}$$

proportional der  $\sqrt{\varphi}$  gesetzt werden kann, so ist auch  $m_3$  proportional  $F \sqrt{\varphi}$ , ferner wächst  $m_3$  mit einer gewissen Wertziffer, die von der Bauart und Größe der Heizfläche abhängt. Bezeichnet

$H_1$  die Heizfläche der Feuerbuchse,

$H_2$  die der Siederohre,

$l$  die Länge derselben,

$\alpha_0$  die spezifische Dampfentwicklung der ersteren und

$\alpha$  diejenige für einen beliebigen laufenden Meter der Siederohre,

so ist die Größe  $H_1 \alpha_0 + \Sigma \frac{H_2}{l} \cdot \alpha$  als eine Wertziffer der Heizfläche an sich zu betrachten. Die vom Lokomotivkessel erzeugte Dampfmenge ist aber nicht allein von der verfügbaren Wärmemenge und der Größe und Güte der Heizfläche ab-



hängig, sondern auch von der Zeit, die für die Wärmeabgabe vorhanden ist, d. h. von der Geschwindigkeit, mit der die Heizgase an der feuerberührten Heizfläche vorbeiziehen. Diese Geschwindigkeit ist proportional der Menge dieser Heizgase, daher auch der verbrauchten Kohlenmenge und zwischen gewissen Grenzen der hierdurch erzeugten Dampfmenge  $m_3$  selbst, sowie umgekehrt proportional der Größe der Durchgangsquerschnitte. Überschreitet die Leistung der Lokomotive ihren normalen Wert, so wächst sie zwar auch ferner mit der verbrauchten Brennmaterialmenge, aber nicht mehr im graden Verhältnis, sondern langsamer. Dieser Fall ist hier aber nicht vorausgesetzt. Die endgültige Wertziffer soll daher

$$z = \frac{H_1 \alpha_0}{\frac{m_3}{F}} + \frac{\sum \frac{H_2}{l} \cdot \alpha}{\frac{m_3}{i \cdot \frac{\pi \cdot \delta^2}{4}}} = \frac{H_1 \alpha_0 F + i \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} \cdot \sum \frac{H_2}{l} \alpha}{m_3} = \frac{z'}{m_3}$$

gesetzt werden, wenn mit  $i$  die Zahl der Siederohre und mit  $\delta$  ihr innerer Durchmesser bezeichnet wird; sie wächst mit der Weite der Siederohre.

Das wirksame Vakuum wächst proportional mit dem Produkt  $\varepsilon v$ , also mit der verbrauchten Dampfmenge  $m_2$  und umgekehrt mit dem Querschnitt der zu strömenden Luft in der Rostfläche, kann also annähernd  $= a \cdot \frac{m_2}{F}$  gesetzt werden, während

$$m_3 = b F z \sqrt{\varphi} = b \frac{F z'}{m_3} \sqrt{\varphi}$$

ist; also

$$m_3^2 = b F z' \sqrt{\frac{a m_2}{F}} = b z' \sqrt{a F m_2}$$

Es können nun drei Fälle eintreten:

1. Der Dampfverbrauch  $m_2$  ist kleiner als die Dampfentwicklung  $m_3$ . Die Lokomotive wird dann nicht ausgenutzt. Der Überschuß von Wärme äußert sich durch Erhöhung des Dampfdrucks im Kessel, bzw. in der Vermehrung seines Wasserinhalts durch Nachpumpen, um die Drucksteigerung zu beseitigen.
2. Der Dampfverbrauch ist größer als die Dampfentwicklung. Die Leistung des Beharrungszustandes ist dann überschritten. Entweder nimmt die Dampfspannung oder der Wasserstand im Kessel ab, wodurch die Lokomotivleistung zeitlich beschränkt wird und ganz aufhört, wenn der Wasserstand seinen zulässig tiefsten Punkt erreicht hat.
3. Beide Werte sind einander gleich; der Kessel befindet sich im Beharrungszustande. Die entwickelte Wärme reicht aus und wird vollständig verbraucht.

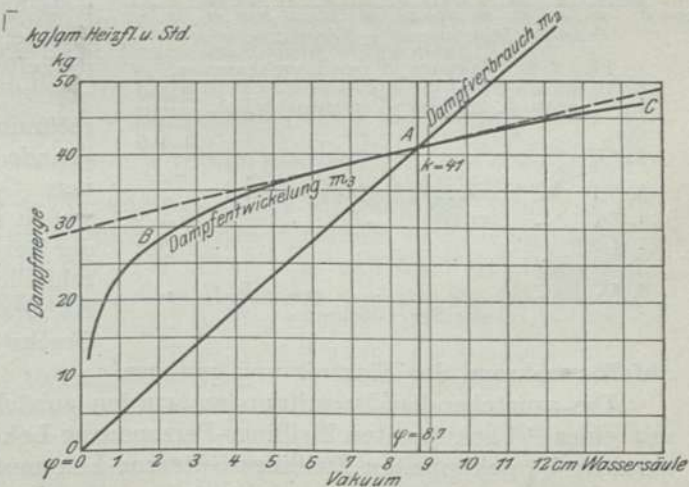


Fig. 371. Dampfverbrauch und Dampfentwicklung.

Von diesen drei Fällen  $m_2 \leq m_3$  ist in der Regel nur der dritte, wenn  $m_2 = m_3 = m_0$ , hier zu erörtern. Der zweite kommt praktisch dann in Frage, wenn auf kurzen Steigungen oder in kürzeren Zeiträumen die Lokomotivleistung, unter Ausnutzung des übrigen Vorrats an Kesselwasser, zeitlich gesteigert werden kann.

Wenn also z. B. die Gerade  $OA$  in der Fig. 371 den Dampfverbrauch  $m_2$  und die Kurve  $OBAC$  die Dampfentwicklung  $m_3$  darstellt, so entsprechen die Ordinatenabschnitte in den zwischenliegenden Winkeln bzw. bei  $B$  dem Minder- und bei  $C$  dem willkürlichen Mehrverbrauch an Dampf gegenüber der Dampfentwicklung, woraus auch die Zeit einer gewissen Überleistung bestimmt werden kann.

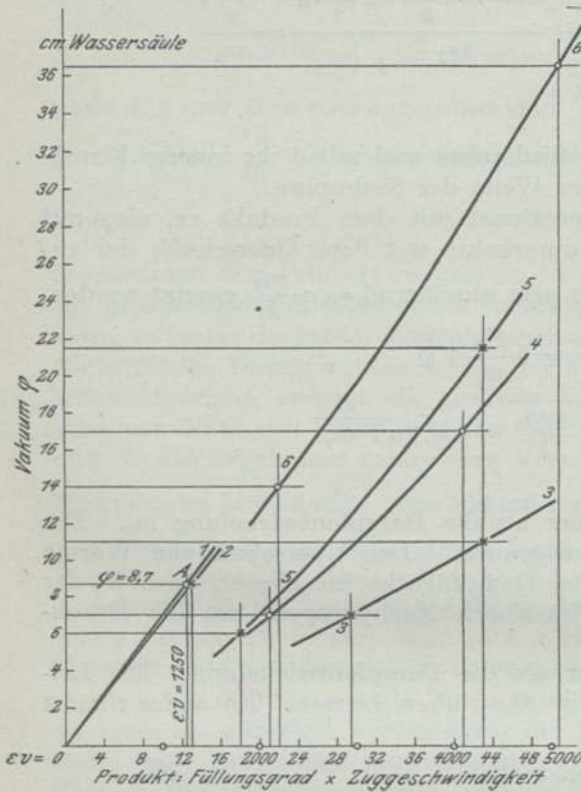


Fig. 372. Vakuum in der Rauchkammer.

|    |  |   |
|----|--|---|
| 1. | $\frac{2}{3}$ gekupp. Zwillings-Personenzug-Lok. | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         |
| 2. | $\frac{2}{4}$ " " " "                            | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         |
| 3. | $\frac{2}{4}$ " zweizyl. Verb.-Schnellz. "       | " "   |
| 4. | $\frac{2}{4}$ " vierzyl. " " "                   | " "   |
| 5. | $\frac{2}{5}$ " " " "                            | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ |
| 6. | $\frac{2}{5}$ " " " " mit Serve-Rohren.          | " "   |

abfalles während der Einstromung geringer.

Die vorstehenden Berechnungen wurden zunächst auf Grund von Versuchen mit einer  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Zwillings-Personenzug-Lokomotive aufgestellt und später an einer  $\frac{3}{3}$  gekuppelten Zwillings-Güterzug-Lokomotive nachgeprüft.

**Versuchsergebnisse.** 1500 Beobachtungen mit dem Vakuummeter bei Füllungsgraden von 10 bis 70% Zuggeschwindigkeiten von 10 bis 50 km/st und verschiedenen

Für den Beharrungszustand erhält man aber

$$m_0^3 = ab^2 F \kappa'^2$$

und daher

$$m_0 = \sqrt[3]{ab^2} \cdot \sqrt[3]{F \kappa'^2} = c \sqrt[3]{F \kappa'^2} = Hk;$$

also die spezifische Verdampfung

$$k = \frac{c \sqrt[3]{F \kappa'^2}}{H} \text{ kg/qm Heizfl. u. St.}$$

Für die  $\frac{2}{3}$  gekuppelte Zwillings-Personenzug-Lokomotive  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$  ist z. B.

dieser Wert  $= \frac{250}{H} \cdot \sqrt[3]{F \kappa'^2} = 40 \text{ kg/qm.}$

In der Fig. 372 ist für diese Lokomotivbauart das unveränderliche Vakuum  $\varphi = 8,7 \text{ cm}$  für das Produkt  $\varepsilon v = 1250$  eingetragen, so daß die Gerade  $OA$  das Vakuum  $\varphi$  als  $f(\varepsilon, v)$  darstellt. In der Fig. 373 bezeichnet  $A_1$  den Punkt der unveränderlichen Dampfentwicklung  $k$  in  $\text{kg/qm u. St.}$  für das höchste Vakuum  $\varphi = 8,7 \text{ cm}$  Wassersäule. Theoretisch ist daher die Funktion eine lineare, was sich für mittlere Geschwindigkeiten durch den Versuch auch bestätigt hat, so daß diese Linie bei Berechnungen für Betriebszwecke zugrunde gelegt werden kann. Für kleinere Geschwindigkeiten ist aber  $m_2$  wegen des stärkeren Einflusses der in der Berechnung nicht berücksichtigten schädlichen Räume und der inneren Kondensation größer und bei höheren Geschwindigkeiten infolge des Druck-



Dampfspannungen führten zu demselben Ergebnis, daß das V a k u u m durchschnittlich proportional diesen drei Elementen ist und daher auch proportional dem Produkt  $\varepsilon v (p + 1)$ .

Mehrere Beobachtungen mit verschiedenen E x h a u s t o r ö f f n u n g e n ergaben ein Vakuum, das diesen umgekehrt proportional war.

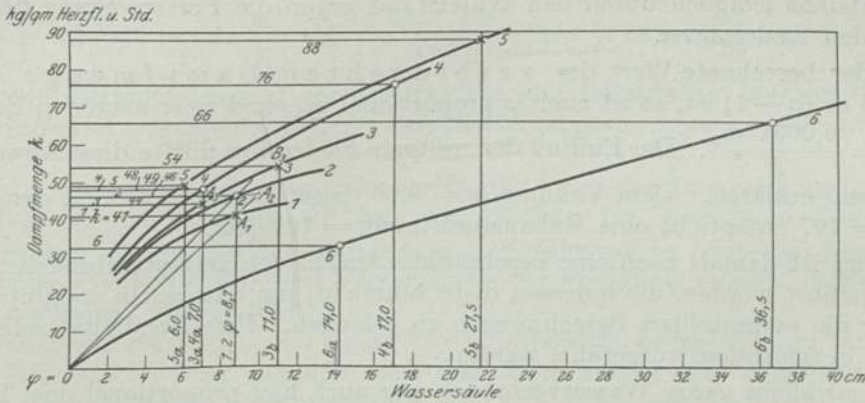


Fig. 373. Dampfentwicklung. (Erklärung siehe Fig. 372.)

Gleichzeitig wurde auch der Einfluß des Luftzugangsquerschnitts im A s c h k a s t e n durch einige Beobachtungen bei verschiedener Stellung der A s c h k l a p p e ermittelt, und zwar

- bei ganz geschlossener Klappe, also einem Durchgangsquerschnitt derselben von  $F_1 = 0$ ,
- bei halb geschlossener Klappe  $F_1 = 0,079$  qm,
- bei ganz geöffneter Klappe  $F_1 = 0,174$  qm und
- bei offener Feuertür.

Diese Stellungen der Aschkappen entsprechen gewissen Zuständen der Feuerung, und zwar bezeichnet:

- ein sehr hoch geschüttetes oder verschlacktes Feuer; der Durchgangsquerschnitt der Luft durch die Feuerung  $F_2$  ist fast  $= 0$ ;
- dieser Querschnitt ist beengt,  $F_1 < F_2$ ;
- er ist nicht beengt  $F_1 > F_2$  und
- $F_2$  ist um den Querschnitt der Feuertüröffnung vergrößert.

Da nach den Beobachtungen der Durchgangsquerschnitt der Luft durch die Kohlschichten  $F_2$  dann  $= F_1$  gesetzt werden kann, wenn die Klappe etwa  $\frac{3}{4}$  geöffnet ist, was durch das Vakuum festgestellt werden kann, oder  $F_1 = \frac{0,079 + 0,174}{2}$

$= 0,125$  qm ist, so daß eine weitere Verminderung der Öffnung erst von hier ab auch das Vakuum beeinflusst, so konnten drei Werte derselben in ihrer Abhängigkeit von dem Luftzutrittsquerschnitt durch die Feuerung, und zwar die folgenden aus fünf Beobachtungen mit den Zuggeschwindigkeiten  $v = 10, 20, 30, 40$  und  $50$  km/st kennen gelernt werden.

Vakuum  $\varphi =$

| Versuch Nr.     | 1      | 2      | 3       | 4       | 5       |
|-----------------|--------|--------|---------|---------|---------|
| $F_2 = 0$ qm    | 6,8 cm | 8,3 cm | 10,7 cm | 16,5 cm | 19,5 cm |
| $F_2 = 0,125$ „ | 4,2 „  | 5,6 „  | 7,7 „   | 11,0 „  | 13,0 „  |
| $F_2 = 0,275$ „ | 3,2 „  | 4,4 „  | 6,0 „   | 9,0 „   | 11,5 „  |

Hierbei ist zu bemerken, daß die Werte für  $F_2 = 0$  jedenfalls noch zu klein sind, weil tatsächlich der Luftzutrittsquerschnitt  $F_2$  niemals ganz verschwinden kann. Sicher ist ferner, daß das Vakuum nicht unter einen bestimmten kleinsten Wert sinken kann, der dann eintritt, wenn  $F_2 =$  dem gesamten Siederohrquerschnitt  $i \frac{\pi d^2}{4} = 0,296 \text{ qm}$  ist. Das dann in der Rauchkammer noch verbleibende Vakuum entsteht lediglich durch den Widerstand gegen die Fortbewegung der Heizgase in den Siederohren.

Da der berechnete Wert der verbrauchten Dampfmenge  $m_2$  proportional  $\varepsilon v (p + 1)$  ist, so ist auch  $\varphi$  proportional  $m_2$ , und zwar nach den Beobachtungen  $= \frac{0,0031 \cdot m_2}{F}$ . Der Einfluß der weiteren Siederohre dürfte diese Abweichung ausreichend erklären. Dem Vakuum  $\varphi = 6,86$  dieser Lokomotive und dem Werte von  $\varepsilon v = 707$  entspricht eine Exhaustoröffnung  $= 120 \text{ qcm}$ .

Ferner ist damals noch eine beschränkte Anzahl von Dampfverbrauchsmessungen ausgeführt worden, die indessen nicht hinreicht, um daraus ein endgültiges Urteil über die aufgestellten Berechnungen zu erlangen. Ihre Ergebnisse sollen aber dennoch in folgendem vorgeführt werden.

Der wirkliche ganze Wasserverbrauch war auch hier proportional dem Produkt  $\varepsilon v (p + 1)$ , aber durchschnittlich um 8,5% größer als der berechnete; für kleinere Geschwindigkeiten war der Unterschied noch etwas größer, jedenfalls infolge der stärkeren inneren Kondensation des Dampfes, und bei höheren Geschwindigkeiten wurde bisweilen eine etwas geringere Dampfmenge beobachtet.

Das Quadrat der erzeugten Dampfmenge  $m_3^2$  war annähernd proportional der Wurzel aus dem Vakuum  $\sqrt{\varphi}$ , und der aus den Versuchen ermittelte Koeffizient  $C$  war 328 statt 341.

Die bei den genannten Versuchen mehrfach festgestellte Leistungsfähigkeit der Lokomotive im Beharrungszustande des Kessels auf den Steigungen  $\frac{1}{200}$ ,  $\frac{1}{90}$  und  $\frac{1}{50}$  bei verschiedenen Zugstärken und Geschwindigkeiten stimmen meistens fast genau mit der Rechnung überein. Nur bei sehr großen Füllungen, über 50%, und kleinen Zuggeschwindigkeiten, unter 12 km/st, auf starken Steigungen wurden die beobachteten Leistungen etwas kleiner gefunden.

Wie schon wiederholt dargelegt wurde, werden diese Berechnungen des Dampfverbrauchs durch den Einfluß der schädlichen Räume, der Dampfdrosselung, inneren Kondensation und der Dampfnaße gestört, weshalb auch diese bei den erwähnten Versuchen genauer nachgeprüft wurden.

Insbesondere wurde festgestellt, daß bei 40 km Zuggeschwindigkeit und 18% Füllung eine Regulatoröffnung von 28 qcm nötig war, um hinter derselben bis zum Schieberkasten einen dauernden Dampfdruck herzustellen, der nur um 1 Atm. von dem des Kessels abwich. Dieser Querschnitt entspricht einer linearen Öffnung des Kanalschiebers von 4 mm. Bei kleineren Füllungen und Geschwindigkeiten wird dieses Verhältnis etwas günstiger. Diese Ergebnisse der Beobachtungen mit kleinen Zuströmungsöffnungen werden annähernd auch durch folgende Rechnung bestätigt.

Die beim Abschluß der Schiebereinströmungsöffnung stattfindende Kolbengeschwindigkeit  $V$  ist etwa  $= \frac{0,7 \cdot v \cdot 1000 \cdot h}{60 \cdot 60 \cdot D} = 0,092 \cdot v$  und daher für  $v = 40 \text{ km/st} = 3,7 \text{ m/sek}$ . Daher die zuströmende Dampfmenge bei unveränderter Spannung  $= \frac{\pi d^2}{4} V = 0,159 \cdot 3,7 = 0,59 \text{ cbm/sek}$ .



Hieraus ergibt sich eine Dampfgeschwindigkeit in der linearen Schieberöffnung von  $4 \text{ mm} = 2 \cdot 350 \cdot 4 \text{ qmm}$  von

$$\frac{0,59 \cdot 1000^2}{2 \cdot 350 \cdot 4} = 211 \text{ m/sek.}$$

Nach der einfachsten Berechnung ist dieselbe aber

$$= \sqrt{2k(273+t) \ln \frac{p_1}{p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 29,3 \cdot 9,81}{0,674} (273 + 185) \ln \frac{11}{10}} = 193 \text{ m/sek.}$$

Diese ohne Berücksichtigung der Kontraktion und Dampfnässe berechnete Dampfgeschwindigkeit würde einer linearen Schieberöffnung von etwa  $4,5 \text{ mm}$  entsprechen, anstatt 4.

Bei weiterer Abnahme der Schieberöffnung kann der Dampf dann nicht mehr schnell genug nachströmen und den vom Kolben frei gemachten Zylinderraum mit derselben Spannung nicht ausfüllen, so daß während der folgenden Einströmung gleichzeitig eine Expansion und Verringerung der Spannung eintritt, wodurch auch die Dampfmenge kleiner wird.

Was die **i n n e r e K o n d e n s a t i o n** anbetrifft, so fehlen zwar unmittelbare Beobachtungen hierüber gänzlich, und man kann zurzeit nur Vergleiche mit den weiter fortgeschrittenen Kenntnissen der **o r t s f e s t e n** und **S c h i f f s m a s c h i n e n** anstellen, die aber dazu führen, daß die innere Kondensation bei Lokomotiven wahrscheinlich nur einen erheblichen Wert bei niedrigen Geschwindigkeiten erlangen kann, da die **A b k ü h l u n g s f l ä c h e** für die große in der Zeiteinheit vorbeiströmende **D a m p f m e n g e**

verhältnismäßig klein ist und durch eine passende **K o m p r e s s i o n** eine höhere Erwärmung erhalten kann. Sicher und vollständig kann dieser Verlust aber nur durch Erwärmung der Zylinder bis zur Sättigungstemperatur des einströmenden Dampfes, also durch einen **D a m p f m a n t e l**,

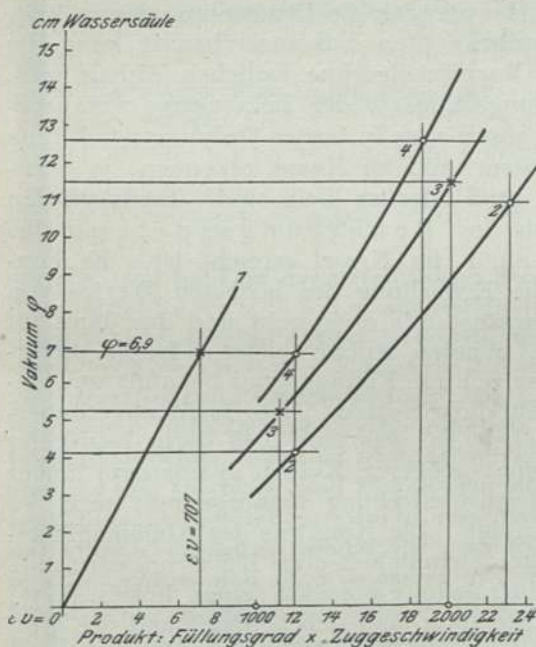


Fig. 374.

Vakuum in der Rauchkammer.

1.  $\frac{3}{3}$  gekuppelte Zwilling-Güterzug-Lok.  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$
2.  $\frac{3}{3}$  „ Verbund- „ „ „ „
3.  $\frac{4}{4}$  „ zweizyl. Verbund-Güterzug-Lok.  $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$
4.  $2 \times \frac{2}{2}$  gekuppelte vierzyl. Verbund-Güterzug-Lok. (Mallet)  $\frac{0 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 0}{B + B}$

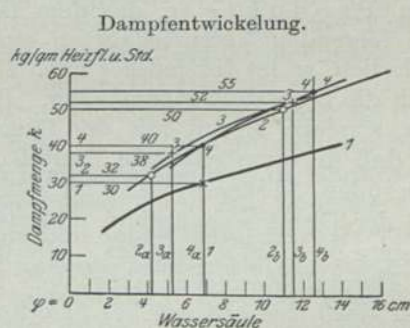


Fig. 375.

oder durch *Überhitzung* bzw. Erteilung eines Überschusses an Wärme, der dem Kondensationsverlust entspricht, beseitigt werden.

Auch die *Dampfdrücke* und ihre Wirkung kann bei hohen Geschwindigkeiten einen bedeutenden Grad erreichen, da schon bei der ruhigsten Dampfbildung in ortsfesten Kesseln bis zu 7% beobachtet worden sind.

Für Verbundlokomotiven ist das Vakuum nicht mehr ganz unveränderlich, sondern es wächst etwas stärker mit dem Produkt  $\epsilon v$ , und besonders die Dampfentwicklung  $m_3$  steigert sich mit dem Vakuum, wie aus den Fig. 372 und 373 hervorgeht. Innerhalb der praktischen Grenzen liegt z. B. bei der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten zweizylindrigen Verbund-Schnellzug-Lokomotive

das Produkt  $\epsilon v$  zwischen 2960 und 4300,

das Vakuum  $\varphi$  zwischen 7,0 und 11,0 cm

und die Dampfentwicklung im Beharrungszustande  $k$  zwischen 44 und 54 kg/qm u. St.

Siehe die Grenzwerte  $A_3$  und  $B_3$  der Fig. 373. Die Fig. 374 und 375 stellen dieselben Verhältnisse einiger Güterzug-Lokomotiven dar.

Bei der Bearbeitung der Versuchsergebnisse wird später auf diese Verhältnisse zurückzukommen sein.<sup>1)</sup>

## 12. Die größte Lokomotivleistung.

Sind alle bisher gestellten Forderungen erfüllt und hat der leitende Beamte alle Vorbereitungen mit Sorgfalt getroffen, so kann er nunmehr zur Ausführung der eigentlichen Versuche schreiten, deren Hauptzweck die Ermittlung der größten Lokomotivleistung ist. Bei einer noch unbekanntem Lokomotivbauart kann die erste Versuchsfahrt selbstredend nur ein Vorversuch ohne jeglichen Anhalt sein, ohne auch nur annähernd die Verdampfungsfähigkeit der Lokomotive vorausbestimmen zu können; man wird aber diese, wenn alles in bester Ordnung ist, bereits nach einer Fahrt von 10 Minuten am Wasserstand im Kessel erkennen, je nachdem, ob Füllung und Geschwindigkeit zu groß oder zu klein sind. Beide werden nun auf der Fahrt so lange korrigiert, bis der *Beharrungszustand* bei *unveränderlichem Wasserstand* im Kessel erreicht ist. Es konzentriert sich daher das Hauptziel auf die Erreichung des höchsten Wertes von dem *Produkte*  $\epsilon v$ , das dem Beharrungszustande entspricht und das dann für alle folgenden Versuchsfahrten einen fast sicheren Anhalt bietet. Ist  $\epsilon v$  unveränderlich, so ist für jedes  $v$  auch sofort der richtige Füllungsgrad bekannt und danach die Steuerung einzustellen. Bei Verbundlokomotiven ist  $\epsilon v$  nicht unveränderlich, sondern nimmt mit der Geschwindigkeit zu, was zum Teil darin begründet ist, daß der ausströmende Dampf durch einen größeren Kolben in nur zwei länger dauernden Absätzen während einer Treibachsumdrehung hinausgepreßt wird, so daß der Druck anhaltender und stetiger erfolgt. Die Kenntnis des Abhängigkeitsgesetzes des Füllungsgrades  $\epsilon$  von der Zuggeschwindigkeit  $v$  im Beharrungszustande der Dampfbildung hat aber auch für *Betriebszwecke* einen hohen Wert; denn gleichviel, auf welcher Strecke, bzw. Steigung man sich befindet und wie groß der zu befördernde Zug auch sein mag und unter beliebigen Witterungsverhältnissen, man weiß sofort, wie gefahren werden kann und muß, und gelingt es nicht, so ist entweder das Heizmaterial untauglich oder die Lokomotive wird schlecht bedient (2 Dinge, die übrigens sofort erkannt werden) oder aber, die Lokomotive ist nicht im betriebsfähigen Zustande. So zeigt sich z. B. sofort der nachteilige Einfluß

<sup>1)</sup> Vgl. auch Obergethmann. Insbesondere Vergleich zwischen Naß- und Heißdampf. Glasers Annalen 1909, S. 766, und Köchy, Verdampfungsgesetz der Lokomotivkessel. Organ 1911. Heft 1 bis 3.



irgend einer undichten Stelle im Feuerungsraum, etwa einiger undichten Siederohre, wodurch der nutzbare Dampfverbrauch leicht bis auf  $\frac{2}{3}$  herabgesetzt werden kann.

Man wird nun diese Versuchsfahrten mit verschiedenen großen Zügen auf verschiedenen Steigungsstrecken wiederholen und dadurch von Fall zu Fall die Werte von  $\epsilon v$  kennen lernen und bildlich darstellen, um durch fortwährende Korrekturen nach und nach die richtigen Werte zu finden. Die Fig. 376 und 377 enthalten z. B. solche Füllungskurven für zehn verschiedene Lokomotivbauarten. Bei den folgenden Fahrten kann also dem Lokomotivführer immer genauer derjenige Zahn der Steuerung vorgeschrieben werden, der der jeweiligen Geschwindigkeit ent-

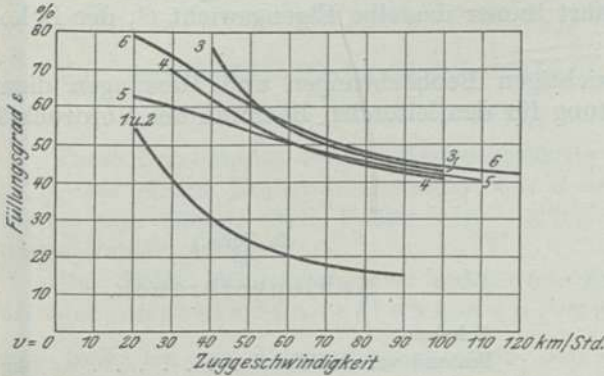


Fig. 376. Füllungsgrad.

- |    |   |   |
|----|---|---|
| 1. | $\frac{2}{3}$ gekuppelte Zwillings-Peronenzug-Lok.  | $\frac{0.4 \cdot 0}{1 \cdot B}$               |
| 2. | $\frac{2}{4}$ „ „ „ „                               | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         |
| 3. | $\frac{2}{4}$ gek. zweizyl. Verbund-Schnellzug-Lok. | „   |
| 4. | $\frac{2}{4}$ „ vierzyl. „ „                        | „   |
| 5. | $\frac{2}{5}$ „ „ „ „                               | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ |
| 6. | $\frac{2}{5}$ „ „ mit Serve-Rohren.                 | „   |

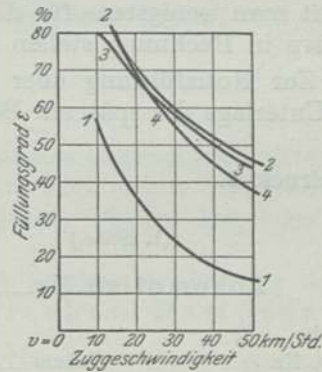


Fig. 377. Füllungsgrad.

- |    |   |                                     |
|----|---|-------------------------------------|
| 1. | $\frac{3}{3}$ gekupp. Zwill.-Güterz.-Lok. | $\frac{0.6 \cdot 0}{C}$             |
| 2. | $\frac{3}{3}$ gek. zweizyl. Verb.-G.-Lok. | „                                   |
| 3. | $\frac{4}{4}$ „ „ „ „                     | $\frac{0.8 \cdot 0}{D}$             |
| 4. | $2 \cdot \frac{3}{2}$ vierzyl. „ „        | $\frac{0.4 \cdot 4 \cdot 0}{B + B}$ |
- (Bauart Mallet).

spricht, und bald ist der leitende Beamte in der Lage, eine vollständige Tabelle der Füllungsgrade aufzustellen, die den Zuggeschwindigkeiten von 5 zu 5 km/st entsprechen. Wird dieser Füllungsgrad überschritten, so fällt der Wasserstand im Kessel und eine Korrektur dieses Fehlers kann dann nur durch eine längere Zeit stattfindende Minderleistung erfolgen und umgekehrt. Gerade dieser letzte Fall, wenn Füllung und Geschwindigkeit zu klein sind, verleitet besonders bei Verbundlokomotiven leicht zu einer falschen Beurteilung, d. h. einer zu niedrigen Feststellung der Leistung, weil hierbei der größere Dampfverbrauch und die Dampfentwicklung manchmal nur wenig voneinander verschieden sind. Es empfiehlt sich daher stets, zunächst mindestens zwei Parallelversuche anzustellen, die zwei Werte von  $\epsilon v$  ergeben, den einen etwas zu groß und den anderen etwas zu klein, und überhaupt dreist gleich eine möglichst große Füllung anzuwenden. Ist  $\epsilon$  und  $v$  zu klein, so schlägt der ungenügende Luftzug nicht gehörig durch; sind sie aber zu groß, insbesondere bei der Abfahrt, so können durch zu schnelles Ingangsetzen des Zuges leicht bis zu 400 Liter Kesselwasser verloren gehen.

Bei der Beurteilung des Beharrungszustandes ist noch zu beachten, daß der Wasserspiegel im Kessel bei der Fahrt scheinbar steigt, und zwar um etwa 250 Liter der Skala, wie mehrfach beobachtet worden ist; ferner rückt er auch auf Steigungen hinten über der Feuerbuchse in die Höhe, und zwar z. B. zwischen  $\frac{1}{400}$  eines Bahnhofs und  $\frac{1}{50}$  der folgenden Strecke um etwa 375 Liter.

Gleichzeitig sind die praktischen Grenzen des Füllungsgrades und der Zuggeschwindigkeit im Beharrungszustande festzustellen. Die unterste Grenze von  $\epsilon$  ist entweder die von der Steuerung bedingte bei ihrer mittleren Lage oder durch die zulässig größte Geschwindigkeit beschränkt, die oberste Grenze entweder ebenfalls durch die Steuerung selbst, in ihrer größten Auslage, oder durch die Adhäsion. Umgekehrt hängt die unterste Grenze von  $v$  entweder von  $\epsilon_{max}$  ab, oder von der Adhäsion und die oberste von  $\epsilon_{min}$  oder von gegebenen Vorschriften.

Es ist noch zu bemerken, daß bei den einzelnen Versuchsfahrten Lokomotive und Tender bei der Abfahrt immer dieselben Kohlen- und Wassermengen haben sollen, damit man wenigstens für die Abfahrt immer dasselbe Eigengewicht  $G_1$  der Lokomotive in Rechnung stellen kann.

Zur Notizführung über alle wichtigen Beobachtungen und Messungen dient als Unterlage der späteren Bearbeitung für den leitenden Beamten der Vordruck 9.

## Vordruck 9.

| (1. Seite.)                  |             |      |  | (2. Seite.)                           |                 |
|------------------------------|-------------|------|--|---------------------------------------|-----------------|
| Lokomotive Nr. ....          |             |      |  | Kohlenverbrauch.                      |                 |
| Strecke                      |             |      |  | Anheizen                              |                 |
| Fahrt Nr. ....               | Datum ..... |      |  | Bestand vor der Fahrt . . . . .       | kg              |
| Zahl der Achsen . . . . .    |             |      |  | „ nach „ „ . . . . .                  | „               |
| Wagengewicht . . . . .       |             | t    |  | Verbrauch während der Fahrt . . . . . | „               |
| Lokomotivgewicht . . . . .   |             | „    |  | Feuertiefe vor der Fahrt . . . . .    | mm              |
| Gesamtgewicht . . . . .      |             | „    |  | „ nach „ „ . . . . .                  | „               |
| Abfahrt . . . . .            | Uhr         | Min. |  |                                       | 1 Korb wiegt kg |
| Ankunft . . . . .            | „           | „    |  | Asche, Zahl der Körbe . . . . .       |                 |
| Fahrzeit im ganzen . . . . . |             | „    |  | Lösche . . . . .                      |                 |
| „ „ Dampfe . . . . .         |             | „    |  | Exhaustorstellung . . . . .           |                 |
| $\epsilon =$                 |             |      |  |                                       |                 |
| $\epsilon' =$                |             |      |  |                                       |                 |
| $p =$                        |             |      |  |                                       |                 |
| $p_1 =$                      |             |      |  |                                       |                 |
| $p_r =$                      |             |      |  |                                       |                 |
| $v =$                        |             |      |  |                                       |                 |
| $\varphi =$                  |             |      |  |                                       |                 |

| (3. Seite.)                         |      |     |  | (4. Seite.)                     |    |
|-------------------------------------|------|-----|--|---------------------------------|----|
| Wasserverbrauch.                    |      |     |  | Ölverbrauch.                    |    |
| Tender. Wasserstand vor der Fahrt   |      | cbm |  | Öl, Talg                        |    |
| „ „ nach „ „                        |      | „   |  | Bestand vor der Fahrt . . . . . | kg |
| Verbrauch . . . . .                 |      | „   |  | „ nach „ „ . . . . .            | „  |
| Kessel. Wasserstand vor der Fahrt . |      | mm  |  | Verbrauch . . . . .             | „  |
| „ „ nach „ „                        |      | „   |  |                                 |    |
| Verbrauch . . . . .                 |      | cbm |  | Sonstige Bemerkungen.           |    |
| Gesamter Verbrauch . . . . .        |      | kg  |  | Temperatur der Luft . . . . .   | °C |
| Gepumpt . . . . .                   | Min. | mal |  | „ des Tenderwassers . . . . .   | „  |
| Rostspritze . . . . .               | „    | „   |  | Witterung. Windstärke . . . . . |    |
| Rauchkammer . . . . .               | „    | „   |  | „ Windrichtung . . . . .        |    |
| Öler . . . . .                      | „    | „   |  | Beschaffenheit der Schienen     |    |
| Luftpumpe . . . . .                 | „    | „   |  | Schleudern                      |    |
| Wasserverlust . . . . .             |      | kg  |  | Abblasen                        |    |
| Dampfverlust . . . . .              |      | „   |  | Dampfnäse                       |    |



## 13. Die indizierte Zugkraft.

Nach der einfachsten Berechnung ist dieselbe

a) für Zwillingslokomotiven

$$Z = 4 \cdot \frac{\pi (100 d)^2}{4} \cdot p_m \cdot \frac{h}{\pi D} \text{ kg} = 100^2 \cdot \frac{d^2 h}{D} \cdot p_m \text{ kg} = u p_m \text{ kg}$$

und b) für Verbundlokomotiven

$$= \left[ 2 \cdot \frac{\pi (100 d)^2}{4} p_m + 2 \cdot \frac{\pi (100 d')^2}{4} p_m' \right] \frac{h}{\pi D} = \frac{100^2}{2} \cdot \frac{d^2 h}{D} \left( p_m + \frac{d'^2}{d^2} p_m' \right) = \frac{u}{2} \cdot p_{m1}$$

Für vierzylindrige Verbundlokomotiven

$$= u \cdot p_{m1}$$

Diese Berechnung vernachlässigt vorläufig die Kolbenstangenquerschnitte, was z. B. bei einem Kolbendurchmesser von  $d = 340$  mm und einem Stangendurchmesser von 65 mm einen Fehler von  $+3,7\%$  herbeiführt. In der Regel ist aber dieser Fehler geringer.

Bei dieser Ermittlung der indizierten Zugkraft kommt es also nur darauf an, den mittleren effektiven, spezifischen Dampfdruck  $p_m$ , bzw. bei den Verbundlokomotiven den Wert von  $p_{m1} = p_m + \frac{d'^2}{d^2} p_m'$  in den Zylindern zu ermitteln, was überhaupt eine der wichtigsten Aufgaben der Lokomotivuntersuchung ist. Es sind dabei drei verschiedene Verfahren zu unterscheiden:

1. aus den einzelnen Indikatordiagrammen, die getrennt von den Leistungsversuchen aufgenommen werden und zur Kenntnis von  $p_m$  und  $p_{m1}$  als Funktionen der Füllungsgrade und Geschwindigkeiten führen;
2. aus den Diagrammen der Versuchsfahrten bei der größten Leistung im Beharrungszustande und
3. aus den durchschnittlichen Füllungsgraden und Geschwindigkeiten, die als Durchschnittswerte während der ganzen Versuchsfahrt auch als Grundlage zur Ermittlung des spezifischen Kohlen- und Wasserverbrauchs, bzw. der Dampfverwertung und Verdampfungsziffer dienen, was später zu erörtern ist.

Diese mittleren Werte von  $\varepsilon$  und  $v$  weichen mehr oder weniger von denjenigen im Beharrungszustande ab; hier interessieren uns zunächst nur die unter 1 und 2 bezeichneten Werte, aus denen die indizierte Zugkraft zu berechnen ist.

Der Flächeninhalt der Indikatordiagramme wird am einfachsten durch dreimaliges Planimetrieren ermittelt, und zwar

1. der ganzen Indikatorfläche bis zur Nulllinie, die der absoluten Dampfarbeit entspricht;
2. der Fläche der Gegendruckarbeit und
3. der eigentlichen Diagrammfläche selbst, die als Nachprüfung dem Unterschied zwischen 1 und 2 gleich sein muß.

Man bedient sich bei dieser Bearbeitung der Indikatordiagramme am besten eines Vordrucks, wie der z. B. für Verbundlokomotiven bestimmte Nr. 10.

Hiernach sind diese Werte für  $p_m$  und  $p_{m1}$  in den Fig. 378 bis 387 bildlich als  $f(\varepsilon)$  und  $f(v)$  dargestellt worden, und zwar in den

- Fig. 378 und 379 für die  $\frac{2}{3}$  gekuppelte Zwillings-Personenzug-Lok.  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$ ,  
 „ 380 und 381 für die  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Verbund-Schnellzug-Lok.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ ,  
 „ 382 und 383 für die  $\frac{2}{4}$  gekuppelte vierzylindr. Schnellzug-Lok.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ ,  
 „ 384 und 385 für die  $\frac{3}{3}$  gekuppelte Zwillings-Güterzug-Lok.  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$  und  
 „ 386 und 387 für die  $\frac{3}{3}$  gekuppelte Verbund-Güterzug-Lok.  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$ .

## Vordruck 10:

## Indikator-Diagramme.

Maßstäbe. Hochdruck  $c$ ; 1 Atm. = mm.Niederdruck  $c'$ ; 1 „ = „

$$\frac{d'^2}{d^2} =$$

| Versuchsfahrten   | Bezeichnung               | Versuchsfahrt Nr.        |   |   |      |
|---|---------------------------|--------------------------|---|---|------|
|   |                           | 1                        | 2 | 3 | usf. |
| Kesselüberdruck . . . . .   | $p$                       |                          |   |   |      |
| Schieberkasten, Hochdruck . . . . .                               | $p_1$                     |                          |   |   |      |
| „ Niederdruck . . . . .   | $p_1'$                    |                          |   |   |      |
| Verbinderdruck . . . . .  | $p_r$                     |                          |   |   |      |
| Hochdruckfüllung . . . . .  | $\varepsilon$             |                          |   |   |      |
| Niederdruckfüllung . . . . .                                      | $\varepsilon'$            |                          |   |   |      |
| Zuggeschwindigkeit . . . . .                                      | $v$                       |                          |   |   |      |
| Diagrammfläche, Hochdruck . . . . .                               | $+ F_1$                   |                          |   |   |      |
| „ „ . . . . .   | $- F_2$                   |                          |   |   |      |
| „ „ $F_1 - F_2 =$ . . . . .                                       | $F$                       |                          |   |   |      |
| „ Niederdruck . . . . .   | $+ F_1'$                  |                          |   |   |      |
| „ „ . . . . .   | $- F_2'$                  |                          |   |   |      |
| „ „ $F_1' - F_2' =$ . . . . .                                     | $F'$                      |                          |   |   |      |
| Diagrammlänge, Hochdruck . . . . .                                | $l$                       |                          |   |   |      |
| „ Niederdruck . . . . .   | $l'$                      |                          |   |   |      |
| Diagrammhöhe, Hochdruck . . . . . $\frac{F}{l} =$                 | $h$                       |                          |   |   |      |
| „ Niederdruck . . . . . $\frac{F'}{l'} =$                         | $h'$                      |                          |   |   |      |
| Mittlerer Hochdruck . . . . . $p_m =$                             | $\frac{h}{c}$             |                          |   |   |      |
| „ Niederdruck . . . . . $p_m' =$                                  | $\frac{h'}{c'}$           |                          |   |   |      |
|   | $\frac{d'^2}{d^2} p_m' =$ | $\frac{d'^2 h'}{d^2 c'}$ |   |   |      |
| Zusammengesetzter mittlerer Druck $p_m + \frac{d'^2}{d^2} p_m' =$ | $p_{m1}$                  |                          |   |   |      |
| Indizierte Zugkraft . . . . . $u p_{m1} =$                        | $Z$                       |                          |   |   |      |
| „ Leistung . . . . . $\frac{Z \cdot v}{270} =$                    | $L$                       |                          |   |   |      |

Die ausgezogenen Linien geben die aus den Einzeldiagrammen gefundenen Werte, während die gestrichelten der größten Leistung im Beharrungszustande entsprechen;



die letzteren sind noch besonders für 10 Lokomotivbauarten auf den Fig. 388 und 389 als  $f(\epsilon)$  dargestellt worden.

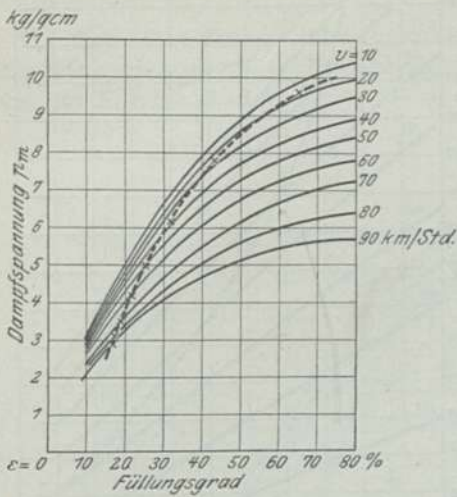


Fig. 378.

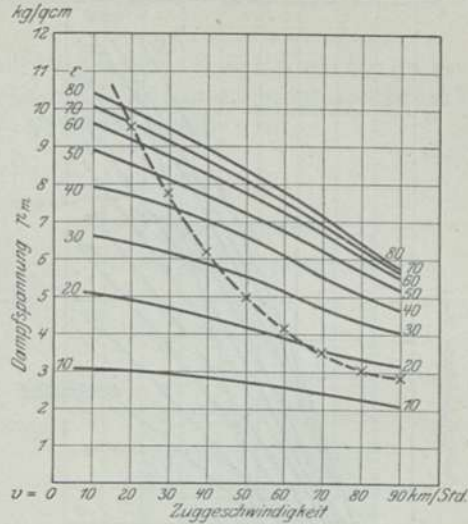


Fig. 379.

Mittlere effektive Dampfspannung  $p_m$  in den Zylindern.

$\frac{2}{3}$  gekuppelte zweizylindrige Zwillingen-Personenzug-Lokomotive  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$ .

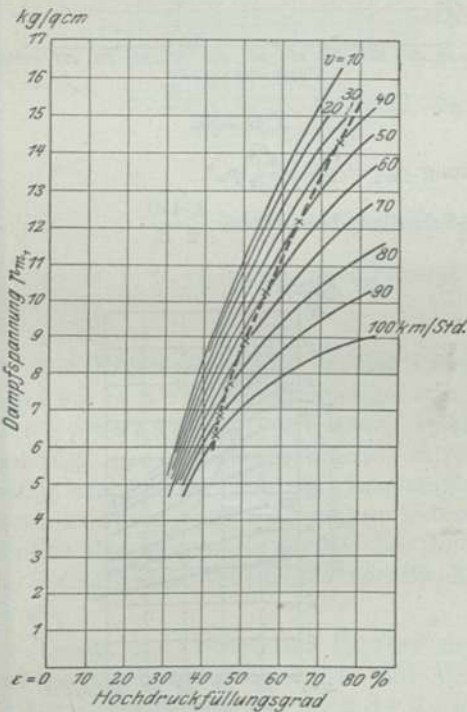


Fig. 380.

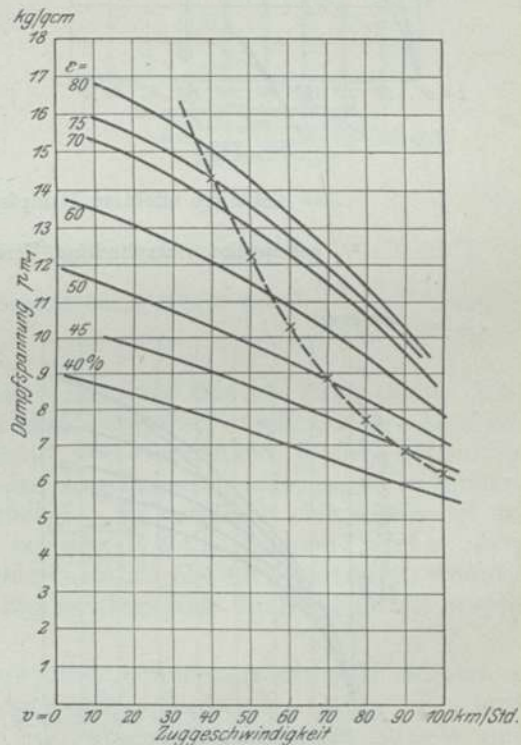


Fig. 381.

Mittlere effektive Dampfspannung  $p_{m1}$  in den Zylindern.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

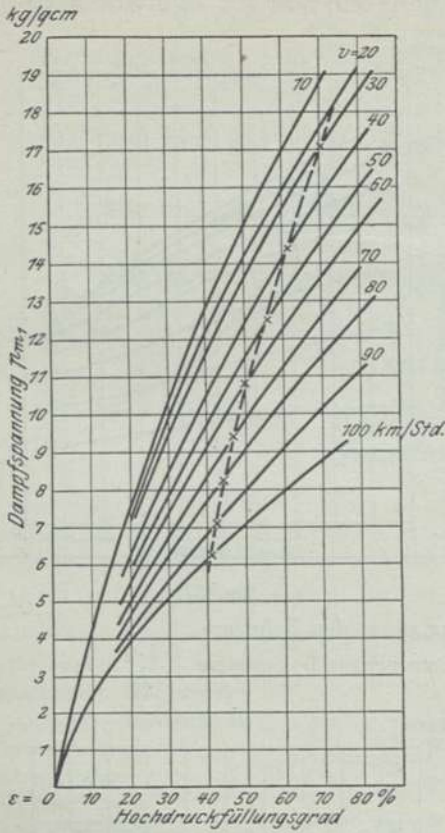


Fig. 382.

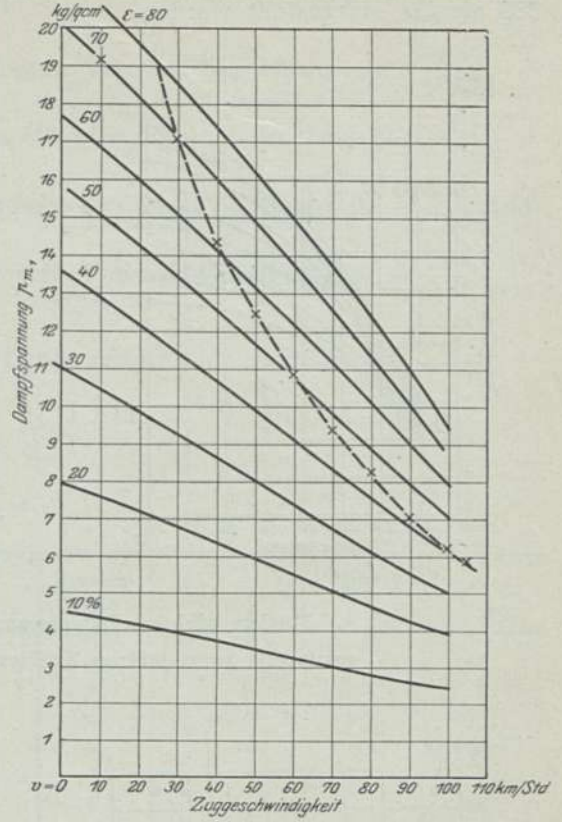


Fig. 383.

Mittlere effektive Dampfspannung  $p_{m1} = p_m + \frac{d'^2}{d^2} p_m'$ .

$\frac{2}{4}$  gekuppelte vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

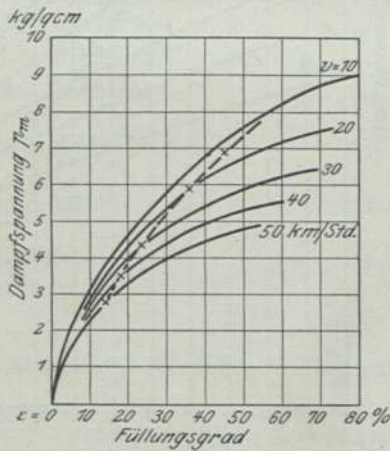


Fig. 384.

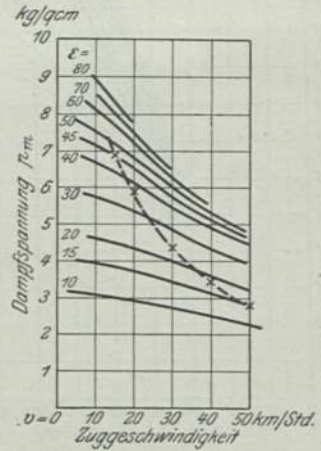


Fig. 385.

Mittlere effektive Dampfspannung  $p_m$  in den Zylindern.

$\frac{3}{3}$  gekuppelte Zwilling-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$ .



Hiernach können nun die entsprechenden indizierten Zugkräfte dieser Lokomotiven als  $f(v)$  berechnet und bildlich dargestellt werden, was in den Fig. 390 und 391 geschehen ist.

Die indizierte Zugkraft kann ferner noch durch den Eigenwiderstand bestimmt werden, der unter Benutzung der früheren Bezeichnungen im Abschnitt II, 1 durch die Formel  $Z = G_1 w_1 + G w + (G_1 + G) n$  dargestellt wird.

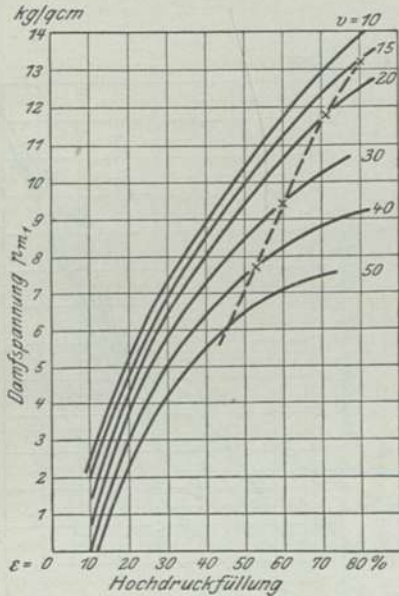


Fig. 386.

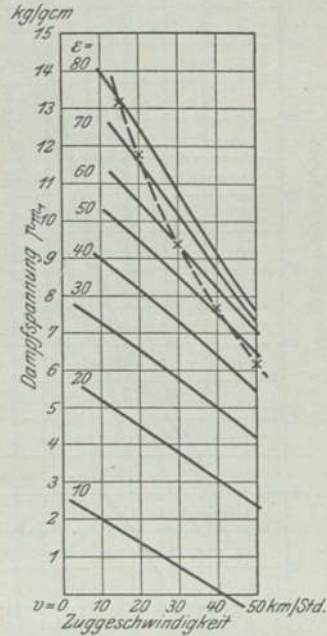


Fig. 387.

$$\text{Mittlere effektive Dampfspannung } p_{m1} = p_m + \frac{d'^2}{d^2} p_m'$$

$$\frac{3}{8} \text{ gekuppelte, zweizylindrige Verbund-Güterzug-Lokomotive } \frac{0.6 \cdot 0}{0}$$

Der Eigenwiderstand  $w_1$  der Lokomotive nicht im Dampfe kann durch Ablaufversuche und derjenige während der Dampfarbeit durch Beschleunigungsversuche ermittelt werden und der Widerstand  $w$  des Wagenzugs ebenfalls durch Ablaufversuche, mittels des Kraftmessers, oder auch rechnermäßig unmittelbar aus den Leistungsversuchen. Es empfiehlt sich daher bei den Versuchsfahrten auf Steigungen jedesmal bei der Rück-(Tal-)fahrt, wenn möglich den Zug ohne Dampf im Beharrungszustande ablaufen zu lassen, wodurch die betreffenden Werte der spezifischen Eigenwiderstände leicht ermittelt werden können.

Leider ist hierbei der Einfluß der bewegten Atmosphäre oft sehr störend, so daß mehrfach versucht wurde, die Windgeschwindigkeit und den durch sie hervorgerufenen Gegendruck zu bestimmen. Dies geschah mittels einer Vorrichtung, die am zweckmäßigsten aus einer Windfahne mit zwei zueinander senkrechten Flügeln besteht, die gegen Spiralfedern verschiebbar sind.

Der Winddruck gegen eine bestimmte Fläche ist  $P = k v^2$ . Ist nun z. B. für eine Versuchsfahrt die Zuggeschwindigkeit  $v$  und die Windgeschwindigkeit  $x$ , so

ist der Winddruck  $P_1 = k(v_1 + x)^2$  und auf der Talfahrt  $P_2 = k(v_2 - x)^2$  und hieraus die gesuchte Windgeschwindigkeit

$$x = \frac{v_2 \sqrt{\frac{P_1}{P_2}} - v_1}{\sqrt{\frac{P_1}{P_2}} + 1}$$

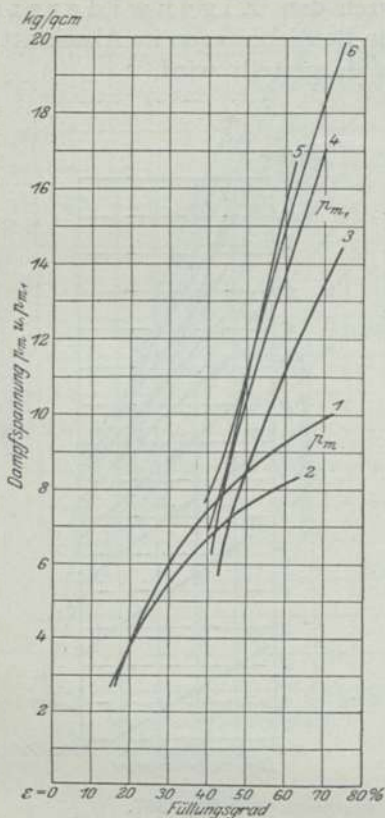


Fig. 388. Mittlere effektive Dampfspannung.

|    |                          |                         |   |
|----|--------------------------|-------------------------|---|
| 1. | $\frac{2}{3}$ gekuppelte | Zwillings-Pers.-Lok.    | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$         |
| 2. | $\frac{2}{4}$ „          | „ „ „                   | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B}$         |
| 3. | $\frac{2}{4}$ „          | Verb.-Schnellz.- „      | „   |
| 4. | $\frac{2}{4}$ gek.       | vierzyl. „ „            | „   |
| 5. | $\frac{2}{5}$ „          | „ „ „                   | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ |
| 6. | $\frac{2}{5}$ „          | „ „ „ mit Serve-Rohren. | „   |

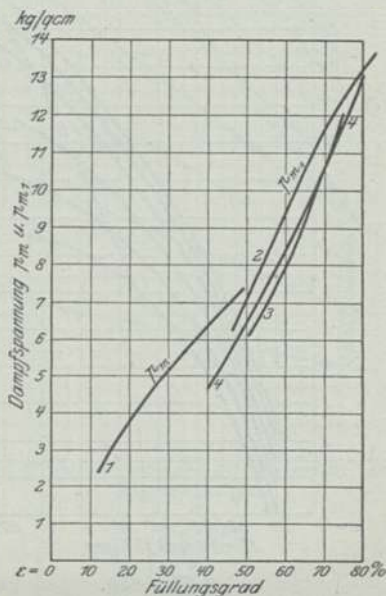


Fig. 389. Mittlere effektive Dampfspannung.

|    |                          |                        |   |
|----|--------------------------|------------------------|---|
| 1. | $\frac{3}{3}$ gekuppelte | Zwillings-Güterz.-Lok. | $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$             |
| 2. | $\frac{3}{3}$ „          | Verbund- „ „           | „   |
| 3. | $\frac{4}{4}$ gek.       | zweizyl. „ „           | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$             |
| 4. | $\frac{4}{4}$ „          | vierzyl. „ „           | $\frac{0 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 0}{B + B}$ |

(Bauart Mallet).

Bei einer Versuchsfahrt war

$$v_1 = 30 \text{ und } v_2 = 50 \text{ km/st}$$

$$P_1 = 4,0 \text{ und } P_2 = 1,5 \text{ kg,}$$

was zu einem Werte der Windgeschwindigkeit von

$$x = \frac{50 \sqrt{\frac{4,0}{1,5}} - 30}{\sqrt{\frac{4,0}{1,5}} + 1} = 19,7 \text{ km/st}$$

führte oder etwa 5,5 m/sek. (Nr. 2 der Beaufort-Skala.)



Die indizierte Zugkraft erreicht ihre obere Grenze in der Adhäsion = der gleitenden Reibung der gekuppelten Achsen. Ist der gesamte Schienendruck derselben =  $A t$  und  $\mu$  der Reibungskoeffizient, so ist  $Z_{max} = \mu A t$ . Der Koeffizient  $\mu$  ist am kleinsten bei nebligem Wetter und kann dann bis auf  $\frac{1}{10}$  und noch weiter zurückgehen; bei ganz trockner, staubiger Witterung steigt er aber bis auf  $\frac{1}{4}$ . Diese

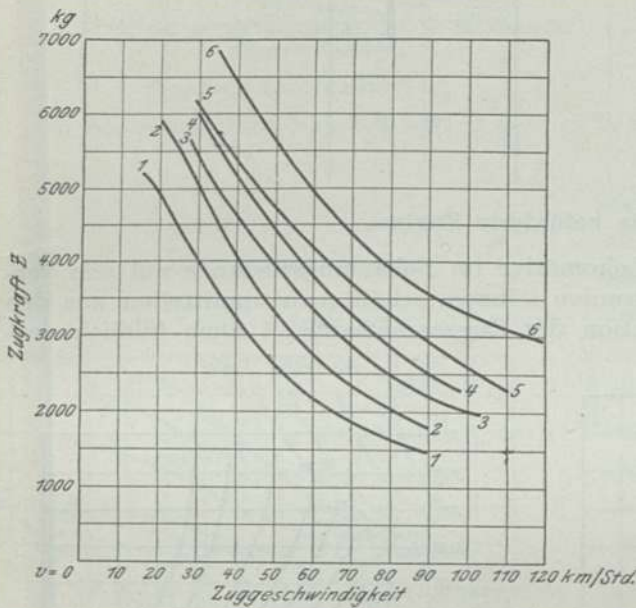


Fig. 390. Indizierte Zugkraft.

- |    |   |                       |
|----|---|-----------------------|
| 1. | $\frac{2}{3}$ gekuppelte Zwillings-Personenzug-Lok. | $\frac{2.4.0}{1.B}$   |
| 2. | $\frac{2}{4}$ " " " "                               | $\frac{4.4.0}{2.B}$   |
| 3. | $\frac{2}{4}$ " zweizyl. Verb.-Schnellz.- " "       | " "                   |
| 4. | $\frac{2}{4}$ " vierzyl. " " " "                    | " "                   |
| 5. | $\frac{3}{5}$ " " " " " "                           | $\frac{4.4.2}{2.B.1}$ |
| 6. | $\frac{2}{5}$ " " " " " "                           | " "                   |
- mit Serve-Rohren.

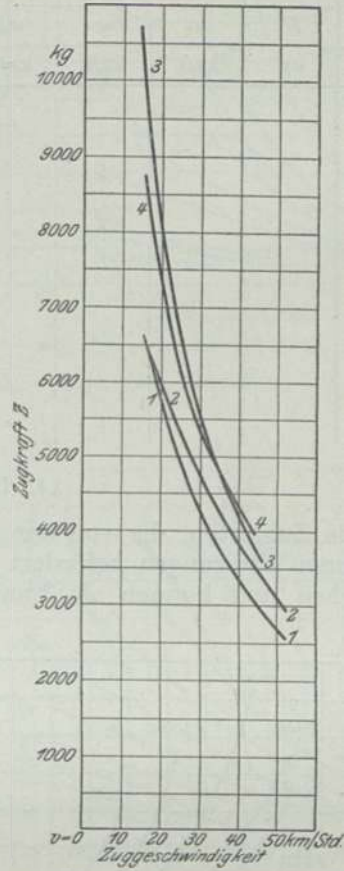


Fig. 391. Indizierte Zugkraft.

- |    |   |                       |
|----|---|-----------------------|
| 1. | $\frac{3}{3}$ gek. Zwillings-Güterz.-Lok. | $\frac{0.6.0}{C}$     |
| 2. | $\frac{3}{3}$ " Verb.- " " "              | " "                   |
| 3. | $\frac{4}{4}$ " zweizyl. " " " "          | $\frac{0.8.0}{D}$     |
| 4. | $\frac{4}{4}$ " vierzyl. " " " "          | $\frac{0.4.4.0}{B+B}$ |
- (Bauart Mallet).

Grenzwerte treten bei gewissen Zuggeschwindigkeiten ein, so daß ein weiteres Vorlegen der Steuerung, bzw. eine weitere Vergrößerung der Zugkraft bei kleineren Geschwindigkeiten nicht mehr möglich ist.

Zur Eintragung und Zusammenstellung der auf verschiedene Weise ermittelten Zugkräfte und ihrer Vorderwerte dient der Vordruck 11.<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> Siehe auch Sanzin, Die Zugkraft der Lokomotiven. Z. Ver. deutsch. Ing. 1906 Nr. 4.

## Vordruck 11.

## Zugkraft auf fünf verschiedene Weisen ermittelt.

| Zuggeschwindigkeit | Indikatorversuche | Ablaufversuche |       |            |     | Beschleunigungsversuche |      | Aus den Leistungsversuchen |       |       | Kraftmesser |
|--------------------|-------------------|----------------|-------|------------|-----|-------------------------|------|----------------------------|-------|-------|-------------|
|                    |                   | Lokom.         | Wagen | Ganzer Zug | Z'' | Lok.                    | Z''' | Lok.                       | Wagen | Z'''' |             |
| $v$                | Z'                | $w_1$          | $w$   | $w_m$      | Z'' | $w_1$                   | Z''' | $w_1$                      | $w$   | Z'''' | Z           |
| Einheit            | kg                | kg/t           | kg/t  | kg/t       | kg  | kg/t                    | kg   | kg/t                       | kg/t  | kg    | kg          |
| 10                 |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |
| 20                 |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |
| 30                 |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |
| 40                 |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |
| 50                 |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |
| 60                 |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |
| 70                 |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |
| 80                 |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |
| 90                 |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |
| 100                |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |
| 110                |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |
| 120                |                   |                |       |            |     |                         |      |                            |       |       |             |

## 14. Die beförderte Zuglast.

Die Zuglasten, die von der Lokomotive im Beharrungszustande auf den verschiedenen Steigungen befördert werden können, erhält man unmittelbar aus den Versuchen und können als Funktion der Zuggeschwindigkeit auch bildlich dar-

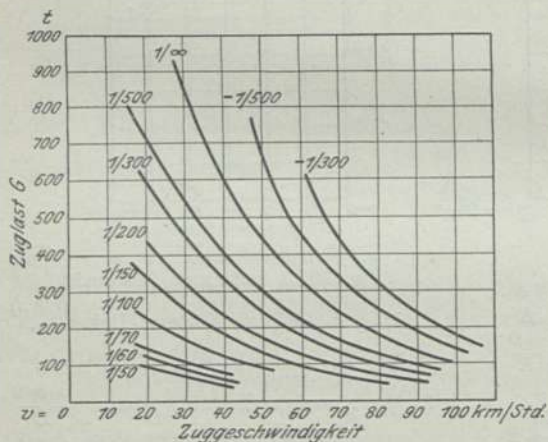


Fig. 392. Leistungskurven.

$\frac{2}{3}$  gekuppelte Zwilling-Personenzug-Lok.  $\frac{2.4.0}{1.B}$

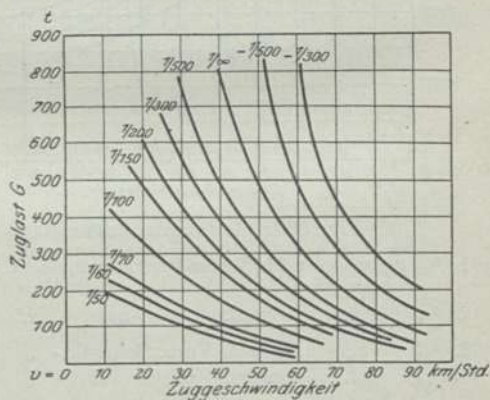


Fig. 393. Leistungskurven.

$\frac{2}{4}$  gekupp. Zwilling-Personenzug-Lok.  $\frac{4.4.0}{2.B}$

gestellt werden. Die Fig. 392 bis 401 enthalten diese Leistungskurven für die als Beispiel ausgewählten zehn Lokomotivbauarten. Da indessen diese unmittelbar aus den Versuchen sich ergebenden Leistungen sich nur auf wenige Steigungsgrade beziehen, so sind die übrigen durch ein Interpolationsverfahren festzustellen. Hierzu dient eine nochmalige Darstellung der Leistungskurven, aber mit vertauschten Koordinaten, und zwar eine Darstellung der Zuglasten als Funktion der Steigungen für verschiedene Zuggeschwindigkeiten. Die Fig. 402 zeigt



eine solche Darstellung für die unter 5 bezeichnete  $\frac{2}{5}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive.

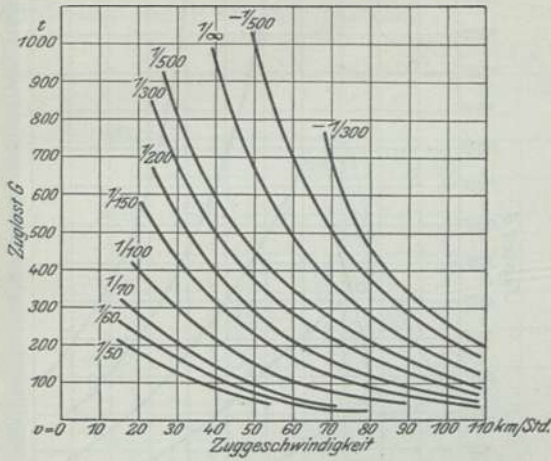


Fig. 394. Leistungskurven.

$\frac{2}{4}$  gek. zweizyl. Verb.-Schnellzug-Lok.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$

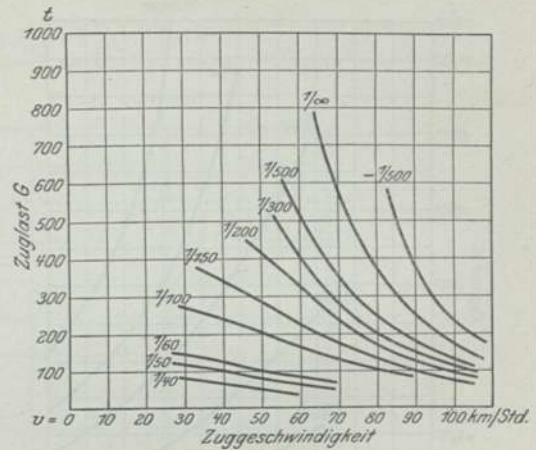


Fig. 395. Leistungskurven.

$\frac{2}{4}$  gek. vierzyl. Verb.-Schnellzug-Lok.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$

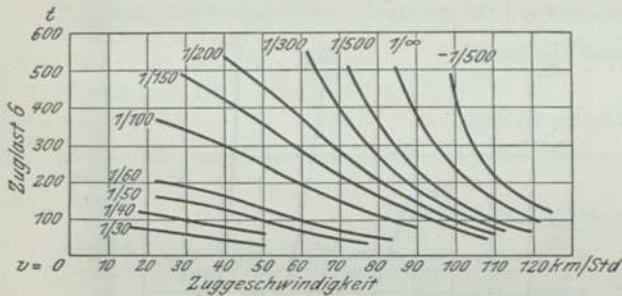


Fig. 396. Leistungskurven.

$\frac{2}{5}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ . Atlantik.

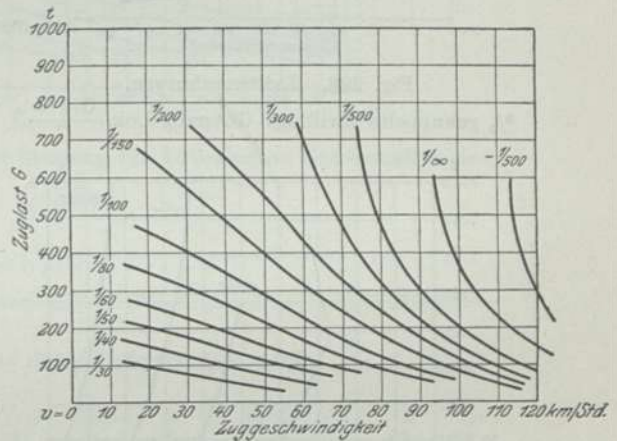


Fig. 397. Leistungskurven.

$\frac{2}{5}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive mit Serve-Rohren.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ . Atlantik.

Die Berechnung der Zuglasten ergibt sich bei bekannter Zugkraft aus der Formel

$$Z = G_1 w_1 + G w + (G_1 + G) n,$$

also

$$G = \frac{Z - G_1 (w_1 + n)}{w + n}$$

oder, wenn unter Zusammenfassung von Lokomotive und Wagenzug, mit  $w_m$  kg/t der mittlere Eigenwiderstand bezeichnet wird

$$G = \frac{Z}{w_m + n} - G_1.$$

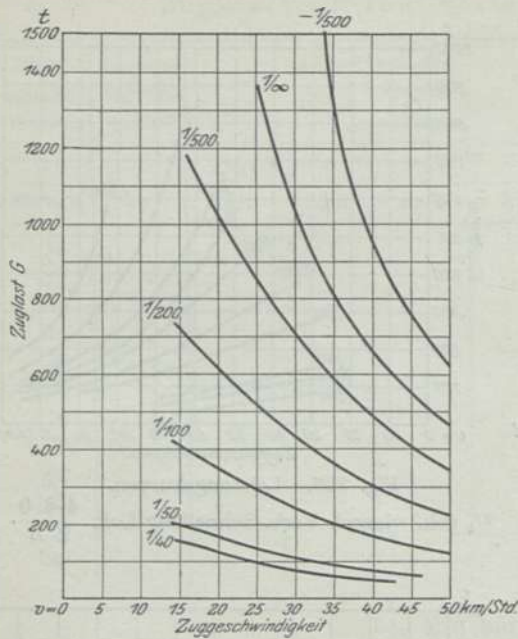


Fig. 398. Leistungskurven.

$\frac{3}{3}$  gekuppelte Zwillinge-Güterzug-Lok.  $\frac{0.6.0}{C}$ .

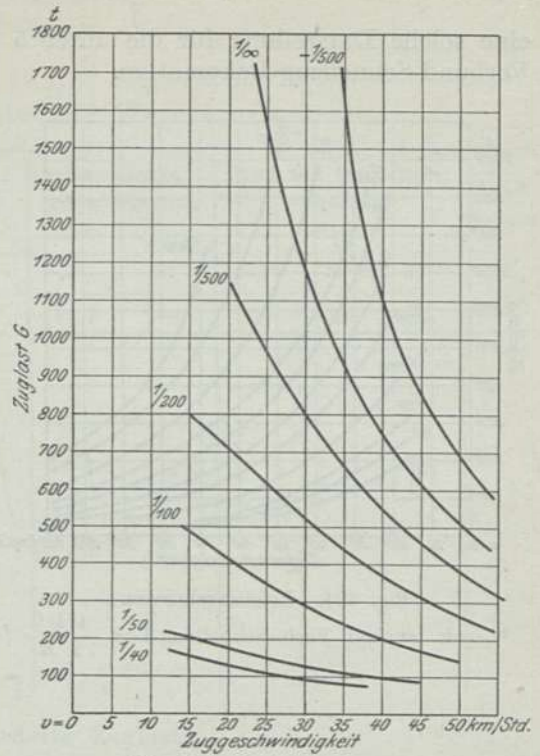


Fig. 399. Leistungskurven.

$\frac{3}{3}$  gekuppelte Verbund-Güterzug-Lok.  $\frac{0.6.0}{C}$ .

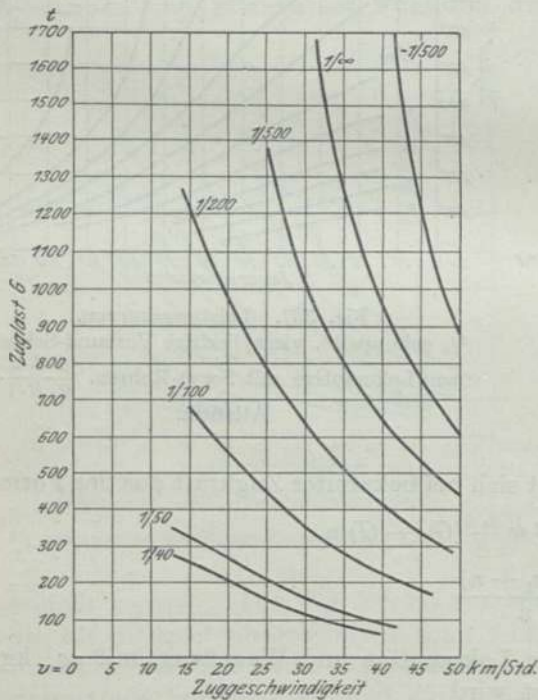


Fig. 400. Leistungskurven.

$\frac{4}{4}$  gekuppelte Verbund-Güterzug-Lok.  $\frac{0.8.0}{D}$ .

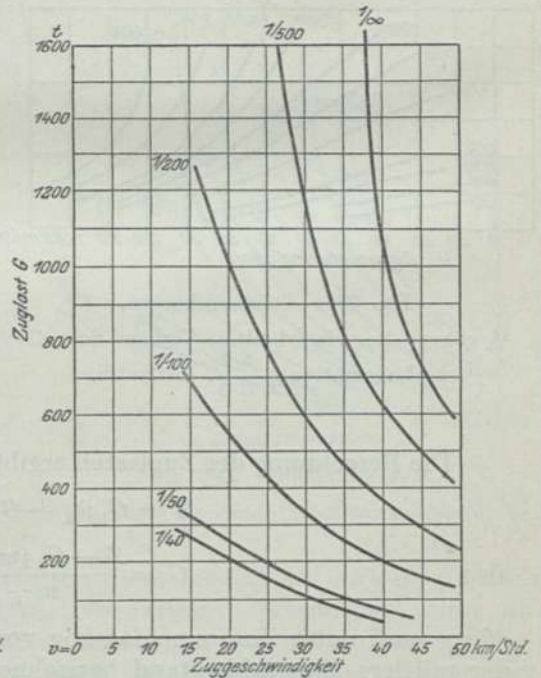


Fig. 401. Leistungskurven.

$\frac{2.2}{2}$  gekuppelte, vierzylindrige Verbund-Güterzug-Lokomotive. Bauart Mallet.  $\frac{0.4.4.0}{B+B}$ .



Aus der Gleichung der Leistungskurven

$$Z = G_1(w_1 + n) + G(w + n)$$

ergibt sich der Wert der Nutzlast

$$G = \frac{Z - G_1(w_1 + n)}{w + n} = 0$$

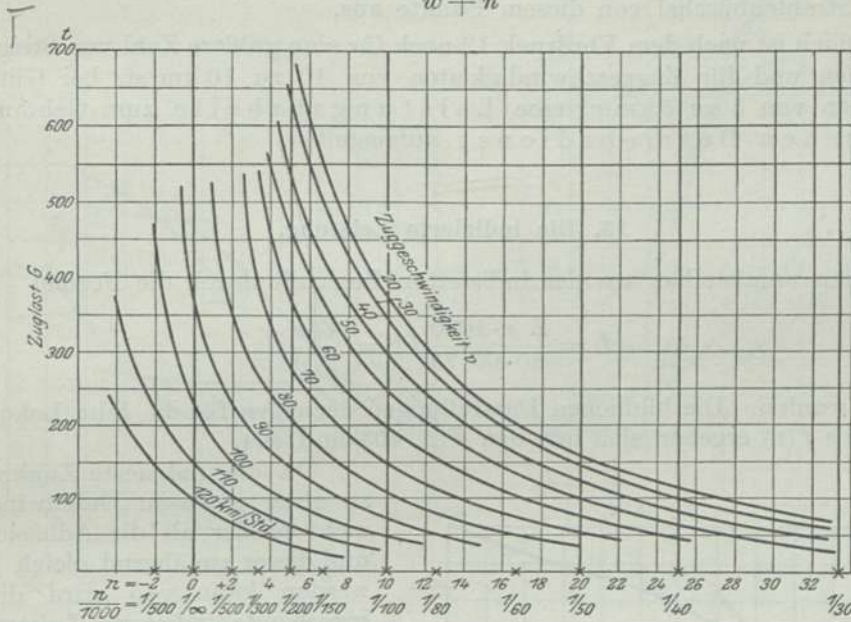


Fig. 402. Leistungskurven. Zuglasten als Funktion der Steigung für verschiedene Geschwindigkeiten.  
Atlantik-Bauart. 4.4-2  
2.B-1

Vordruck 12.

Leistungstabelle.

| Mit der<br>Zug-<br>schwin-<br>digkeit<br><i>v</i><br>km/st | Zugstärke in Tonnen auf den Steigungen $n/1000$ : |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
|--|---|-----------------|----------------|--------------|---------------------------|--------------|---------------------------|---------------|---------------------------|---------------------------|--------------|--------------|---------------------------|
|  | $-1/500$<br>$n = -2$                              | $1/\infty$<br>0 | $+1/1000$<br>1 | $1/500$<br>2 | $1/300$<br>$3\frac{1}{3}$ | $1/200$<br>5 | $1/150$<br>$6\frac{2}{3}$ | $1/100$<br>10 | $1/80$<br>$12\frac{1}{2}$ | $1/60$<br>$16\frac{2}{3}$ | $1/50$<br>20 | $1/40$<br>25 | $1/30$<br>$33\frac{1}{3}$ |
| 10   |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
| 20   |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
| 30   |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
| 40   |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
| 50   |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
| 60   |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
| 70   |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
| 80   |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
| 90   |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
| 100  |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
| 110  |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |
| 120  |   |                 |                |              |                           |              |                           |               |                           |                           |              |              |                           |

für eine gewisse Geschwindigkeit; sie entspricht den Durchschnittspunkten der Leistungskurven mit der Abszissenachse. Die Lokomotive kann dann nur ihre eigene Last befördern. Wir haben ferner gesehen, daß unter Umständen auch die

indizierte Zugkraft  $Z = 0$  werden kann, so daß dann  $G = -G_1 \frac{w_1 + n}{w + n}$  negativ würde, und wenn der Eigenwiderstand für die gesamte Zuglast  $G_1 + G$  durch einen Mittelwert  $w_m$  zusammengefaßt wird, so erhält man  $G = -G_1$  konstant und unabhängig von der Steigung  $n$ . Es schneiden sich dann also die Leistungskurven in dem Punkte, für welchen  $Z = f(v) = 0$  und  $G = -G_1$  ist, und sämtliche Kurven gehen als Strahlenbüschel von diesem Punkte aus.

Schließlich ist nach dem Vordruck 12 noch für eine größere Zahl von Steigungen und Gefällen und für Zuggeschwindigkeiten von 10 zu 10 km/st, bei Güterzug-Lokomotiven von 5 zu 5 km/st eine Leistungstabelle zum Gebrauch im praktischen Betriebsdienst aufzustellen.

### 15. Die indizierte Leistung.

Sie kann unmittelbar aus der indizierten Zugkraft durch die Formel

$$L = \frac{Z \cdot v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot 75} \text{ PS} = \frac{Z \cdot v}{270}$$

berechnet werden. Die bildlichen Darstellungen derselben für die zehn Lokomotivbauarten als  $f(v)$  ergeben sich aus den Fig. 403 und 404.

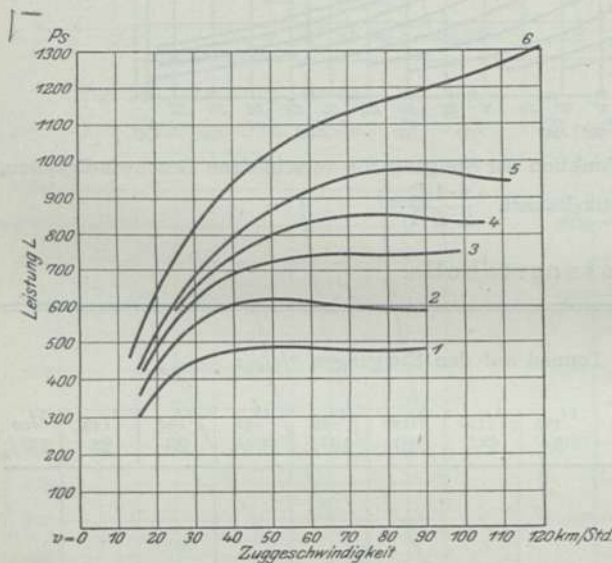


Fig. 403. Indizierte Leistung.

|  |   |
|--|---|
| 1. $\frac{2}{3}$ gekuppelte Zwillings-Personenzug-Lok. | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$         |
| 2. $\frac{2}{4}$ " " " "                               | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         |
| 3. $\frac{2}{4}$ gek. zweizyl. Verbund-Schnellzug-     | " "   |
| 4. $\frac{2}{4}$ " vierzyl. " " "                      | " "   |
| 5. $\frac{2}{5}$ " " " "                               | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ |
| 6. $\frac{2}{5}$ " " mit Serve-Rohren.                 | " "   |

Da die indizierte Zugkraft bis zu einer gewissen Geschwindigkeit nicht größer als die Adhäsion sein und dieser annähernd gleich gesetzt werden kann, so wird die entsprechende indizierte Leistung für diese Geschwindigkeiten durch eine vom Koordinatenanfangspunkt ausgehende Gerade darzustellen sein.

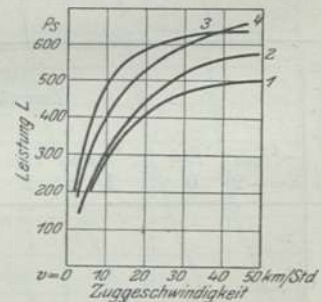


Fig. 404. Indizierte Leistung.

|  |   |
|--|---|
| 1. $\frac{3}{3}$ gek. Zwill.-Güterzug-Lok. | $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$             |
| 2. $\frac{3}{3}$ " Verbund- " " "          | " "                                       |
| 3. $\frac{4}{4}$ " zweizyl. Verb.-G.- " "  | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$             |
| 4. $\frac{4}{4}$ " vierzyl. " " " (Mallet) | $\frac{0 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 0}{B + B}$ |

Alle diese Formeln sollen später bei der Bearbeitung der Versuchsergebnisse noch eingehender untersucht werden.



Die hauptsächlichsten Ergebnisse der Indikatorversuche sind nach dem Vor-  
druck 13 besonders zusammenzustellen.

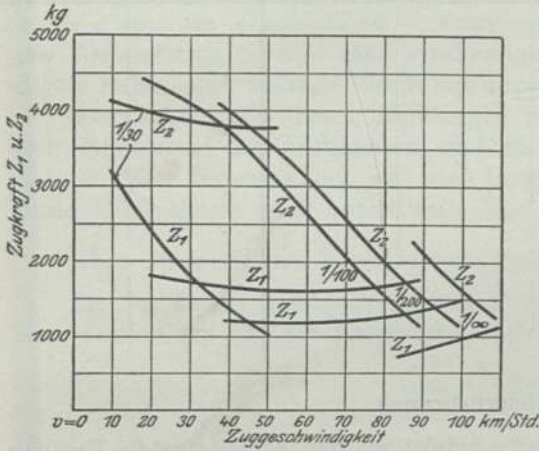


Fig. 405. Effektive Zugkraft.

$$Z_2 = Z - Z_1.$$

Atlantik-Bauart.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

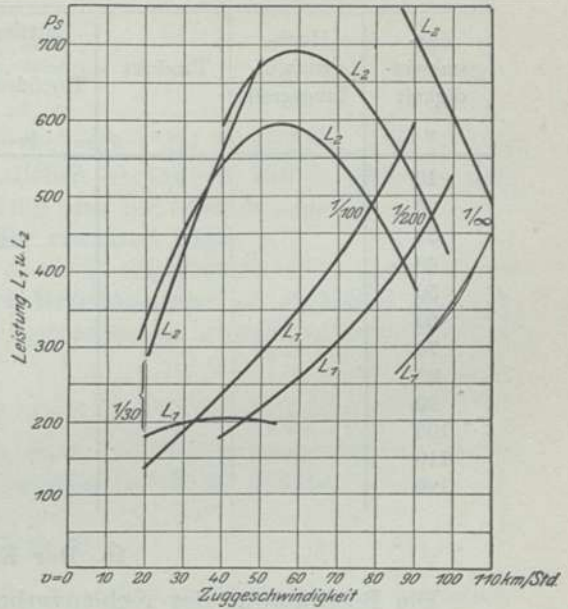


Fig. 406. Effektive Leistung.

$$L_2 = L - L_1.$$

Atlantik-Bauart.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

Das Verhältnis der effektiven Zugkraft  $Z_2$  am Tenderzughaken oder der effektiven Leistung  $L_2$  zur indizierten  $\frac{L_2}{L} \cdot 100$

Zugkraft  $Z$  bzw. Leistung  $L = \frac{L_2}{L} \cdot 100$

kann als der mechanische Wirkungsgrad bezeichnet werden. Fig. 405 zeigt z. B. diese Zugkräfte  $Z_1$  und  $Z_2$  für die Lokomotive und den Wagenzug der Atlantik-Bauart für die Steigungen  $1/\infty$ ,  $1/200$ ,  $1/100$  und  $1/30$  als  $f(v)$ ; ferner Fig. 406 die entsprechenden Werte der Leistungen  $L_1$  und  $L_2$  und Fig. 407 den Wirkungsgrad  $\frac{L_2}{L} \cdot 100\%$ .

Man erkennt aus derselben sofort die Grenze, bei der die Nutzleistung kleiner wird als diejenige der Lokomotive für sich. Die Nutzleistung auf der Steigung  $1/30$  liegt ganz und auf  $1/50$  größtenteils unter derselben, und auch auf wagerechter Bahn erreicht sie dieselbe bei einer Geschwindigkeit von  $v = 112 \text{ km/st.}^1$

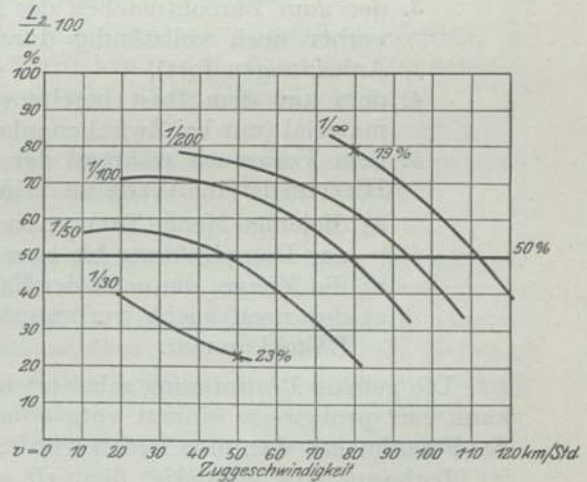


Fig. 407. Wirkungsgrad.

$$\frac{L_2}{L} 100\%$$

Atlantik-Bauart.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

<sup>1)</sup> Sanzin, Wirkungsgrad der Dampflokomotiven. Z. des österreich. Ing.-Ver. 1910 Nr. 48.

## Vordruck 13.

## Ergebnis der Indikatorversuche.

| Zug-<br>geschwin-<br>digkeit<br>$v$ | Hoch-<br>druckfüll-<br>ungsgrad<br>$\varepsilon$ | Produkt<br>$\varepsilon v$ | Mittlerer eff. Dampfüberdruck |  |  | Indizierte        |                   |
|-------------------------------------|--|----------------------------|-------------------------------|--|--|-------------------|-------------------|
|                                     |  |                            | Hochdruck<br>$p_m$            | Niederdruck<br>$\frac{d'^2}{d^2} p_m'$ | $\frac{p_m + \frac{d'^2}{d^2} p_m'}{p_{m1}}$ | Zugkraft<br>$Z_i$ | Leistung<br>$L_i$ |
| 10                                  |  |                            |                               |  |  |                   |                   |
| 20                                  |  |                            |                               |  |  |                   |                   |
| 30                                  |  |                            |                               |  |  |                   |                   |
| 40                                  |  |                            |                               |  |  |                   |                   |
| 50                                  |  |                            |                               |  |  |                   |                   |
| 60                                  |  |                            |                               |  |  |                   |                   |
| 70                                  |  |                            |                               |  |  |                   |                   |
| 80                                  |  |                            |                               |  |  |                   |                   |
| 90                                  |  |                            |                               |  |  |                   |                   |
| 100                                 |  |                            |                               |  |  |                   |                   |
| 110                                 |  |                            |                               |  |  |                   |                   |
| 120                                 |  |                            |                               |  |  |                   |                   |

## 16. Der Kohlenverbrauch.

Die Bestimmung des Kohlenverbrauchs gehört zu den schwierigsten Ermittlungen, die bei Versuchen mit Lokomotiven vorkommen, ja, man muß sagen, sie machen nur dann Anspruch auf den zu fordernden Genauigkeitsgrad, wenn die Fahrzeit nicht zu klein ist, was aus dem folgenden hervorgehen wird. Der Heizmaterialverbrauch setzt sich zusammen aus:

1. dem Holz zum Anheizen (fällt bei Zwischenanheizungen fort),
2. der Kohle zum Anheizen (dsgl.),
3. der zum Zurechtmachen des Feuers vor der Abfahrt nötigen Menge, die vorher noch vollständig durchbrennen muß (fällt bei den eigentlichen Anheizungen fort),
4. dem auf dem Rost bereits vorhandenen, im Brand befindlichen Heizmaterial (nur bei Zwischenanheizungen) und
5. dem Verbrauch während der Fahrt.

Hiervon ist in Abzug zu bringen:

- a) diejenige Menge Brennmaterial, die zur betriebsfähigen Anheizung, d. h. zur Dampfbildung bis zum Normaldruck nötig ist,
- b) die Menge, die nach der Fahrt noch auf dem Roste vorhanden ist, und
- c) der noch nicht verbrannte Rückstand im Aschkasten und in der Rauchkammer.

Die genaue Bestimmung scheidet nun an den Positionen 4 und b. Die erstere kann nur probeweise einmal vorgenommen werden, weil sonst der gute Zustand der Feuerbuchse darunter leiden würde, und die unter b angegebene Bestimmung ist überhaupt sehr schwierig; denn sie erfordert, und wenn es noch so schnell geht, eine gewisse Zeit, in der ein erheblicher und unbestimmbarer Teil des Rückstandes weiter brennt. Indessen kann es nicht ganz umgangen werden, diese Messungen dennoch einige Male auszuführen und im übrigen die Feststellung aus der Tiefe des Feuers mittels eines Winkels, der in das Feuer gehalten wird, zu bewirken, unter Berücksichtigung der mehrfach zu ermittelnden, in der Position b enthaltenen unverbrennbaren Bestandteile an Schlacke und Asche, was durch Ausglühen der Gesamtmasse erfolgen kann.



Ferner ist es nötig, für die drei vorkommenden Fälle der praktischen Anheizungen den Bedarf an Kohle festzustellen; er beträgt durchschnittlich (ohne Abzug)

1. bei kaltem Wasser etwa 220 kg,
2. bei warmem Wasser etwa 150 kg und
3. bei einer Zwischenanheizung etwa 100 kg.

Hierbei ist der Vordruck 5 zu benutzen.

Je geringer nun bei einer längeren Versuchsfahrt die Positionen 1 bis 4 und *a* bis *c* sind im Vergleich zu 5, dem eigentlichen Verbrauch, um so genauer wird die Feststellung, so daß man erfahrungsmäßig erst bei einer mindestens halbstündigen Fahrt eine richtige Verdampfungsziffer erwarten kann.

Zur Ergänzung dieser Messungen ist es noch erforderlich, nach jeder Fahrt den Rückstand im Aschkasten und in der Rauchkammer zu ermitteln und von Zeit zu Zeit festzustellen, wie viel Gewichtsprocente an unverbranntem Heizstoff diese Rückstände noch enthalten.

### Der spezifische Kohlenverbrauch und die Verdampfungsziffer.

Ist der ganze Kohlenverbrauch *K* nach dieser Anleitung festgestellt, so erhält man denjenigen für die Leistungs- und Zeiteinheit durch die Formel

$$z = \frac{K}{L} \text{ kg/PS u. St.}$$

Hierbei ist nicht außer acht zu lassen, daß die gesamte Lokomotiveleistung bezüglich der Wärmeentwicklung von der Anheizung bis zur Beendigung der Fahrt in Rechnung zu stellen ist, oder es müssen die entwickelten und anderweitig verbrauchten Dampf-, Wärme- und Kohlenmengen, die den Nebenleistungen entsprechen, ermittelt und in Abzug gebracht werden. Hierzu gehören:

1. Das Herausfahren der Lokomotive aus dem Anheizraum bis zur Abfahrtsstelle (erfordert wenigstens 80 kg Kesselwasser).
2. Etwaige Rangierbewegungen (sind besonders zu messen).

Kann z. B. nicht unmittelbar von der Meßstelle aus abgefahren werden, so daß die Lokomotive nach der Messung erst vorrücken und dann an den Zug zurückfahren muß, so gehen hierdurch wieder etwa 10 bis 25 kg Dampf verloren.

3. Abblasen der Sicherheitsventile.
4. Gang der Luftpumpe zum Füllen der Luftbehälter von Lokomotive und Wagen (erfordert für die Lokomotive allein etwa 40 kg Dampf).
5. Abkühlungsverluste.

Auch auf den Verlust durch Verstäuben klar geschlagener oder abgelagerter Kohle ist zu achten. Man bemerkt nämlich stets einen gewissen Unterschied in dem Gewicht frisch geladener trockener Briketts und solcher, die schon längere Zeit lagern. Der Verlust bei solchen Kohlensteinen, die schon mehrere Fahrten mitgemacht haben, ist noch größer und muß durch öfteres Nachwiegen unbedingt berücksichtigt werden. Bei alledem wird man doch noch öfters ganz erhebliche Unterschiede in den Verbrauchs- und Verdampfungsziffern finden, die von der Ungleichheit der Güte des Heizmaterials, von der Behandlung der Lokomotive, insbesondere des Feuers, des Wasserstands im Kessel und dgl. herrühren; diese Schwankungen betragen bis zu  $\pm 20\%$ , so daß sich hier also ganz beträchtliche Unterschiede geltend machen. In hohem Grade hängt der praktische Heizwert auch davon ab, in welchem Maße die Verdampfung gesteigert wird, wie dies schon von den ortsfesten Dampfkesseln her genugsam bekannt ist; daher ist es nicht zu umgehen, daß zur Bestimmung des spezifischen Kohlenverbrauchs und der Verdampfungsziffer möglichst lange Fahrten ausgeführt werden und ist dann



hierdurch die Kohlenverbrauchsziffer und die D a m p f v e r w e r t u n g  $\eta$  kg/PS u. St. unzweifelhaft festgestellt, so kann dann unmittelbar hieraus auch die V e r d a m p f u n g s z i f f e r  $\xi = \frac{\eta}{\%}$  gefunden werden.

Der Durchschnitt des praktischen Heizwerts mittelguter Steinkohlenbriketts westfälischer Herkunft ist bei etwa 10% Aschengehalt annähernd 7,5 kg Dampf für 1 kg und 1 bis 1,75 kg für 1 Pferdekraft und Stunde. Man erkennt hieraus, daß die Ergiebigkeit der Wärmeausnutzung, wie sie schon seit langer Zeit bei ortsfesten Dampf- und Schiffsmaschinen beansprucht wird, hier noch nicht erreicht wird; der durchschnittliche Kohlenverbrauch in der Handelsmarine z. B. ist bei den gegenwärtigen Maschinen mit dreistufiger Expansion nur 0,75 kg.

Als Beispiel nehmen wir eine längere Versuchsfahrt, bei der (nach Abzug aller Wasser- und Dampfverluste) der nutzbare Dampfverbrauch 21360 kg und die Dampfentwicklung (auf Tenderwasser bezogen) 25230 kg betrug. Der Heizmaterialverbrauch war folgender:

|   |                   |
|---|-------------------|
| 1. Holz zum Anheizen . . . . .                              | 10 kg             |
| 2. Kohle zur (kalten) Anheizung und                         |                   |
| 3. zum Zurechtmachen des Feuers, sowie zu Rangierbewegungen | 416 kg            |
| 4. Auf dem Roste vorhanden . . . . .                        | —                 |
| 5. Verbrauch auf der Fahrt . . . . .                        | 3 276 kg          |
|   | Zusammen 3 702 kg |

Hiervon gehen ab nur für die Anheizung ohne Rest (nach besonderem Versuch)

|   |                 |
|---|-----------------|
| a) was eine kalte Anheizung erfordert . . . . .                               | 90 kg           |
| b) was nach der Fahrt auf dem Rost an Brennstoff noch vorhanden war . . . . . | 54 kg und       |
| c) der Rest an Brennstoff im Aschkasten und in der Rauchkammer . . . . .      | 136 kg          |
|   | Zusammen 280 kg |

Hiernach war der Nutzverbrauch an Kohle = 3422 kg und die Verdampfungsziffer

$$\xi = \frac{25\,230}{3422} = 7,4 \text{ kg/kg.}^1)$$

### 17. Der Wasser- und Dampfverbrauch.

Auch diese Bestimmungen haben ihre nicht geringen Schwierigkeiten. Der Verbrauch aus dem Tender oder den Wasserbehältern wird an den im Kap. 2d beschriebenen vier Wasserstandsgläsern einfach abgelesen. Es ist dabei nicht zu erwarten, daß die ursprünglich genau wagerechte Lage des Tenders, selbst auf einer ausgerichteten Meßstelle, erhalten bleibt, weil nach Maßgabe der während der Fahrt entfernten Kohlen- und Wassermassen sich die Lage seines Schwerpunkts und daher auch der Wasserstand ändern kann; deshalb müssen eben vier Stück Gläser vorhanden sein, aus deren Stand das Mittel zu nehmen ist.

Der Verbrauch aus dem Kessel wird an der Skala abgelesen, die an der Kesselhinterwand neben dem Wasserstandsgläse angebracht ist, wobei wieder eine Schwierigkeit eintritt. Dieses Ablesen müßte eigentlich, wegen der Ausdehnung des Wassers, stets beim Normaldruck geschehen; da das aber nicht immer möglich ist, so muß vorher beobachtet und festgestellt werden, wie sich der Wasserstand mit dem Kesseldruck ändert; das Steigen des Wasserspiegels bei 1 Atm. Überdruck beträgt

<sup>1)</sup> Vgl. auch Sanzin, Österreichische Eisenbahnzeitung 1907, Nr. 31.



z. B. etwa 25 Liter. Ist die Meßstelle nicht ganz wagerecht ausgerichtet und infolgedessen die Lokomotive etwa um  $\frac{1}{4}$  der Blasenlänge der Wasserwage seitlich geneigt, so kann die Abweichung beim Ablesen schon 25 Liter betragen.

Was die nun zu beurteilenden Wasser- und Dampfverluste an betrifft, so sind sie bereits unter 10f) genauer bezeichnet worden; sie sind voneinander wie folgt zu unterscheiden:

- a) Verlust an Tenderwasser.  
Eimer zum Kohlennässen.
- b) Verlust an Tenderwasser und Dampf.
  1. Injektoren.
  2. Kohlspritze.
- c) Verlust an Kesselwasser.
  1. Rostspritze.
  2. Rauchkammerspritze, wenn sie unmittelbar am Kessel sitzen; sind sie mit dem Injektor verbunden, so gehören sie zur Position b.
- d) Verlust in Kesseldampf.
  1. Luftpumpe.
  2. Dampfsandstreuer.
  3. Zentralöler.
  4. Sicherheitsventile.

Auf Grund dieser Ermittlungen ist es dringend empfehlenswert, in den Pausen zwischen den einzelnen Versuchsfahrten außer den Lokomotivleistungen und dem Kohlenverbrauch auch den Wasserverbrauch für die Zeiteinheit zu ermitteln und bildlich darzustellen. Es dient dies wesentlich mit zur richtigen Beurteilung des Wertes und der Brauchbarkeit jeder einzelnen Versuchsfahrt.

Die Dampf- bzw. Wärmeeentwicklung festzustellen, erfordert besondere Rechnungen, die erst nach den Versuchen bei der eigentlichen Bearbeitung ihrer Ergebnisse durchgeführt werden können, was auf Grund nachstehender Angaben geschieht.

- a) Volle Verdampfungswärme. Sie ist für die Gewichtseinheit Tenderwasser bei  $t_0^{\circ} \text{C}$  etwa  $665 - t_0$  WE.

Diese Wärme ist beim Wasserverbrauch aus dem Tender in Rechnung zu stellen, unter Berücksichtigung der Verluste der Injektoren, Rost-, Rauchkammer- und Kohlspritze, sowie des zum Kohlennässen verbrauchten Wassers.

- b) Ermäßigte Verdampfungswärme. Diese ist für die Gewichtseinheit Kesselwasser bei  $t^{\circ} \text{C}$  Temperatur ungefähr  $665 - t$  WE.

Dies bezieht sich auf den Wasserverbrauch aus dem Kessel, wenn der Wasserstand desselben während der Versuchsfahrt gesunken ist.

- c) Erwärmung. Der Wert derselben ist für 1 kg Tenderwasser  $= t - t_0$  WE, wenn das Kesselwasser während der Fahrt steigt.

Die hiernach ermittelten, in kg verdampften Tenderwassers ausgedrückten entwickelten Wärmemengen entsprechen der Dampfeentwicklung und sind ebenfalls fortlaufend bildlich darzustellen.

Wie schon bemerkt, gehören die Dampfmessungen zu den schwierigsten bei der Untersuchung von Lokomotiven, und daß sie deshalb mit der größten Sorgfalt ausgeführt werden müssen, erkennt man aus folgendem Beispiel.

Bei einer längeren Versuchsfahrt war folgender Wasserverbrauch festgestellt worden:

|   |          |
|---|----------|
| 1. aus dem Tender . . . . .                         | 17380 kg |
| 2. aus dem Kessel . . . . .                         | 113 „    |
| Verluste  |          |
| 3. der Injektoren . . . . .                         | 408 „    |
| 4. der Rostspritze . . . . .                        | 83 „     |
| 5. der Rauchkammerspritze . . . . .                 | 77 „     |
| 6. der Kohlspritze . . . . .                        | 375 „    |
| 7. der Luftpumpe . . . . .                          | 2036 „   |
| 8. des Zentralölers . . . . .                       | 527 „    |
| 9. durch die Sicherheitsventile . . . . .           | — „      |
| 10. durch Rangierbewegung nach dem Messen . . . . . | — „      |

Der Gesamtverlust unter Nr. 3 bis 10 beträgt daher 20%, und öfters ist derselbe noch größer.

Zunächst ist mit Fleiß darauf zu sehen, daß solche Verluste wegen ihrer schwierigen Feststellung möglichst verringert werden, und besonders der unter 7 bezeichnete Dampfverbrauch der Luftpumpe. Diese darf nicht fortwährend im Gange bleiben, wie es hier der Fall war, sondern immer nur eine bestimmte anzumerkende Zeit bei der besonders ausprobierten, also bekannten vollen Gangart.

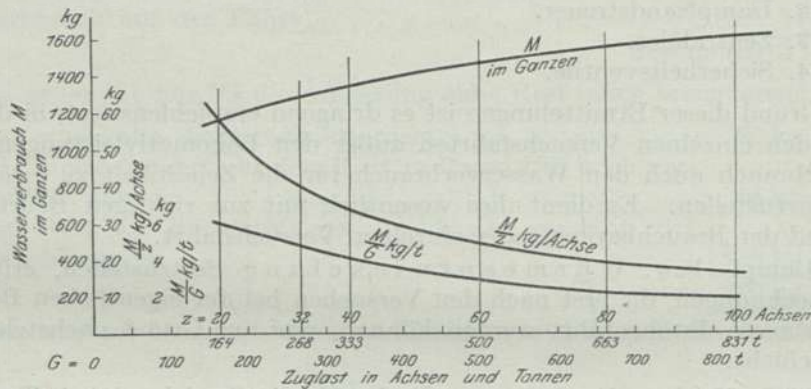


Fig. 408. Wasserverbrauch auf wagerechter Bahn. Atlantik-Bauart.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

Für den praktischen Betriebsdienst ist es wichtig, den spezifischen Kohlenverbrauch auf bestimmten Strecken für 1 Achse, bzw. 1 Tonne der Zuglast kennen zu lernen, was am zweckmäßigsten aus dem Wasserverbrauch unter Teilung durch die Verdampfungsziffer geschehen kann. Fig. 408 zeigt z. B. diesen Wasserverbrauch einer Atlantik-Lokomotive auf wagerechter Bahn

- im ganzen für  $v$  von 80 bis 105 km/st und
- für 1 Achse und 1 Tonne der Zuglast.

Man erkennt aus dieser Figur den erheblichen Vorteil starker Züge, bei denen der mechanische Wirkungsgrad günstiger ist.

Vergleich der gemessenen und berechneten Dampfmen gen.

Hiermit betreten wir das unsicherste Gebiet der Lokomotivberechnung. Der berechnete Dampfverbrauch ist  $m = \frac{u \varepsilon v \gamma}{1000}$  kg/st, wobei nochmals bemerkt werde, daß diese Formel unter Einschränkung ihres Geltungsbereichs in der Regel bei kleinen Geschwindigkeiten zu kleine und bei großen zu hohe Werte liefert, während



der indizierte Dampfverbrauch, der später zur Erörterung kommen wird, der obigen Rechnung gegenüber stets geringer ist.

Beispiele einer Güterzug-Lokomotive:

1. Kleine Geschwindigkeit:  
 $v = 18 \text{ km/st}$ ,  $\varepsilon = 70\%$ .  
 Berechnet  $\mathfrak{M} = 6,224 \text{ cbm}$ .  
 Gemessen  $M = 6,315 \text{ cbm}$ , oder  $+ 1,5\%$ .
2. Größere Geschwindigkeit:  
 $v = 34 \text{ km/st}$ ,  $\varepsilon = 50\%$ .  
 Berechnet  $\mathfrak{M} = 8,324 \text{ cbm}$ ,  
 Gemessen  $M = 5,540 \text{ cbm}$ , oder  $- 33\%$ .

Dieser große, bei einer Verbund-Güterzug-Lokomotive beobachtete Unterschied wurde durch eine beträchtliche Abspannung zwischen dem Kessel und dem Schieberkasten und durch eine starke Drosselung in den Zylindern herbeigeführt. Diese Beispiele führen den Nachweis, daß der Einfluß der schädlichen Räume auf den Dampfverbrauch, selbst bei kleinen Geschwindigkeiten, unter Umständen ziemlich gering ist und daß ferner, wie auch schon nachgewiesen, die Einströmungsöffnungen für den eintretenden Dampf bei größeren Geschwindigkeiten keineswegs genügen.

Bei dem obigen zweiten Beispiele war  $\varepsilon v = 50 \cdot 34 = 1700$ , während nach dem wirklichen Dampfverbrauche dieses Produkt  $\frac{5540 \cdot 1000}{760 \cdot 6,5} = 1120$  hätte sein müssen,

bzw. der Füllungsgrad  $\varepsilon$  nur  $\frac{1120}{34} = 33\%$ .

Vergleicht man nun die Indikatorgramme

für  $\varepsilon = 50$  und  $v = 34$

mit  $\varepsilon = 33$  und  $v = 10$ ,

so bemerkt man, daß sie in ihrer Fläche annähernd gleich sind. Zur Beurteilung der betreffenden Lokomotivbauart ist daher der Nachteil zwischen dem wirklichen und dem völligeren Diagramm bei kleinerer Füllung und Geschwindigkeit festzustellen, eine Aufgabe, die zur indikatorischen Untersuchung der Lokomotive gehört. Da hier auch die Weite des Exhaustors eine gewisse Rolle spielt, indem dieser einen bedeutenden Einfluß auf den Rückdruck und die Kompression besitzt, so sollen noch zwei Beispiele hierzu vorgeführt werden.

1. Exhaustor 150,9 qcm.  
 $v = 13 \text{ km/st}$ ,  $\varepsilon = 55\%$ .  
 Berechnet  $\mathfrak{M} = 3,532 \text{ cbm}$ .  
 Gemessen  $M = 4,210 \text{ cbm}$  oder  $+ 22\%$ .
2. Exhaustor 64,6 qcm.  
 $v = 26 \text{ km/st}$ ,  $\varepsilon = 71\%$ .  
 Berechnet  $\mathfrak{M} = 9,119 \text{ cbm}$ .  
 Gemessen  $M = 9,000 \text{ cbm}$  oder  $- 1,3\%$ .

Diese Beispiele haben zweierlei bewiesen: die zweckmäßige Verwendung der Kompression und den geringen Unterschied beider Feststellungen bei mittleren Geschwindigkeiten.

Hier wäre noch einiges über die Dampfнасse zu sagen, die sich bisher einer genauen Feststellung entzogen hat; es konnte vielmehr nur das bestätigt werden, daß sie mit der Geschwindigkeit energisch wächst. Auf die Trockenheit des Dampfes wirken

der Wasserraum,  
 der Dampfraum,  
 die Trennungsfläche zwischen beiden,  
 die Entfernung der Regulatoröffnung von derselben,  
 die Zuggeschwindigkeit und  
 etwaige Fette oder Zusätze, die das Aufschäumen des Wassers erleichtern.

Ein kleiner Wasserraum verursacht, besonders bei ungleichen Leistungen, starke Druckschwankungen. Bei ortsfesten Großwasserraumkesseln kommen auf 1 qm des Wasserspiegels und Stunde höchstens 100 kg Verdampfung, wenn kein Wasser übergerissen werden soll; aber selbst dann noch ist Wasser in Form von Nebel bis zu 5% im Dampf enthalten.

Bei angestregten Schiffskesseln kommen auf 1 qm 500 kg und bei Lokomotivkesseln 1000 kg. Diese Frage wird später bei der kalorimetrischen Untersuchung nochmals zur Erörterung kommen.<sup>1)</sup>

### Die Dampfverwertung.

Sie wird durch den Dampfverbrauch für die Leistungs- und Zeiteinheit ausgedrückt und ist daher

$$\eta = \frac{M}{L} \text{ kg/PS u. St.} = \frac{u \varepsilon v \gamma \cdot 270}{1000 \cdot u \cdot p_m \cdot v} = 0,27 \cdot \frac{\varepsilon \gamma}{p_m}$$

Zunächst handelt es sich um den wirtschaftlichen Einfluß der Dampfspannung.

Das Verhältnis  $\frac{\gamma}{p_m} = \frac{\gamma}{f(p+1)}$ , also auch  $\frac{\gamma}{p+1}$  muß so klein als möglich werden. Dieser Quotient nimmt nun zwar mit wachsender Spannung stetig ab, aber nur in geringerem Grade; Fig. 409 zeigt diese Verhältnisse. Die Kurve des spezifischen

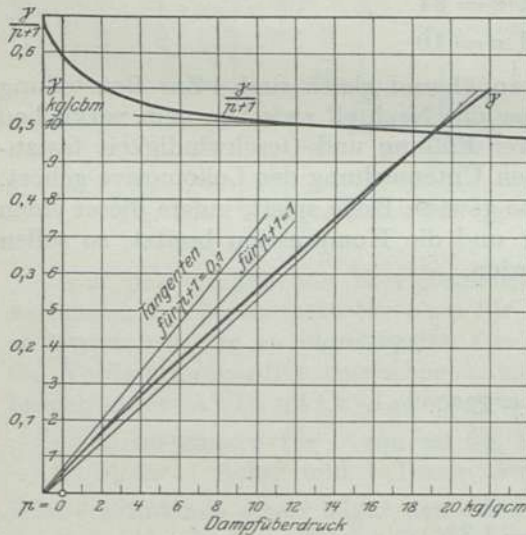


Fig. 409. Dampfverwertung. Einfluß der Dampfspannung.

Gewichts  $\gamma$  ist nicht viel von einer Geraden verschieden und ihre, das Verhältnis  $\frac{\gamma}{p+1}$  darstellenden Sehnen gehen nur bei ganz niedrigen Spannungen unter 2 Atm. Überdruck erheblich auseinander. Aus der bildlichen Darstellung des Quotienten  $\frac{\gamma}{p+1}$  selbst ist der Einfluß

der Dampfspannung noch besser zu erkennen; er läßt sich von  $p = 12$  Atm. Überdruck ab durch eine lineare Funktion darstellen, indem der Gewinn bei einer Zunahme der Dampfspannung um  $\Delta p$  annähernd  $= \frac{1}{500} \cdot \Delta p$  gesetzt werden kann.

Hiernach ist dieser Vorteil bei einer weiteren Steigerung der jetzt üblichen Dampfspannung  $p = 14$  Atm. auf

$$16, = \frac{16 - 14}{500} \cdot \frac{100}{0,5} = 0,80 \%$$

und um 4 Atm. auf 18 das doppelte.

<sup>1)</sup> Obergethmann, Dampfverbrauch der Lokomotiven, Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, Nr. 33, und Brückmann, Glasers Annalen 1909, Heft 10, S. 227.



Hierbei darf aber der im letzten Abschnitt zu behandelnde erhebliche Nachteil hoher Dampfspannungen in der Erhaltung und Ausbesserung der Lokomotivkessel nicht unbeachtet bleiben.

Nunmehr kommt es bei einer bestimmten Dampfspannung im Kessel unter Vermeidung einer Drosselung wesentlich auf das Verhältnis  $\frac{\epsilon}{p_m}$  an, das ebenfalls so klein als möglich sein muß. Dieses Verhältnis wird aber durch die für die größten Leistungen der Zwillings- und Verbundlokomotiven in der Fig. 410 wiederholt dargestellten Kurven für  $p_m$  und  $p_{m1}$  als  $f(\epsilon)$  deutlich erkennbar, deren Tangenten vom Koordinatenanfangspunkt aus, diesen Quotienten zum Minimum, bzw. den reziproken Wert  $\frac{p_m}{\epsilon}$  zum Maximum machen. Die trigonometrische Tangente ist daher bei unveränderlicher Eintrittsspannung ein Maßstab für die wirtschaftliche Ausnutzung des Dampfes. Für die Zwillingslokomotive wird die verlangte Bedingung für  $\epsilon = 23,5\%$  erfüllt, wie sich auch annähernd aus folgender Berechnung ergibt. In meiner Abhandlung über „Berechnung der Zugkraft und Leistung der Lokomotiven“, Verhandlgn. Ver. Beförd. Gewerbefl. 1895, S. 90 habe ich für Zwillingslokomotiven die Formel

$$p_m = \left( a - \frac{b}{\epsilon} + \frac{c}{\epsilon^2} \right) (p+1) = \left( 1 - \frac{20}{\epsilon} + \frac{130}{\epsilon^2} \right) (p+1)$$

aufgestellt, so daß hiernach der Quotient

$$\frac{\epsilon}{p_m} = \frac{\epsilon}{\left( 1 - \frac{20}{\epsilon} + \frac{130}{\epsilon^2} \right) (p+1)}$$

wird. Bei unveränderlichem Dampfdruck  $p$  muß also die Größe

$$a - \frac{b}{\epsilon} + \frac{c}{\epsilon^2}$$

zum Minimum gemacht werden.

Die erste Ableitung dieser  $f(\epsilon)$  führt zu der quadratischen Gleichung

$$a - \frac{2b}{\epsilon} + \frac{3c}{\epsilon^2} = 0,$$

oder

$$\epsilon = \frac{a \pm \sqrt{b^2 - 3ac}}{a} = 20 \pm \sqrt{20^2 - 3 \cdot 1 \cdot 130} = 23,3 \text{ bzw. } 16,7.$$

Die zweite Ableitung  $\frac{d^2 f(\epsilon)}{d\epsilon^2}$  wird für den ersten Wert positiv, also entspricht dieser dem Minimum.

Aus der Fig. 410 ist ferner ersichtlich, daß bei der zweizylindrigen Verbundlokomotive eine zu niedrige Füllung sehr nachteilig ist, was sich aus der großen

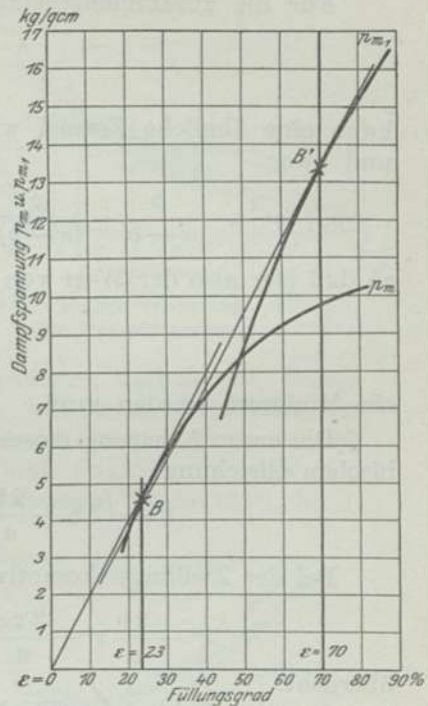


Fig. 410. Dampfverwertung. Einfluß des Füllungsgrades.

$p_m$  für die  $\frac{2}{3}$  gek. Zwillings-Personenzug-Lokomotive  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$ .

$p_{m1} = p_m + \frac{d^2}{d^2} p_m'$  für die  $\frac{2}{4}$  gekupp.

Verb.-Schnellzug-Lokomotive  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

Steilheit der Kurve ergibt. Die vom Koordinatenanfangspunkt aus gezogene Tangente entspricht dann meistens einer Hochdruckfüllung von etwa  $\varepsilon = 70\%$ .

Für die zusammengesetzte mittlere effektive Dampfspannung als  $f(\varepsilon)$

$$p_{m1} = p_m + \frac{d'^2}{d^2} \cdot p_m'$$

kann eine ähnliche Formel wie bei den Zwillingslokomotiven aufgestellt werden, und zwar

$$p_{m1} = \left[ a - \frac{b}{\varepsilon - d} + \frac{c}{(\varepsilon - d)^2} \right] (p + 1) = \left[ 21 - \frac{310}{\varepsilon - 35} + \frac{1700}{(\varepsilon - 35)^2} \right] (p + 1),$$

so daß hier also der Wert von

$$\frac{\varepsilon}{a - \frac{b}{\varepsilon - d} + \frac{c}{(\varepsilon - d)^2}}$$

ein Minimum werden muß.

Die erste Ableitung dieses Ausdrucks nach dem Argument  $\varepsilon$  führt zu der kubischen Gleichung

$$\varepsilon^3 - \left( 3d + \frac{2b}{a} \right) \varepsilon^2 + \left( d^2 + \frac{bd + c}{a} \right) (3\varepsilon - d) = 0.$$

Bei der Zwillingslokomotive war  $d = 0$ , so daß diese Gleichung in die alte

$$\varepsilon^3 - \frac{2b}{a} \varepsilon^2 + \frac{3c\varepsilon}{a} = 0 \quad \text{oder} \quad a - \frac{2b}{\varepsilon} + \frac{3c}{\varepsilon^2} = 0$$

übergeht.

Aus der kubischen Gleichung für die Verbundlokomotiven erhält man annähernd, ebenso wie aus der bildlichen Darstellung der Figur durch Zeichnung der Tangente  $OB'$  für den wirtschaftlich günstigsten Wert von  $\varepsilon = 70\%$ .

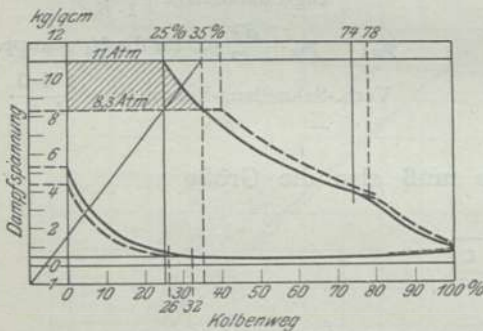


Fig. 411. Dampfverwertung. Einfluß der Dampfdruckdrosselung.

Bei gleicher Kraft ist  $p_m$  unveränderlich und  $\gamma$ , das von der Drosselung abhängt, kann  $= c(p + 1)$  gesetzt werden, so daß jetzt das den Dampfverbrauch darstellende Produkt  $\varepsilon(p + 1)$  ein Minimum werden muß. Wird nun der Kesselüberdruck  $p$  auf  $p'$  herabgedrosselt und der Füllungsgrad von  $\varepsilon$  auf  $\varepsilon'$  entsprechend vergrößert, so geht nach der Fig. 411 bei gleicher Dampfmenge  $(p + 1)\varepsilon = (p' + 1)\varepsilon'$  zunächst die schraffierte Arbeitsfläche der Volldruckperiode verloren, wogegen in der Vorausströmung und Kompression ein Gewinn erzielt wird. In der Figur ist der Fall dargestellt, wenn bei einer Zwillings-Personenzug-Lokomotive die Steuerung

statt auf 25% um 10%, also bis auf 35% weiter vorgelegt und der Regulator entsprechend angezogen wird, ein Fall, der täglich beobachtet werden kann, weil es noch viele Lokomotivführer gibt, die da meinen, hierdurch Dampf zu sparen. Der Verlust an Volldruckarbeit wird durch die nur wenig verlängerte Expansion und verkürzte Kompression nicht ausgeglichen. Soll aber dennoch die Lokomotivleistung unverändert bleiben, so muß die Steuerung bei gleicher Drosselung, und zwar unter Erhöhung des Dampfverbrauchs, noch weiter vorgelegt werden, z. B. im vorliegenden Falle mindestens um weitere 5%, also bis auf 40%.



Noch deutlicher sind diese Verhältnisse aus der Fig. 412 zu erkennen, in der nicht künstlich entworfene, sondern tatsächlich an einer Lokomotive bei vier verschiedenen, durch Drosselung herbeigeführten Dampfeintrittsspannungen und vier entsprechenden Füllungsgraden aufgenommene Indikator diagramme gleichen Flächeninhalts dargestellt sind.

Aus der höheren Lage der Umhüllenden *AB* dieser Diagramme über der ursprünglich zum höchsten Dampfdruck gehörigen Expansionslinie gleicher Dampfmenge *AC* ist zweifellos der indikatorische Nachweis geführt, daß die Drosselung einen beträchtlichen Mehrverbrauch an Dampf nach sich zieht.

Derartige unwirtschaftliche Betriebsverhältnisse kommen täglich vor, besonders bei Fahrten auf Gefällstrecken und kleinen Zügen; um sie zu vermeiden, hat J a h n einen Vorschlag gemacht, der geeignet erscheint, die Fahrten mit zu kleiner Füllung oder mit dem kleinen Regulatorschieber, und zwar durch eine einfache Verbundschaltung zu umgehen. Vgl. Verkehrstechnische Woche 1910, Nr. 1.

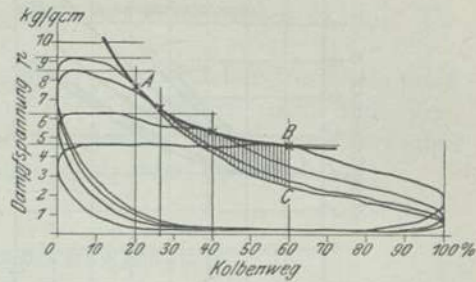


Fig. 412. Dampfverwertung. Einfluß der Dampfdrosselung.

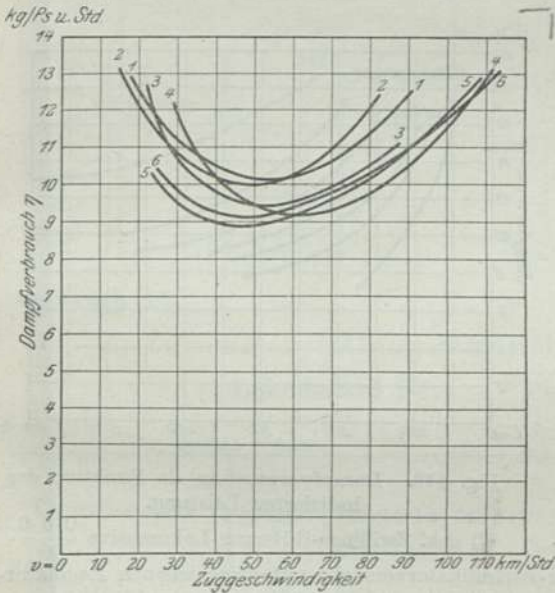


Fig. 413. Dampfverwertung. Personen- und Schnellzug-Lokomotiven.

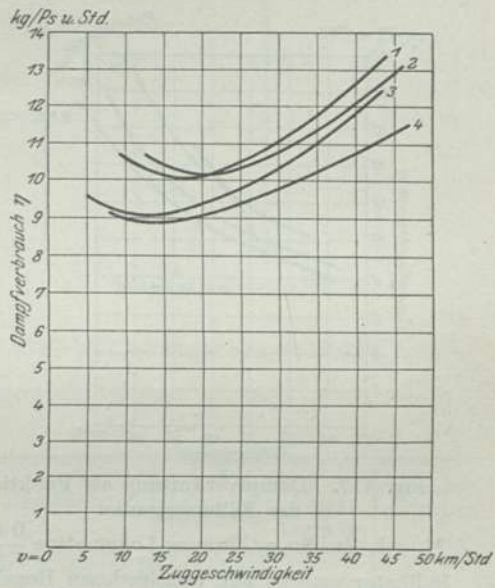


Fig. 414. Dampfverwertung. Güterzug-Lokomotiven.

Die Dampfverwertungsziffern  $\eta$  der zehn als Beispiel ausgewählten Lokomotivbauarten sind in den Fig. 413 und 414 als  $f(v)$  dargestellt; ferner in der Fig. 415 als  $f(\epsilon)$  für die  $\frac{2}{3}$  gekuppelte Zwillingen-Personenzug-Lokomotive  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ , bei verschiedenen Zuggeschwindigkeiten. Die folgenden vier Figuren beziehen sich auf die  $\frac{3}{3}$  gekuppelte Zwillingen-Güterzug-Lokomotive, und zwar enthält die Fig. 416 eine Darstellung von  $\eta$  als  $f(p)$  für  $v = 30$  km/st bei verschiedenen indizierten Leistungen und Regulatoröffnungen. Die Fig. 417 zeigt die Abhängigkeit von dem Füllungsgrade und unmittelbar von der Regulatoröffnung für  $v = 30$  km/st, und Fig. 418 diejenige von der indizierten Leistung für  $v = 30$  km/st bei verschiedenen Füllungsgraden.

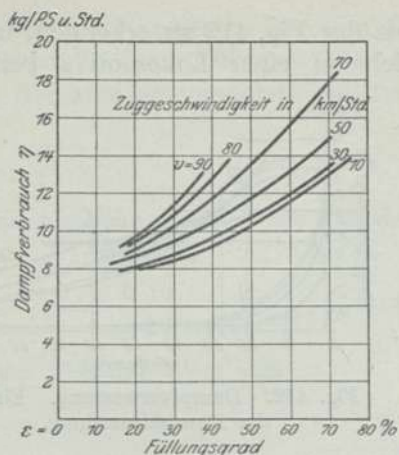


Fig. 415. Dampfverwertung als Funktion des Füllungsgrades.

$\frac{2}{3}$  gek. Zwillings-Personenzug-Lokomotive  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$ .  
(Nach Indikatorversuchen.)

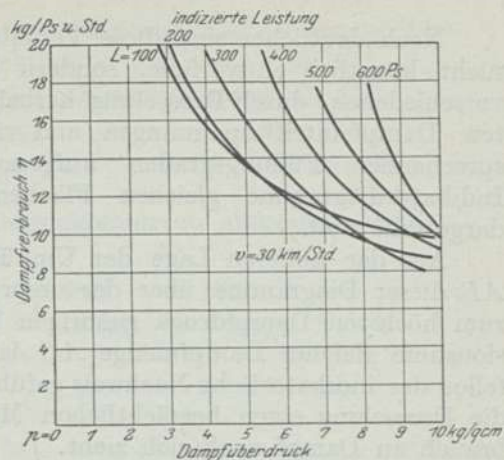


Fig. 416. Dampfverwertung als Funktion der Dampfspannung.

$\frac{3}{3}$  gek. Zwillings-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$ .  
Indikatorversuche mit verschiedenen Regulatoröffnungen. Zuggeschwindigkeit  $v = 30$  km/st.

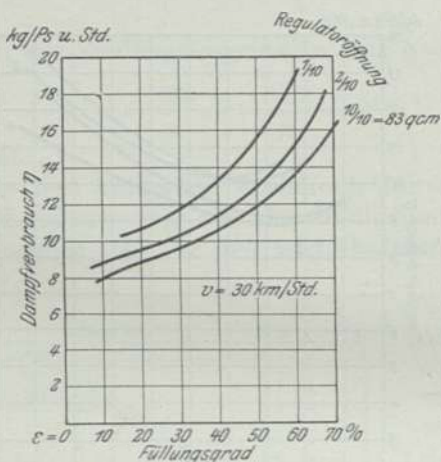


Fig. 417. Dampfverwertung als Funktion des Füllungsgrades.

$\frac{3}{3}$  gek. Zwillings-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$ .  
Indikatorversuche mit verschiedenen Regulatoröffnungen.

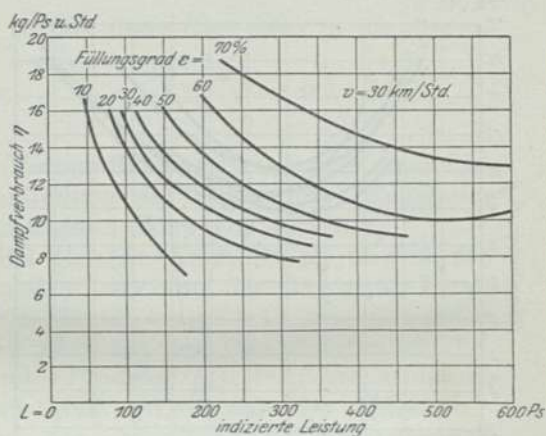


Fig. 418. Dampfverwertung als Funktion der indizierten Leistung.

$\frac{3}{3}$  gek. Zwillings-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$ .  
Indikatorversuche mit verschiedenen Regulatoröffnungen.

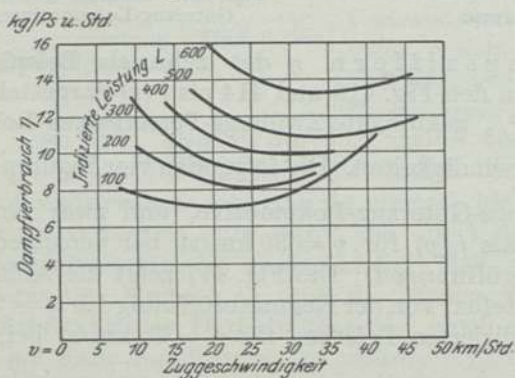


Fig. 419. Dampfverwertung als Funktion der Zuggeschwindigkeit.

$\frac{3}{3}$  gekuppelte Zwillings-Güterzug-Lokomotive.

$$\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$$



Fig. 419 gibt eine Darstellung der Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für verschiedene Leistungen bei ganz geöffnetem Regulator.

Die verschiedenen Angaben über den Dampfverbrauch sind auch in einer Tabelle nach dem Vordruck 14 zusammenzustellen.

Ferner ist es nötig, zunächst die Beobachtungswerte sämtlicher Versuche nach dem Vordruck 15 zusammenzustellen und dann noch besonders nach dem Vordruck 16 diejenigen normal verlaufener und zu Vergleichen geeigneter Versuchsfahrten und schließlich alle Berechnungsergebnisse nach dem Vordruck 17.

Vordruck 14.

Dampfverbrauch und Dampfentwicklung.

| Zug-<br>geschwin-<br>digkeit | Hoch-<br>druckfüll-<br>ungsgrad | Produkt         | Vaku-<br>um<br>in der<br>Rauchk. | Dampfverbrauch |                   | Dampfentwicklung |                   | Berech-<br>neter<br>Dampf-<br>verbrauch<br>m | Unter-<br>schied<br>$\frac{m_2 - m}{m \cdot 100}$ |
|------------------------------|---------------------------------|-----------------|----------------------------------|----------------|-------------------|------------------|-------------------|--|---|
|                              |                                 |                 |                                  | $m_2$          | $\frac{m_2}{L_i}$ | $m_3$            | $\frac{m_3}{L_i}$ |  |   |
| $v$                          | $\varepsilon$                   | $\varepsilon v$ | $\varphi$                        |                |                   |                  |                   |  |   |
| 10                           |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |
| 20                           |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |
| 30                           |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |
| 40                           |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |
| 50                           |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |
| 60                           |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |
| 70                           |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |
| 80                           |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |
| 90                           |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |
| 100                          |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |
| 110                          |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |
| 120                          |                                 |                 |                                  |                |                   |                  |                   |  |   |

Vordruck 15.

a) Zusammenstellung sämtlicher Beobachtungsergebnisse.

Lokomotive Nr. .... Eigengewicht  $G_1 =$  t.

(1. Seite.)

| Versuchsstrecke |     | Steigung<br>$\frac{\%}{1000}$ | Versuchs-<br>fahrt Nr. | Jahr 19<br>Datum | Zugstärke |     | Fahrzeit         |                      | Exhaus-<br>tordurch-<br>messer<br>mm |
|-----------------|-----|-------------------------------|------------------------|------------------|-----------|-----|------------------|----------------------|--------------------------------------|
| von             | bis |                               |                        |                  | $z$       | $G$ | im ganzen<br>$t$ | im<br>Dampfe<br>$t'$ |                                      |
|                 |     |                               |                        |                  |           |     |                  |                      |                                      |
|                 |     |                               |                        |                  |           |     |                  |                      |                                      |
|                 |     |                               |                        |                  |           |     |                  |                      |                                      |
|                 |     |                               |                        |                  |           |     |                  |                      |                                      |
|                 |     |                               |                        |                  |           |     |                  |                      |                                      |
|                 |     |                               |                        |                  |           |     |                  |                      |                                      |
|                 |     |                               |                        |                  |           |     |                  |                      |                                      |
|                 |     |                               |                        |                  |           |     |                  |                      |                                      |
|                 |     |                               |                        |                  |           |     |                  |                      |                                      |
|                 |     |                               |                        |                  |           |     |                  |                      |                                      |

(2. Seite.)

| Ver-<br>suchs-<br>fahrt<br>Nr. | Beharrungszustand |                 |   | Kohle                                 |                                       | Anheizen und<br>Zurechtmachen<br>des Feuers |            | Auf dem Roste<br>vor   nach<br>der Fahrt |    | Ver-<br>brauch<br>kg |    |
|--------------------------------|-------------------|-----------------|---|---------------------------------------|---------------------------------------|---|------------|--|----|----------------------|----|
|                                | Füllung           |                 | Zugge-<br>schwin-<br>digkeit<br>$v$<br>km | Vaku-<br>um<br>$\varphi$<br>cm Wasser | Be-<br>zeich-<br>nung<br>der<br>Zeche | Gewicht<br>von 1<br>Brikett<br>kg           | Holz<br>kg | Briketts<br>kg                           | kg |                      | kg |
|                                | Zahn              | $\varepsilon\%$ |   |                                       |                                       |   |            |  |    |                      |    |
|                                |                   |                 |   |                                       |                                       |   |            |  |    |                      |    |
|                                |                   |                 |   |                                       |                                       |   |            |  |    |                      |    |
|                                |                   |                 |   |                                       |                                       |   |            |  |    |                      |    |
|                                |                   |                 |   |                                       |                                       |   |            |  |    |                      |    |
|                                |                   |                 |   |                                       |                                       |   |            |  |    |                      |    |
|                                |                   |                 |   |                                       |                                       |   |            |  |    |                      |    |
|                                |                   |                 |   |                                       |                                       |   |            |  |    |                      |    |
|                                |                   |                 |   |                                       |                                       |   |            |  |    |                      |    |
|                                |                   |                 |   |                                       |                                       |   |            |  |    |                      |    |
|                                |                   |                 |   |                                       |                                       |   |            |  |    |                      |    |

Vordruck 15 (Fortsetzung).

(3. Seite.)

| Ver-<br>suchs-<br>fahrt<br>Nr. | Wasserver-<br>brauch aus dem |        | Injektor        |              | Angestellte      |                    | Luft-<br>pumpe | Eimer<br>zum<br>Nässen<br>der<br>Kohle | Dampf-<br>sand-<br>streuer | Zen-<br>tral-<br>öler | Sicher-<br>heits-<br>ventile | Rangier-<br>bewe-<br>gungen |
|--------------------------------|------------------------------|--------|-----------------|--------------|------------------|--------------------|----------------|--|----------------------------|-----------------------|------------------------------|-----------------------------|
|                                | Tender                       | Kessel | ange-<br>stellt | Ver-<br>lust | Rost-<br>spritze | Rauchk-<br>spritze |                |  |                            |                       |                              |                             |
|                                | kg                           | kg     | mal             | kg           | mal              | mal                | Min.           |  | Min.                       | Min.                  | Min.                         | kg                          |
|                                |                              |        |                 |              |                  |                    |                |  |                            |                       |                              |                             |

(4. Seite.)

| Ver-<br>suchs-<br>fahrt<br>Nr. | Rückstände      |                 | Temperatur      |        | Wind   |               | trocken oder<br>naß | Schleudern | Bemerkungen |
|--------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|--------|--------|---------------|---------------------|------------|-------------|
|                                | Asch-<br>kasten | Rauch-<br>kamm. | Atmo-<br>sphäre | Wasser | Stärke | Rich-<br>tung |                     |            |             |
|                                | kg              | kg              | °C              | °C     |        |               |                     |            |             |
|                                |                 |                 |                 |        |        |               |                     |            |             |

Vordruck 16.

Beobachtungsergebnisse.

b) Zum Vergleich ausgewählte Versuche.

| Lfd.<br>Nr. | Gegenstand  | Bezeichnung  | Einheit        | Nummer<br>der Versuchsfahrt |        |
|-------------|---|--|----------------|-----------------------------|--------|
|             |   |  |                | 1                           | 2 usf. |
| 1           | Versuchsstrecke. Steigung . . . . .                     | $\frac{n}{1000}$   | —              |                             |        |
| 2           | Versuchsstrecke. Länge . . . . .                        | $s$  | km             |                             |        |
| 3           | Zugstärke. Achsen . . . . .                             | $z$  | Achsen         |                             |        |
| 4           | Zugstärke. Gewicht . . . . .                            | $G$  | t              |                             |        |
| 5           | Fahrzeit . . . . .                                      | $t$  | Min.           |                             |        |
| 6           | Zuggeschwindigkeit im Beharrungszu-<br>stande . . . . . | $v$  | km/st          |                             |        |
| 7           | Füllungsgrad. Hochdruck . . . . .                       | $\varepsilon$  | %              |                             |        |
| 8           | Das Produkt . . . . .                                   | $\varepsilon v$  | —              |                             |        |
| 9           | Exhaustorquerschnitt . . . . .                          | $f$  | qcm            |                             |        |
| 10          | Luftverdünnung in der Rauchkammer .                     | $\varphi$  | cm Wassersäule |                             |        |
| 11          | Luftverdünnung in der Feuerbuchse . .                   | $\varphi_1$  | " "            |                             |        |
| 12          | Kohlenverbrauch zum Anheizen . . . .                    | $K'$   | kg             |                             |        |
| 13          | Kohlenverbrauch auf der Fahrt . . . .                   | $K$  | "              |                             |        |
| 14          | Asche (im Aschkasten) . . . . .                         | $\mathfrak{R}$   | "              |                             |        |
| 15          | Lösche (in der Rauchkammer) . . . . .                   | $\mathfrak{R}'$  | "              |                             |        |
| 16          | Wasserverbrauch (im Tender) . . . . .                   | $M$  | "              |                             |        |
| 17          | Wasserverbrauch (im Kessel) . . . . .                   | $\pm M'$   | "              |                             |        |
| 18          | Wasserverlust (Injektor) . . . . .                      | $\mathfrak{B}$   | "              |                             |        |
| 19          | Wasserverlust (Kohlenspritze) . . . . .                 | } $\mathfrak{B}'$  | "              |                             |        |
| 20          | Wasserverlust (Rauchkammerspritze) . .                  |  |                |                             |        |
| 21          | Dampfverlust (Luftpumpe) . . . . .                      | } $\mathfrak{B}''$   | "              |                             |        |
| 22          | Dampfverlust (Öler) . . . . .                           |  |                |                             |        |
| 23          | Summe der Verluste . . . . .                            | $\Sigma \mathfrak{B}$                                      | "              |                             |        |
| 24          | Wasser- und Dampfverbrauch der Maschine                 | $M + M' - \Sigma \mathfrak{B}$                             | "              |                             |        |
| 25          | Tenderwasser entsprechend $M'$ . . . . .                | $0,7 \cdot M'$   | "              |                             |        |
| 26          | Tenderwasser entsprechend $\mathfrak{B}'$ . . . . .     | $0,7 \cdot \mathfrak{B}'$                                  | "              |                             |        |
| 27          | Dampfentwicklung . . . . .                              | $M_2 = M + 0,7 M'$<br>$- \mathfrak{B} - 0,7 \mathfrak{B}'$ | "              |                             |        |
| 28          | Dampfverbrauch . . . . .                                | $M_2$  | "              |                             |        |



Vordruck 17.

## Berechnungsergebnisse.

## a) Kilometrische Leistungen.

| Lfd. Nr. | Gegenstand                                  | Bezeichnung      | Einheit | Nummer der Versuchsfahrt |        |
|----------|---|------------------|---------|--------------------------|--------|
|          |   |                  |         | 1                        | 2 usw. |
| 1        | Steigung der Versuchsstrecke . . . . .      | $\frac{n}{1000}$ | —       |                          |        |
| 2        | Achsbelastung . . . . .                     | $\frac{G}{z}$    | t/Achse |                          |        |
| 3        | Zugkilometer . . . . .                      | $s$              | km      |                          |        |
| 4        | Achskilometer ohne Lokomotive . . . . .     | $z \cdot s$      | „       |                          |        |
| 5        | Achskilometer mit Lokomotive . . . . .      | —                | „       |                          |        |
| 6        | Nutz-Tonnenkilometer . . . . .              | $G \cdot s$      | t/km    |                          |        |
| 7        | Gewicht der Lokomotive mit Tender . . . . . | $G_1$            | t       |                          |        |
| 8        | Brutto-Tonnenkilometer . . . . .            | $(G_1 + G) s$    | t/km    |                          |        |

## b) Eigenwiderstände.

| Lfd. Nr. | Gegenstand                               | Bezeichnung                 | Einheit | Nummer der Versuchsfahrt |        |
|----------|--|-----------------------------|---------|--------------------------|--------|
|          |  |                             |         | 1                        | 2 usw. |
| 1        | Eigenwiderstand der Lokomotive . . . . . | $w_1$                       | kg/t    |                          |        |
| 2        | Eigenwiderstand der Wagen . . . . .      | $w$                         | „       |                          |        |
| 3        | Zugkraft für die Lokomotive . . . . .    | $Z_1 = G_1 (w_1 + n)$       | kg      |                          |        |
| 4        | Zugkraft für den Wagenzug . . . . .      | $Z = G (w + n)$             | „       |                          |        |
| 5        | Ganze (indizierte) Zugkraft . . . . .    | $Z_i = Z_1 + Z$             | „       |                          |        |
| 6        | Leistung für die Lokomotive . . . . .    | $L_1 = \frac{Z_1 v}{270}$   | PS      |                          |        |
| 7        | Leistung für den Wagenzug . . . . .      | $L = \frac{Z \cdot v}{270}$ | „       |                          |        |
| 8        | Ganze (indizierte) Leistung . . . . .    | $L_i = L_1 + L$             | „       |                          |        |

## c) Ergebnisse der Indikatorversuche.

| Lfd. Nr. | Gegenstand  | Bezeichnung                     | Einheit | Nummer der Versuchsfahrt |        |
|----------|---|---------------------------------|---------|--------------------------|--------|
|          |   |                                 |         | 1                        | 2 usw. |
| 1        | Zusammengesetzter effektiver mittlerer Dampfüberdruck . . . . . | $p_m$                           | kg/qcm  |                          |        |
| 2        | Indizierte Zugkraft . . . . .                                   | $Z_i = u \cdot p_m$             | kg      |                          |        |
| 3        | Indizierte Leistung . . . . .                                   | $L_i = \frac{Z_i \cdot v}{270}$ | PS      |                          |        |
| 4        | Rückdruck in dem Niederdruckzylinder . . . . .                  | $p_r$                           | kg/qcm  |                          |        |
| 5        | Spezifisches Gewicht des einströmenden Dampfes . . . . .        | $\gamma$                        | kg/cbm  |                          |        |
| 6        | Indizierte Zugkraft : Adhäsionsgewicht . . . . .                | $Z_i : A$                       | kg/t    |                          |        |
| 7        | Indizierte Zugkraft : Lokomotivgewicht ohne Tender . . . . .    | $Z_i : G'$                      | kg/t    |                          |        |
| 8        | Indizierte Zugkraft : Heizfläche . . . . .                      | $Z_i : H$                       | kg/qm   |                          |        |
| 9        | Indizierte Leistung : Heizfläche . . . . .                      | $L_i : H$                       | PS/qm   |                          |        |
| 10       | Leistung für die Lokomotive : Indizierte Leistung . . . . .     | $\frac{L_1}{L_i} \cdot 100$     | %       |                          |        |

## Vordruck 17 (Fortsetzung).

| Lfd. Nr. | Gegenstand   | Bezeichnung               | Einheit        | Nummer der Versuchsfahrt |        |
|----------|--|---------------------------|----------------|--------------------------|--------|
|          |  |                           |                | 1                        | 2 usw. |
| 11       | Leistung für den Zug : Indizierte Leistung           | $\frac{L}{L_i} \cdot 100$ | %              |                          |        |
| 12       | Mittlere Zuggeschwindigkeit . . . . .                | $v_m$                     | km/st          |                          |        |
| 13       | Mittlere Zugkraft . . . . .                          | $Z_m$                     | kg             |                          |        |
| 14       | Mittlere Leistung . . . . .                          | $L_m$                     | PS             |                          |        |
| 15       | Mittlere Luftverdünnung in der Rauchkammer . . . . . | $\varphi_m$               | cm Wassersäule |                          |        |

## d) Kohlenverbrauch.

| Lfd. Nr. | Gegenstand   | Bezeichnung  | Einheit      | Nummer der Versuchsfahrt |        |
|----------|--|--|--------------|--------------------------|--------|
|          |  |  |              | 1                        | 2 usw. |
| 1        | Asche : Kohlenverbrauch . . . . .                                | $\frac{\mathfrak{A}}{K} \cdot 100$                 | %            |                          |        |
| 2        | Lösche : Kohlenverbrauch . . . . .                               | $\frac{\mathfrak{A}'}{K} \cdot 100$                | „            |                          |        |
| 3        | Asche und Lösche : Kohlenverbrauch . .                           | $\frac{\mathfrak{A} + \mathfrak{A}'}{K} \cdot 100$ | „            |                          |        |
| 4        | Kohlenverbrauch in der Stunde . . . . .                          | $k = \frac{K}{t} \cdot 60$                         | kg/st        |                          |        |
| 5        | Der ganze Kohlenverbrauch in der Stunde                          | $\frac{K + K'}{t} \cdot 60$                        | „            |                          |        |
| 6        | Kohlenverbrauch : Rostfläche und Stunde                          | $\frac{k}{F}$                                      | kg/qm u. St. |                          |        |
| 7        | Kohlenverbrauch : Heizfläche und Stunde                          | $\frac{k}{H}$                                      | „            |                          |        |
| 8        | Kohlenverbrauch : Leistung und Stunde                            | $\frac{k}{L_i}$                                    | kg/PS u. St. |                          |        |
| 9        | Kohlenverbrauch : Zugkilometer . . . . .                         | $\frac{K}{s}$                                      | kg/km        |                          |        |
| 10       | Ganzer Kohlenverbrauch : Zugkilometer .                          | $\frac{K + K'}{s}$                                 | „            |                          |        |
| 11       | Kohlenverbrauch : Achskilometer ohne Lokomotive . . . . .        | $\frac{K}{z \cdot s}$                              | kg/Achs-km   |                          |        |
| 12       | Ganzer Kohlenverbrauch : Achskilometer ohne Lokomotive . . . . . | $\frac{K + K'}{z \cdot s}$                         | „            |                          |        |
| 13       | Kohlenverbrauch : Achskilometer mit Lokomotive . . . . .         | —  | „            |                          |        |
| 14       | Ganzer Kohlenverbrauch : Achskilometer mit Lokomotive . . . . .  | —  | „            |                          |        |
| 15       | Kohlenverbrauch : 1000 Nutz-t/km (ohne Lokomotive) . . . . .     | $\frac{K}{1000 \cdot G s}$                         | kg/t-km      |                          |        |
| 16       | Kohlenverbrauch : 1000 Brutto-t/km (mit Lokomotive) . . . . .    | $\frac{K}{1000 (G_1 + G) s}$                       | „            |                          |        |
| 17       | Ganzer Kohlenverbrauch : 1000 Nutz-t/km                          | $\frac{K + K'}{1000 \cdot G s}$                    | „            |                          |        |
| 18       | Ganz. Kohlenverbrauch : 1000 Brutto-t/km                         | $\frac{K + K'}{1000 (G_1 + G) s}$                  | „            |                          |        |



Vordruck 17 (Fortsetzung).

## e) Wasserverbrauch und Dampfentwicklung.

| Lfd. Nr. | Gegenstand   | Bezeichnung  | Einheit      | Nummer der Versuchsfahrt |        |
|----------|--|--|--------------|--------------------------|--------|
|          |  |  |              | 1                        | 2 usw. |
| 1        | Wasserverbrauch aus dem Kessel : Wasser aus dem Tender . . . . . | $\frac{M'}{M} \cdot 100$   | %            |                          |        |
| 2        | Injektorverlust : Wasser aus dem Tender                          | $\frac{\mathfrak{S}}{M} \cdot 100$   | %            |                          |        |
| 3        | Wasser- u. Dampfverlust : ganzen Dampfverbrauch . . . . .        | $\frac{\Sigma \mathfrak{S}}{M + M'} \cdot 100$   | %            |                          |        |
| 4        | Wasserverbrauch aus dem Tender in der Stunde . . . . .           | $m = \frac{M}{t} \cdot 60$   | kg/st        |                          |        |
| 5        | Wasserverbrauch aus dem Kessel in der Stunde . . . . .           | $m_1 = \frac{M'}{t} \cdot 60$  | "            |                          |        |
| 6        | Nutzverbrauch in der Stunde . . . . .                            | $m_2 = \frac{M + M' - \Sigma \mathfrak{S}}{t} \cdot 60$  | "            |                          |        |
| 7        | Dampfentwicklung in der Stunde . . . . .                         | $m_3 = \frac{M + 0,7 M'}{t} \cdot 60$<br>$\frac{\mathfrak{S} + 0,7 \mathfrak{S}'}{t} \cdot 60$ | "            |                          |        |
| 8        | Berechneter Dampfverbrauch in der Stunde                         | $m = \frac{u \varepsilon v \gamma}{1000}$  | "            |                          |        |
| 9        | Dampfentwicklung : Heizfläche in der Stunde . . . . .            | $k = \frac{m_3}{H}$  | kg/qm u. St. |                          |        |
| 10       | Dampfentwicklung : Vakuum und Stunde                             | $\frac{m_3}{q_m}$  | —            |                          |        |
| 11       | Wasserverbrauch : Zugkilometer . . . . .                         | $\frac{M_1}{s}$  | kg/km        |                          |        |
| 12       | Wasserverbrauch : Achskilometer ohne Lokomotive . . . . .        | $\frac{M_1}{z s}$  | kg/Achs-km   |                          |        |
| 13       | Wasserverbrauch : Achskilometer mit Lokomotive . . . . .         | —  | "            |                          |        |
| 14       | Wasserverbrauch : 1000 Nutz-t/km . . . . .                       | $\frac{M_1}{1000 \cdot G s}$   | kg/t-km      |                          |        |
| 15       | Wasserverbrauch : 1000 Brutto-t/km . . . . .                     | $\frac{M_1}{1000 \cdot (G_1 + G) s}$   | "            |                          |        |

## f) Wärme- und Dampfverwertung.

| Lfd. Nr. | Gegenstand   | Bezeichnung  | Einheit      | Nummer der Versuchsfahrt |        |
|----------|--|--|--------------|--------------------------|--------|
|          |  |  |              | 1                        | 2 usw. |
| 1        | Wasserverbrauch : Indizierte Leistung und Stunde . . . . . | $\eta = \frac{m_2}{L_m}$   | kg/PS u. St. |                          |        |
| 2        | Gesamtwärme des Dampfes . . . . .                          | $\lambda$  | WE/kg        |                          |        |
| 3        | Temperatur des Speisewassers . . . . .                     | $t_1$  | Grad Celsius |                          |        |
| 4        | Wärmeverwertung der Maschine . . . . .                     | $\frac{A \cdot L_m \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60}{m_2 (\lambda - t_1)} \cdot 100$ | %            |                          |        |
| 5        | Wärmeverwertung der Lokomotive im ganzen . . . . .         | $\frac{A \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 100}{\eta \xi}$<br>$\frac{\xi}{\xi}$ | %            |                          |        |

## Vordruck 17 (Fortsetzung).

## g) Schmiermaterial.

| Lfd. Nr. | Gegenstand  | Bezeichnung | Einheit      | Nummer der Versuchsfahrt |        |
|----------|---|-------------|--------------|--------------------------|--------|
|          |   |             |              | 1                        | 2 usw. |
| 1        | Schmiermaterial für die Teile, die nicht im Dampf gehen (Öl und Talg) . . . | —           | kg           |                          |        |
| 2        | Schmiermaterial für die im Dampf gehenden Teile . . . . .                   | —           | „            |                          |        |
| 3        | Summe 1 + 2 . . . . .   | —           | „            |                          |        |
| 4        | Nr. 1 für 1000 Lokomotivkilometer . . .                                     | —           | „            |                          |        |
| 5        | Nr. 2 für 1000 Lokomotivkilometer . . .                                     | —           | „            |                          |        |
| 6        | Summe 4 + 5 . . . . .   | —           | „            |                          |        |
| 7        | Nr. 3 in der Stunde . . . . .   | —           | kg/st        |                          |        |
| 8        | Nr. 3 für 1 PS und Stunde . . . . .   | —           | Gr/PS u. St. |                          |        |

## 18. Der Verbrauch an Schmiermaterialien.

Der Abschnitt II, 1 enthält das Nähere über diesen Gegenstand und unter 5, 7c), 8f) dieses Abschnitts ist auch das Nötige über die Feststellungen bei den Versuchsfahrten angegeben. Es mag hier noch einmal darauf hingewiesen werden, daß die Leistungsversuche mit Lokomotiven auch Gelegenheit geben, den unerläßlich notwendigen Bedarf an Schmiermaterial festzustellen.

## 19. Indikatorische Untersuchungen.

An die Versuchsfahrten schließen sich die indikatorischen und kalorimetrischen Untersuchungen der Lokomotiven an, die beide bereits im Abschnitt I, 2 eingehend behandelt worden sind, so daß hier nur noch einige Ergänzungen bezüglich ausgeführter Versuche nötig sein werden.

## a) Die Dampfströmung.

Sobald sich Gelegenheit bietet, diese Untersuchungen in einer Lokomotivprüfungsanstalt genauer durchzuführen, möchten besonders die Vorgänge während der Vor- und Nacheinströmung etwa durch Querschaulinien genauer aufgeklärt und sowohl die innere Kondensation und Nachverdampfung, als auch der indikatorische und wirkliche Dampfverbrauch festgestellt werden.

## b) Die Expansion.

**Expansionskurve.** Hier handelt es sich besonders um die Expansionsgleichung  $pv^n = C$  und sollen daher einige Versuchangaben über die Größe des Exponenten  $n$  bei den vier Lokomotivbauarten:

1. Zwillings-Personenzug-Lokomotive,
2. zweizylindrige Verbundlokomotive,
3. vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive und
4. zweizylindrige Verbund-Güterzug-Lokomotive

folgen. Im allgemeinen ist zu bemerken, daß der Exponent  $n$  bei verschiedenen Lokomotivbauarten nicht gleich ist und sich auch während der fortschreitenden Expansion ändert. Diese ist daher keine umkehrbare polytropische, bei der die Differentialgleichung

$$pnv^{n-1}dv + v^n dp = 0$$



gültig ist, oder  $n = - \frac{v dp}{p dv} =$  dem Verhältnis der Diagrammflächen

$$\int_{p_1}^p v dp : \int_{v_1}^v p dv,$$

wenn  $p_1$  und  $v_1$  die Anfangswerte der Expansion bezeichnen.

### 1. Hochdruckzylinder.

$n$  ist in der Regel größer als 1; die Expansionslinie liegt daher zunächst unter der Mariotteschen Hyperbel. Es ist also auch keine erhebliche Menge Kondensationswasser vorhanden. Infolge nachträglicher Wiederverdampfung des Niederschlages bei eintretender stärkerer Druck- und Temperaturabnahme des expandierenden Dampfes hebt sich die Kurve und nähert sich wieder der Mariotte, indem der Exponent kleiner wird. Überhaupt ist bei allen Druckkurven des Diagramms diese Nachverdampfung als eine Art Nachfüllung zu betrachten, wodurch sie entsprechend gehoben werden.

Bei den unter 1, 2 und 4 bezeichneten Lokomotivbauarten ist

$$n = 1,08 \text{ bis } 1,04 \text{ und bei } 3 \\ 1,15 \text{ bis } 1,10.$$

Würde die Expansion nach der adiabatischen Kurve nasser Dämpfe erfolgen, so könnte aus den Werten des Exponenten  $n$ , wie früher nachgewiesen worden ist, die Dampfmasse berechnet werden; denn dieser Exponent ist für gewisse praktische Grenzen  $= 1,035 + 0,1 \cdot x$ , wenn  $x$  die spezifische Dampfmenge der Gewichtseinheit der Mischung bezeichnet; allein der Exponent schwankt doch innerhalb weiterer Grenzen so, daß für  $n = 1,08$  bis  $1,04$  sich eine ganz erhebliche Beeinflussung der Zylinderwände herausstellt, während für die unter 3 angegebene Lokomotivbauart mit  $n = 1,15$  bis  $1,10$  die Voraussetzung einer adiabatischen Expansion schon eher gerechtfertigt erscheint.

Bei ganz langsamem Gange, wenn die Geschwindigkeit  $v$  fast  $= 0$  ist, wie es beim Ingangsetzen einer Lokomotive während der ersten Umdrehung der Treibachsen stattfindet, ist die Kondensation des zuerst in den abgekühlten Zylinder einströmenden Dampfes sehr stark und durch besondere, mit kalten Zylindern angestellte Versuche ergaben sich Werte des Exponenten bei fortgesetzter Expansion von 3,38 bis 3,13, dem anhaltend starken Fallen der Drucklinie entsprechend. Dieser Zustand reicht aber stets nur über eine einzige Füllung hinaus, wie aus der Fig. 420 ersichtlich ist. Die innere Zylinderfläche nimmt also schon bei der ersten Berührung mit Dampf sofort eine so hohe Temperatur an, daß weitere starke Niederschläge um so mehr vermieden werden, je schneller die Einströmungen aufeinander folgen, also je größer die Geschwindigkeit ist.

Dies ist ein Fingerzeig, daß man besonders bestrebt sein müßte, die erste Abschreckung des einströmenden Dampfes zu vermindern oder ganz zu beseitigen. Dies dürfte besonders dann zweckmäßig erscheinen, wenn der verlorene Dampf der abblasenden Ventile einer vor dem Zug haltenden Lokomotive besser zum An-

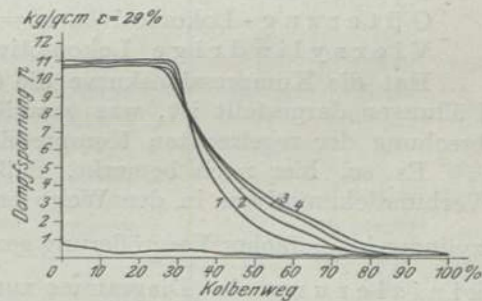


Fig. 420. Indikatordiagramm aus der Ruhelage bei kaltem Dampfzylinder.

Zweizylindrige Verb.-Schnellzug-Lok.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$

Hochdruckzylinder. (4 Umdrehungen 1 bis 4.)

Für 1 ist  $p v^n = p v^{3,384} = c$ .



wärmen der Zylinder benutzt würde. Bei dem erwähnten ganz langsamen Gange ist der Niederschlag des Dampfes so groß, daß der Durchgang der Expansionsdruckkurve durch die Mariottesche Expansionslinie sehr tief liegt und im Diagramm selbst überhaupt nicht erreicht wird. Das durch das Diagramm nicht nachweisbare Speisewasser kann dann 100% der nutzbaren Dampfmenge überschreiten.

## 2. Niederdruckzylinder.

$n$  liegt unter der Einheit und ist ziemlich unveränderlich = 0,93, woraus folgt, daß man hier mit mehr Wasser und Abkühlung in dem großen Zylinder zu rechnen hat, da der einströmende Dampf selbst infolge der nachhaltigen Drosselung ziemlich trocken sein wird.

### c) Die Ausströmung.

Hier sei darauf hingewiesen, daß es bisher überhaupt noch nicht gelungen ist, die Dampfmasse, besonders aber am Schluß der Ausströmung (Wasserrest in den Zylindern) einwandfrei festzustellen.

### d) Die Kompression.

#### 1. Hochdruckzylinder.

Zwillingslokomotiven. Der Exponent der Kompressionsgleichung  $n$  ist = 0,98 bis 0,92. Die Kompressionskurve bleibt unter der Mariotteschen Hyperbel, daher mehr Dampfmasse und nur schwache Nachverdampfung infolge der Kompressionswärme.

Verbundlokomotiven.  $n$  ist größer als 1, und zwar auch bei fortschreitender Kompression infolge starker Nachverdampfung = 1,08 bis 1,27 für Personenzug-Lokomotiven; die Kompressionskurve übersteigt die Mariottesche Hyperbel; daher wenig Dampfmasse; für Güterzug-Lokomotiven sind die Werte niedriger und bei vierzylindrigen Lokomotiven fast unveränderlich = 1.

#### 2. Niederdruckzylinder.

Personenzug-Lokomotiven  $n = 1,04$  bis 1,29.

Güterzug-Lokomotiven  $n = 1,02$  bis 1,56.

Vierzylindrige Lokomotiven unveränderlich = 1,03.

Hat die Kompressionskurve die Gestalt, wie in der Fig. 368 bei den größeren Füllungen dargestellt ist, was zuweilen vorkommt, so bedeutet das eine Unterbrechung der regelrechten Kompression durch Dampfmasse.

Es sei hier noch bemerkt, daß die beste Darstellung der Diagramme von Verbundlokomotiven in der Weise erfolgt, daß die Kolbenwege der Niederdruckzylinder in  $\frac{d'^2}{d^2}$  facher Vergrößerung gezeichnet werden, und daß die richtigste Rankinisierung der Diagramme zur Ermittlung des Völligkeitsgrades nicht nach dem Umhüllungsdiagramm, sondern mit einer Eintrittslänge, die dem Speisewasserverbrauch entspricht, erfolgen sollte, wodurch die absolute Völligkeit der Diagramme gefunden wird.

Was den Spannungssprung der Verbundmaschinen anbetrifft, so muß im voraus bemerkt werden, daß der Verlauf der gesamten Expansionslinie des Dampfes infolge des schädlichen Raumes im Niederdruckzylinder in der Regel kein ununterbrochener sein kann und jedenfalls auch eine Druckverminderung durch Dampfverluste zwischen beiden Zylindern nicht zu vermeiden sein wird. Es kann sich daher nur darum handeln, die Füllungen so festzusetzen, daß bei einem bestimmten Dampfverbrauch die Gesamtleistung, also die Völligkeit gegen die gemeinsame Expansionslinie, wie sie sein sollte, am größten wird.



20. Kalorimetrische Untersuchungen.

4 Beispiele. Es sollen hier mit Bezug auf den Abschnitt I, 3 nur die kalorimetrischen Ergebnisse von vier Versuchsfahrten mit den  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Lokomotivbauarten:

1. Zwillings-Personenzug-Lokomotive,
2. zweizylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive und
3. vierzylindrige Verbund-Schnellzug-Lokomotive

vorgeführt werden.

Die Zahlentafel 53 enthält als Beispiel die wichtigeren Beobachtungs- und Rechnungsergebnisse für die unter 1 bezeichneten Lokomotive.

Zahlentafel 53. Kalorimetrische Untersuchungen.

|                        |                           | $\frac{2}{4}$ gekuppelte Zwillings-Personenzug-Lokomotive       |          | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ |
|------------------------|---------------------------|---|----------|---------------------------------------|
| Kolbenwege             | Zuggeschwindigkeit        | Indikatorarbeitsflächen   | qmm      | Indizierte Leistungen                 |
| $\varepsilon_1 = 16,2$ | $v = 78,2 \text{ km/St.}$ | $\mathcal{N}' - \mathcal{N}'' = \mathcal{N} = 1033 - 157 = 876$ |          | $L_1 = 1472 \text{ kgm}$              |
| $\varepsilon_2 = 64,0$ | Dampfverbrauch für        | $\mathcal{B} =$   | $= 1656$ | $L_2 = 2780 \text{ ,,}$               |
| $\varepsilon_3 = 41,0$ | 1 Hüb $G = 140 \text{ g}$ | $\mathcal{C}' - \mathcal{C}'' = \mathcal{C} = 720 - 670 = 50$   |          | $L_3 = 84 \text{ ,,}$                 |
| $\varepsilon_4 = 3,5$  | Indikatormaßstab          | $\mathcal{D} =$   | $= 719$  | $L_4 = -1208 \text{ ,,}$              |
| Schädlich. Raum        | $c = 5,35 \text{ mm/kg}$  | $\mathcal{F} =$   | $= 1862$ | $L = 3128 \text{ ,,}$                 |
| 8,05 %                 | Diagrammlänge             |   |          |                                       |
|                        | $l = 111 \text{ mm}$      |   |          |                                       |

|  |             |          |                        |             |
|--|-------------|----------|------------------------|-------------|
| Dampfspannung im Kessel . . . . .          | $p$         | 12,3 kg  | $\gamma$               | 6,68 kg/cbm |
| „ am Ende der Einströmung                  | $p_1$       | 8,6 „    | $\gamma_1$             | 4,91 „      |
| „ „ „ „ Expansion .                        | $p_2$       | 3,1 „    | $\gamma_2$             | 2,21 „      |
| „ „ „ „ Ausströmung                        | $p_3$       | 1,1 „    | $\gamma_3$             | 1,18 „      |
| „ „ „ „ Kompression                        | $p_4$       | 5,15 „   | $\gamma_4$             | 3,24 „      |
| Spezifische Dampfmenge im Kessel . . . . . | $y$         | 1 „      | $y$                    | 0,9         |
|  | $q$         | 194,46 „ | $q$                    | 194,46 WE   |
|  | $\varrho$   | 423,79 „ | $0,9 \cdot \varrho$    | 381,41 „    |
|  | $J$         | 618,25 „ | $J$                    | 575,87 „    |
|  | $Apu$       | 46,68 „  | $0,9 \cdot Apu$        | 42,01 „     |
|  | $\lambda$   | 664,95 „ | $\lambda$              | 617,88 „    |
| Im Punkt 1                                 | $y_1$       | 1 „      | $y_1$                  | 0,6         |
| „  | $q_1$       | 179,42 „ | $q_1$                  | 179,42 WE   |
| „  | $\varrho_1$ | 435,25 „ | $0,6 \cdot \varrho_1$  | 261,16 „    |
| „  | $J_1$       | 614,69 „ | $J_1$                  | 440,58 „    |
| Im Punkt 2                                 | $y_2$       | 1 „      | $y_2$                  | 0,8         |
| „  | $q_2$       | 144,97 „ | $q_2$                  | 144,97 WE   |
| „  | $\varrho_2$ | 461,70 „ | $0,8 \cdot \varrho_2$  | 369,36 „    |
| „  | $J_2$       | 606,68 „ | $J_2$                  | 514,33 „    |
| Im Punkt 3                                 | $y_3$       | 1 „      | $y_3$                  | 1           |
| „  | $q_3$       | 121,83 „ | $q_3$                  | 121,83 WE   |
| „  | $\varrho_3$ | 479,65 „ | $\varrho_3$            | 479,65 „    |
| „  | $J_3$       | 601,47 „ | $J_3$                  | 601,41 „    |
| Im Punkt 4                                 | $y_4$       | 1 „      | $y_4$                  | 0,65        |
| „  | $q_4$       | 160,59 „ | $q_4$                  | 160,59 WE   |
| „  | $\varrho_4$ | 449,68 „ | $0,65 \cdot \varrho_4$ | 292,29 „    |
| „  | $J_4$       | 610,27 „ | $J_4$                  | 452,88 „    |

Der thermodynamische Dampfverbrauch derselben, ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume in den Dampfzylindern war bei trocken vorausgesetztem Arbeitsdampfe

$$G = \frac{A L_1}{\lambda - J_1} = \frac{3,47 \cdot 1000}{50,26} = 69 \text{ g,}$$

der Dampfrest

$$G_4 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\lambda + \varepsilon_3}{100} \cdot h \gamma_3 = 58 \text{ g,}$$

daher unter Beachtung der schädlichen Räume

$$G = \frac{A L_1 - G_4 (J_4 - J_1)}{\lambda - J_4} = \frac{3,47 + 0,26}{50,26} = 74 \text{ g.}$$

Wird ferner auch noch die bei der energischen Dampfbildung der Lokomotiven und der großen Geschwindigkeit durch Überreißen hervorgerufene *Dampfnaße*, die niemals ganz unterdrückt werden kann, berücksichtigt und = 10% angenommen, also die spezifische Dampfmenge des nassen Arbeitsdampfes  $y = 0,9$  gesetzt, so wird

$$G = \frac{3,81}{46,72} = 82 \text{ g.}$$

Da nun aber der wirkliche Speisewasserverbrauch für den Kolbenhub 140 g betrug, so ist hieraus ersichtlich, daß bei einem Wärmewert der Volldruckarbeit  $A L_1 = \frac{1472}{424} = 3,47$  WE, ein nicht unerheblicher Wärmeverlust, bzw. Austausch vorauszusetzen sein wird; denn es ist für *trocknen* Dampf

$$Q_1 = G (\lambda - J_1) + G_4 (J_4 - J_1) - A L_1 = 3,31 \text{ WE.}$$

Dies entspricht einer inneren Kondensation von

$$m = \frac{Q_1}{\lambda - q_1} = \frac{Q_1}{r_1} = \frac{3,31}{470,41} \cdot 1000 = 7 \text{ g,} \quad \text{oder} \quad \frac{7}{140} \cdot 100 = 5 \%$$

der ganzen für 1 Hub verfügbaren Dampfmenge.

Mit der für einen Kolbenhub dem Kessel zugeführten und zur nutzbaren Dampfbildung verfügbaren Wärmemenge  $G\lambda = 86,5$  WE konnte im ganzen eine mechanische Arbeitsleistung entwickelt werden, die einer Wärmemenge von  $AL = 7,38$  WE entspricht. Der kalorische Wirkungsgrad der Lokomotive ist daher

$$w = \frac{AL}{G\lambda} \cdot 100 = 8,5 \%.$$

Sind  $T$  und  $T_1$  die absoluten Grenztemperaturen des Arbeitsdampfes, so ist die durch den vollkommenen Kreisprozeß verfügbar werdende Arbeitsleistung

$$L = \frac{Q}{AT} (T - T_1)$$

und daher

$$w_t = \frac{A \cdot Q (T - T_1)}{Q \cdot AT}$$

für die Gewichtseinheit trocknen Dampfes im Kreisprozeß  $= 1 - \frac{T_1}{T}$ , so daß der Wert des Quotienten  $\frac{T_1}{T}$  den unvermeidlichen Verlust bezeichnet, und zwar im vorliegenden Fall für  $p = 12$  und

$$p_1 = 1 \text{ kg/qcm} = \frac{273 + 100}{273 + 191} = 0,804$$

und

$$w_t = \frac{191 - 100}{273 + 191} \cdot 100 = 19,6 \%.$$

Beim nassen Dampf ist der Verlust an Wärme vor der Einströmung und durch die innere Kondensation während derselben, wie aus dem Werte für  $Q_1$  der Zahlentafel 54 zu ersehen ist, ziemlich bedeutend, was zunächst seinen Grund in der ungenügenden Kompressionsendspannung hat. Um so gün-



stiger ist allerdings die Expansion, die im ganzen einen erheblichen Teil der an den Zylinder verlorenen Wärme wieder aufnimmt, was der verhältnismäßig starken Expansion zuzuschreiben ist. Diese ist hier  $\frac{\epsilon_2}{\epsilon}$  etwa = 4; auch der Verlauf der Druckkurve bestätigt das; denn der Exponent  $n$  der Expansionsformel  $p v^n = C$  nimmt von 1,076 bis 1,006 ab, entsprechend einer Hebung der Drucklinie.

## Zahlentafel 54.

## Kalorimetrische Untersuchungen.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte Lokomotiven  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

| Bezeichnung   | Zweizylindrige<br>Zwill.-<br>Perso-<br>nenzug-<br>Lokom. | Verbund-<br>Schnellzug-<br>Lokomotive |                | Vierzylindrige<br>Verbund-Schnellzug-Lokomotive<br>Bauart de Glehn |                  |                             |                  |                  |
|---|--|---------------------------------------|----------------|--|------------------|-----------------------------|------------------|------------------|
|   |  | Versuch Nr. 2                         |                | Versuch Nr. 3<br>Nicht gedrosselt                                  |                  | Versuch Nr. 4<br>Gedrosselt |                  |                  |
|   |  | Versuch<br>Nr. 1                      | Hoch-<br>druck | Nieder-<br>druck   | Hoch-<br>druck   | Nieder-<br>druck            | Hoch-<br>druck   | Nieder-<br>druck |
| Gesamter nutzbarer<br>Dampfverbrauch . .  | $M$  | 5829 kg                               | 5536           |  | 3895             |                             | 5651             |                  |
| Zahl der Umdrehungen  | $z = \frac{s}{\pi D}$                                    | 10 440                                | 9250           |  | 8559             |                             | 8514             |                  |
| Dampfmenge für 1 Hub  | $G$  | 140                                   | 300            |  | 114              |                             | 107              |                  |
| Die den mechanischen<br>Arbeiten gleichwertigen<br>Wärmemengen in WE                  | $AL_1$   | + 3,47                                | + 13,50        | + 10,83  | + 5,57           | + 5,85                      | + 6,45           | + 5,89           |
|   | $AL_2$   | + 6,56                                | + 5,67         | + 4,08   | + 4,02           | + 2,07                      | + 3,20           | + 1,74           |
|   | $AL_3$   | + 0,20                                | - 7,71         | - 5,21   | - 2,29           | - 2,81                      | - 2,62           | - 3,64           |
|   | $AL_4$   | - 2,85                                | - 2,34         | - 1,45   | - 2,48           | - 1,79                      | - 1,95           | - 1,43           |
| Im ganzen . . . . WE  | $AL$   | + 7,38                                | + 9,12         | + 8,25   | + 4,83           | + 3,32                      | + 5,08           | + 2,56           |
| „ „ . . . . WE  |  | + 7,38                                | 17,35          |  | 2 · 8,15 = 16,30 |                             | 2 · 7,64 = 15,28 |                  |
| Spezifische Dampfmenge<br>in der Dampf- und<br>Wassermischung<br>Dampfnässe = 1 - $y$ | $y$  | 0,90                                  | 0,90           | $y_r' = 1,00$  | 0,90             | $y_r' = 1,00$               | 0,90             | $y_r' = 1,00$    |
|   | $y_1$  | 0,60                                  | 0,82           | 0,77   | 0,87             | 0,91                        | 0,95             | 1,00             |
|   | $y_2$  | 0,80                                  | 0,86           | 0,85   | 0,91             | 1,00                        | 0,94             | > 1,00           |
|   | $y_3$  | 1,00                                  | 1,00           | 1,00   | 1,00             | 1,00                        | 1,00             | 1,00             |
|   | $y_4$  | 0,65                                  | 0,65           | 0,65   | 0,95             | 0,81                        | > 1,00           | > 1,00           |
| Die vom Dampf an die<br>Zylinderwandungen<br>übergegangenen Wärme-<br>mengen WE       | $Q_1$  | + 22,06                               | + 4,22         | + 19,49  | + 3,71           | - 2,07                      | - 1,75           | - 5,23           |
|   | $Q_2$  | - 21,16                               | - 10,02        | - 15,43  | - 5,91           | - 7,94                      | - 1,62           | - 2,13           |
|   | $Q_3$  | - 12,37                               | - 8,68         | - 12,43  | - 1,13           | + 5,48                      | + 2,13           | + 6,23           |
|   | $Q_4$  | + 11,47                               | + 14,50        | + 8,38   | + 3,33           | + 4,48                      | + 1,25           | + 1,13           |
| Wärmeaustausch . . WE   | $Q$  | ± 33,53                               | ± 18,66        | ± 27,87  | ± 7,04           | ± 10,00                     | ± 3,37           | ± 7,36           |
| Wärmeverlust . . . WE   | $X$  | 79,12                                 | 176,24         | 168,00   | 65,90            | 62,58                       | 61,30            | 59,30            |
| Verfügbare Wärme-<br>mengen . . . . . WE  | $G\lambda$   | 86,50                                 | 185,36         | 176,24   | 2 · 70,73        | 2 · 65,90                   | 2 · 66,38        | 2 · 61,30        |
| Wärmeverwertung . .   | $\frac{AL}{G\lambda} 100\%$                              | 8,5                                   | 9,4            |  | 11,5             |                             | 11,5             |                  |

Der während der Ausströmung an den abziehenden Dampf wieder zurückgegangenen Wärme ist zwar auch ziemlich groß, ein beträchtlicher Teil derselben erstreckt sich aber noch auf die nutzbare Arbeit der Vorausströmung, was sehr leicht durch Rechnung festgestellt werden kann.

Während der Kompression wird endlich fast  $\frac{1}{3}$  der ganzen zum Austausch gelangenden Wärmemenge auf die Zylindermasse übertragen, dem Verlauf der Druckkurve entsprechend, deren Exponent  $n$  von 1,074 bis 0,782 abnimmt. Die Kurve senkt sich daher unter dem Einflusse der Kondensation.

Der Wert des Gesamtwärmeaustausches zwischen Dampf und Zylinder ist



$Q = \pm 33,53$  WE; er bildet einen Maßstab für die kalorimetrische Beurteilung einer Lokomotive.

Betrachtet man ferner die Versuchsergebnisse der zwei zylindrigen Verbundlokomotive, so erkennt man sogleich die geringere innere Kondensation, die natürlich auch mit einer kleineren Wärmeabgabe an den Dampf während der Expansion und Ausströmung entspricht.

Der mittlere Überdruck des vom Hochdruckzylinder ausströmenden Dampfes  $p_r'$  ist  $= 4,5$  kg, der Verbinderdruck selbst  $p_r = 3,3$  und der Überdruck im Niederdruckschieberkasten  $p_r'' = 3,2$  kg/qcm. Der Wärmeverlust zwischen den beiden Zylindern ist daher ziemlich groß, was nur der erheblichen Abkühlung des Dampfes im Verbinder zugeschrieben werden kann; es wird jedoch ein großer Teil dieses Verlustes während der Einströmung, Expansion und Vorausströmung im Niederdruckzylinder für die nutzbare Arbeit durch Nachverdampfen wiedergewonnen.

Der Wärmeaustausch im Hochdruckzylinder ist nur 18,66 WE oder 10% der verfügbaren Wärme, gegen 39% bei der Zwillinglokomotive, ein Erfolg, der augenscheinlich dem geringeren Temperaturgefälle zu verdanken ist. Leider geht aber im Verbinder- und Niederdruckzylinder ein gewisser Teil dieses Gewinnes wieder verloren, nämlich 27,73 WE oder 15%, daher im ganzen 25%, bleibt aber dennoch um 15% gegen denjenigen der Zwillinglokomotive zurück. Wie aber der erwähnte Verlust noch bedeutend vermindert werden kann, werden wir bei den folgenden Beispielen sehen. Der bisher mit dem überhitzten Dampf erlangte Erfolg kommt insbesondere der Zwillingbauart zugute; denn der Hauptdampf- und Wärmeverlust derselben liegt im ersten Augenblick der Dampfeinströmung infolge des Niederschlages an den kühleren Flächen. Der verhältnismäßige Wärmeverlust ist bei kleineren Füllungen am größten, was also eine stärkere Überhitzung erfordert, während diese bei einer weiteren Verbesserung der Verbundwirkung über den Verbinder hinaus bis zum Niederdruckzylinder übergreifen müßte.

Schließlich sind noch zum Vergleich zwei Versuchsfahrten auf derselben Strecke und in gleicher Weise mit einer vierzylindrigen Lokomotive bei 100 km Zuggeschwindigkeit ausgeführt und die Ergebnisse mit den vorigen in der Zahlentafel 54 zusammengestellt worden.

Dieses Beispiel zeigt besondere Eigentümlichkeiten. Im Niederdruckzylinder wurde beim ersten Versuch der Fall einer Dampfüberhitzung festgestellt, wenn auch nur von geringem Grade; es ergab sich nämlich, daß im Punkte 2 am Ende der Expansionswirkung der Rechnungswert für  $y_2 > 1 = 1,02$  wurde. Die Dampfwärme mußte deshalb nach den Gesetzen des überhitzten Dampfes berechnet werden.

Der ganze Wärmeaustausch stellt sich als sehr gering dar, besonders im Hochdruckzylinder und im anderen war die innere Kondensation sogar negativ, was aber nur der eigentlich übermäßig starken Kompression zugeschrieben werden kann, durch die die Zylinderwandungen im toten Punkte überhitzt wurden.

Die Einströmung und Ausströmung haben hiernach in kalorischer Beziehung ihre Rollen vertauscht. Es können jedoch in Betracht der unsicheren Annahmen von  $y$  und  $y_3$ , sowie der Geringfügigkeit der erlangten Werte in diesen Beispielen, hieraus keinerlei spezielle Schlußfolgerungen abgeleitet werden. Sollten sich aber diese Annahmen bei genaueren Untersuchungen als zutreffend herausstellen, so dürfte folgende Erklärung als die natürlichste erscheinen.

Da der Dampf während der Ausströmung schnell trocken wird, oder wie im vierten Beispiel, von Anfang an sogar etwas überhitzt ist, so kann infolge der Drosselung und einer vorausgegangenen Überhitzung des Kompressionsdampfes dem Zylinder auch nur wenig oder keine Verdampfungswärme entzogen werden, so daß nur die Wirkung der schließlich als eine Art Vorkompression auftretenden Abzugsperiode von trockenem Dampf bestehen bleibt und von diesem Gesichtspunkte aus



betrachtet, die Möglichkeit eines Wärmeüberganges an den Zylinder schon kurz vor der Kompression nicht ausgeschlossen erscheint. Bei Kondensationsmaschinen kann allerdings die nach dem Kondensator ausstrahlende Wärme niemals negativ werden, aber in den vorliegenden Beispielen ist der Gegendruck viel größer und übersteigt noch erheblich den der Atmosphäre.

Während der auf dem kalorimetrischen Gebiete gefundene Vorteil der zweizylindrigen Verbundlokomotive gegenüber der Zwillingsbauart einer weiteren Aufklärung nicht bedarf, ist dies aber bezüglich der durch die vierzylindrige Bauart erlangten Verbesserung unerlässlich. Diese ist in folgendem begründet:

1. Höhere Dampfspannung (um 2 Atm.).
2. Stärkere Kompression (sie steigt bis zum Anfangsdruck des einströmenden Dampfes und im Niederdruckzylinder noch beträchtlich höher).
3. Kleinere Hochdruckfüllung (35% statt 49%, bei allerdings etwas kleinerer Leistung).
4. Stärkere Expansion im Hochdruckzylinder (2,0 statt 1,6).
5. Kleinerer und besser vor Abkühlung geschützter Verbinder (Inhalt: 2 · 93 = 186, statt 235 Liter).
6. Größere Niederdruckfüllung (22% über der Hochdruckfüllung, anstatt 9%).

Schließlich soll noch eine vierte Durchrechnung mit derselben Lokomotive, aber bei gedrosseltem Dampfe, vorgeführt werden. Während der ganzen Versuchsfahrt wurde der Kesselüberdruck von 14 auf 12 Atm. herabgesetzt, indem der Regulator entsprechend geschlossen und die Steuerung von 33,8 auf 40,1% weiter vorgelegt wurde. Obwohl diese Lokomotive sehr zur Dampfnässe neigte, konnte doch hierbei ein nennenswerter Vorteil nicht wahrgenommen werden, und der kalorische Wirkungsgrad blieb unverändert  $w = 11,5\%$ .

Die Hauptergebnisse dieser vier kalorimetrischen Untersuchungen sind in der Zahlentafel 55 nochmals besonders zusammengestellt.

Zahlentafel 55. Kalorimetrische Untersuchungen.

$\frac{2}{4}$  gekuppelte Lokomotiven  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$ .

|  | Zweizylindrige  |  | Vierzylindrige Verbund-                    |  |
|--|---|--|--|--|
|  | Zwillings-<br>Personenzug-<br>Lokomotive<br>Versuch Nr. 1 | Verbund-<br>Schnellzug-<br>Lokomotive<br>Versuch Nr. 2 | Schnellzug-<br>Lokomotive<br>Versuch Nr. 3 | Verbund-<br>Schnellzug-<br>Lokomotive<br>Versuch Nr. 4 |
| In Prozenten der verfügbaren Wärme   |   |  |  |  |
| Wärmeverlust vom Kessel bis einschl. Einströmung (innere Kondensation) Hochdruck | 25,5  | 2,3  | 5,2  | - 2,6  |
| Niederdruck  | —   | 11,1   | - 3,1                                      | - 8,5  |
| Während der Expansion wieder gewonnen  |   |  |  |  |
| Hochdruck  | 24,5  | 5,4  | 8,3  | 2,4  |
| Niederdruck  | —   | 8,8  | 6,2  | 3,5  |
| Wärmeaustausch $Q$   |   |  |  |  |
| Hochdruck $\pm$  | 33,53   | 18,66  | 7,04                                       | 3,37   |
| Niederdruck $\pm$  | —   | 27,87  | 10,00                                      | 7,36   |
| Kalorischer Wirkungsgrad $= \frac{AL}{G\lambda}$                                 | 8,5   | 9,4  | 11,5                                       | 11,5   |

## 29. Die Zuggeschwindigkeit.

Mit Bezug auf den Abschnitt II, 2 und dieses Kapitel 6, wo des näheren erörtert worden ist, wie die Beobachtung der Geschwindigkeit im Beharrungszustande erfolgt und mit einer einfachen Uhr auf Grund einer gewissen bekannten durchfahrenen

Wegstrecke (Schienenlänge oder Bahneinteilung) nachgeprüft werden kann, soll hier nur noch bemerkt werden, daß eine sehr hohe Geschwindigkeit am besten durch eine Kontrolluhr (Stoppuhr) mit Arretierungsvorrichtung gemessen werden kann, indem die Fahrzeit in Sekunden für 1 km beobachtet wird. Der Fehler bei jeder Hemmung kann etwa  $\pm \frac{1}{4}$  Sek. betragen, oder im ganzen  $\pm \frac{1}{2}$  Sek., also z. B. bei einer Geschwindigkeit von 120 km/st, entsprechend seiner Fahrzeit von

$$\frac{60 \cdot 60}{120} = 30 \text{ sek/km} = \pm \frac{100}{2 \cdot 30} = \pm 1,7 \%$$

Zur augenblicklichen Feststellung einer gewissen Geschwindigkeit können aber besondere Geschwindigkeitsmesser nicht entbehrt werden.

### 30. Die Nutzleistung.

Unter Nr. 28 ist dieser Begriff so dargestellt, daß nur das Eigengewicht der Lokomotive ausgeschaltet und die ganze übrige Wagenzuglast mit Ladung bzw. der hierzu nötigen Zugkraft, Leistung und Materialien in Rechnung gestellt wurde. Bei Aufstellung einer Wirtschaftlichkeitsberechnung kann aber eigentlich nur die Zahl der besetzten Sitze der Personenwagen und das Gewicht der Güter als allein maßgebend betrachtet werden, wobei noch ein Unterschied zu machen ist, zu welcher Klasse die Sitze und die Güter gehören, da hiernach das Verhältnis des bezahlten Gewichts zum Eigengewicht der Wagen tarifmäßig sehr verschieden ist. Vorspannleistungen verringern außerdem das Verhältnis der Nutzlast zur gesamten Zuglast in den meisten Fällen noch ganz beträchtlich. Vgl. Angaben des Wirklichen Geheimen Oberbaurats Müller über das Verhältnis der Nutzlast zur toten Last; es liegt, mit Ausschluß der Schlafwagen, zwischen 1:12,5 und 1:0,4.

Was die praktische Grenze der Adhäsionsbahnen bzw. ihrer Wirtschaftlichkeit betrifft, so würde sie, wenn sie bei der Gleichheit der Lokomotiv- und Zuglast festgesetzt wird, nach Fig. 407 bei der Steigung  $\frac{1}{30}$  überschritten werden, wo man bei geringerer Fahrgeschwindigkeit zum Zahnradbetrieb übergehen müßte.

## 7. Störende Bewegungen der Lokomotive.

Auf diesem Gebiete sind bis jetzt noch sehr wenige Versuche angestellt worden, deren Schwierigkeiten auch nicht zu verkennen sind, aber es erscheint dringend wünschenswert, einmal solche planmäßig durchzuführen. Hier genügen auch die an ruhenden oder pendelnden Lokomotiven angestellten Beobachtungen nicht; denn die aus inneren Ursachen der Bauart eintretenden störenden Bewegungen der Lokomotiven sind gegen diejenigen, die von der Beschaffenheit und Lage der Bahn herrühren können, von keiner erheblichen Bedeutung.

Im folgenden sollen aber dennoch die einzelnen Elementarbewegungen der Lokomotive mit Bezug auf ihre Beobachtung und Feststellung durchgenommen werden, wobei die im Abschnitt II, 3 gewählte Reihenfolge auch hier eingehalten werden soll.

Man unterscheidet bei der Beobachtung der Gangart einer Lokomotive im allgemeinen zwei Wahrnehmungen: Kraftwirkungen und Bewegungen. Die ersteren machen sich durch Stöße bemerkbar, wie z. B. durch den Einfluß bewegter Massen (Trägheitskräfte), so wie die Schläge in



den Achs- und Stangenlagern und der Kreuzköpfe in den Kraftumkehrpunkten bei der Aufhebung des kinematischen Zusammenhangs der betreffenden Triebwerksteile infolge von Spielräumen in der Nähe der toten Punkte.

Zu den Bewegungen gehören zunächst diejenigen des Schwerpunktes der Gesamtmasse der Lokomotive gegen die vorgeschriebene Bahn und die drehenden Bewegungen um den Schwerpunkt. Die ersteren sind am schwierigsten feststellbar, während die letzteren bisher auch nur relativ durch Pendelbewegungen in Gestalt von Diagrammen dargestellt worden sind. Es erscheint aber nötig, auch die absoluten Bewegungen zu ermitteln. Die Schwingungen relativ gegen die Gestellmasse sich bewegendere Teile der Lokomotive, wie alle Bewegungen des auf den Tragfedern ruhenden Baues, Ausweichungen seitenbeweglicher oder drehbarer Achsen und Gestelle usw. können aber sehr leicht durch ein selbsttätiges Schreibwerk bildlich dargestellt werden.

### 31. Die zuckenden Bewegungen der Lokomotiven.

Sie werden hauptsächlich durch die Trägheitskräfte der geradlinig bewegten Triebwerksmassen hervorgerufen und können durch straffe Lokomotiv-Tenderkuppelungen, verstärkte Kompressionswirkungen des Dampfes in den Zylindern und durch guten Massenausgleich oder Radgegengewichte ermäßigt werden. Die maßgebenden Verhältnisse sind nach dem Vordruck 18 zusammenzustellen.

Vordruck 18.

#### Radgegengewichte.

| Lfde.<br>Nr. | Gegenstand  | Einheit | Treib- und Kuppelräder |             |
|--------------|---|---------|------------------------|-------------|
|              |   |         | Hochdruck              | Niederdruck |
| 1            | Die auf den Kurbelkreis bezogenen kreisenden Triebwerksmassen . . . . .   | kg      |                        |             |
| 2            | Die gradlinig bewegten Triebwerksmassen auf jeder Lokomotivseite . . . . .  | „       |                        |             |
| 3            | Hiervon sind durch Radgegengewichte ausgeglichen . .  | %       |                        |             |
| 4            | Hiervon sind nicht ausgeglichen . . . . .   | kg      |                        |             |
| 5            | In bezug auf die zuckenden Bewegungen weder durch Gegenläufigkeit noch durch Gegengewichte ausgeglichen . . . . . | „       |                        |             |
| 6            | Hebelarm bei der schlingernden Bewegung . . . . .   | mm      |                        |             |
| 7            | Radgegengewichte auf den Kurbelkreis bezogen . . .  | kg      |                        |             |
| 8            | Überschüssige Fliehkraft $C = m r \omega^2 = \frac{G}{g} \cdot r (n \cdot 2\pi)^2$                                |         |                        |             |
|              | für $v =$ oder $n =$ . . . . .  | t       |                        |             |
|              | Verhältnis zum Raddruck . . . . .   | %       |                        |             |

Die zuckenden Bewegungen treten zwischen Lokomotive und Tender, oder zwischen diesem und dem Wagenzug in die Erscheinung und können sich auch in geschwächtem Grade auf diesen erstrecken. Die relativen Bewegungen zwischen der Lokomotive und dem Tender sind sehr leicht ihrer Größe und Richtung nach durch ein Schreibwerk darzustellen, dessen Papier am Tender und der Stift an der Lokomotive angebracht ist. Man lernt hierbei auch gleichzeitig die schwankenden und schlingernden Seitenbewegungen der Lokomotive gegen den Tender kennen.

### 32. Die schwankenden Bewegungen.

Sie sind zweierlei Art, denn es sind zu unterscheiden: die Bewegungen des Rahmenbaues gegen die Achsbuchsen und die des Achsensystems gegen die Bahn.

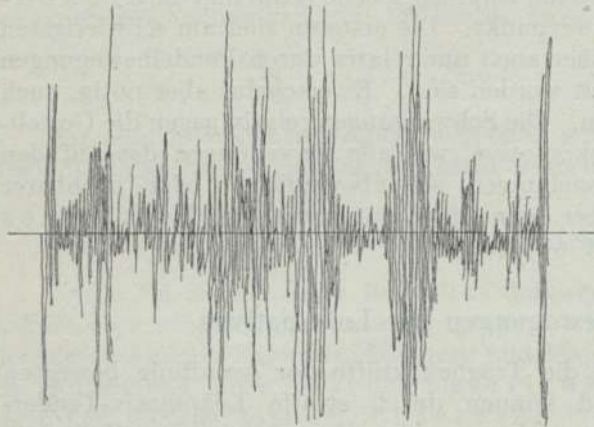


Fig. 421 a. Schlingerbewegungen. Atlantik-Bauart.  $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$

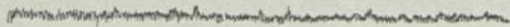


Fig. 421 b. Seitenverschiebungen des Drehgestells.

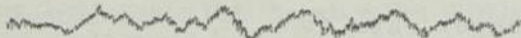


Fig. 421 c. Drehungen des Gestells.

Fig. a zeigt das Schlingerdiagramm der auf der Pufferbohle angebrachten Vorrichtung, „woraus auch die Periodizität der vereinigten schwankenden und schlingernden Bewegungen der Lokomotive an der betreffenden Stelle nicht zu verkennen ist.

Fig. b stellt die Seitenverschiebung des Drehgestells dar und

Fig. c die Drehung desselben in 890 mm Entfernung vom Drehpunkte.

Durch Schreibapparate kann auch der Einfluß verschieden starker Mittelstellfedern gefunden werden.

### 33. Die wogenden Bewegungen.

Diese an den Tragfederdurchbiegungen zu beobachtenden Bewegungen der schwingenden Masse können in ihrem größten Ausschlag und ihrer Schwingungsdauer ebenfalls durch solche Vorrichtungen festgestellt werden. Sie sind jedoch erst von den gleichzeitig auftretenden nickenden Bewegungen zu trennen, was durch geeignete Vorrichtungen durchführbar sein muß, und bilden auch die Grundlage zur Beurteilung der dynamischen Achsbelastungen, namentlich bei schlechter Gleislage über starken Bahnunebenheiten und den Schienenstößen.

### 34. Die wankenden Bewegungen.

Bei diesen und den beiden noch folgenden Drehungen um die drei Schwerpunktsachsen ist es nötig, die Messungen wenigstens an zwei verschiedenen Punkten gleichzeitig auszuführen, um die stets damit verbundenen unmittelbaren Bewe-

Die ersteren können wieder in Gemeinschaft und vereinigt mit den entsprechenden schlingernden Bewegungen durch Schreibwerke an den einzelnen Achsbuchsen, bzw. an den Drehgestellachsen und Zapfen bildlich dargestellt werden, aus denen durch Trennung beider Bewegungen die seitliche Komponente der schwankenden Bewegung zu vermitteln ist. Für die absolute Bewegung der Lokomotive (gegen die Bahn) ist noch kein sicheres Verfahren gefunden worden. Es sind daher bisher nur zu Vergleichen geeignete Beobachtungen mit Schlingervorrichtungen an gestellt worden, die aus einem Pendel mit Schreibwerk bestehen. Dies führt zu Diagrammen, wie sie in der Fig. 421 auf einer Atlantik-Schnellzug-Lokomotive aufgenommen worden sind.



gungen des Schwerpunkts selbst ausschalten zu können. Die Messung der wankenden Bewegungen geschieht wieder an den Tragfedern, am einfachsten zwischen dem Rahmstück und den Achsbuchsen oder Federkappen. Die meines Wissens bisher noch nicht erfolgte Aufnahme solcher Diagramme müßte in der Weise geschehen, daß die Bewegungen auf beiden Seiten auf dem Papierstreifen gleichzeitig übereinander erfolgt, um aus den hieraus zu entnehmenden Neigungen der Lokomotive auch die Schwerpunktsbewegungen abzuleiten.

### 35. Die nickenden Bewegungen.

Hier gilt dasselbe, wie das unter 34 Gesagte. Es empfiehlt sich, Versuche bei verschiedenen Radständen, überhängenden Massen und Kurbelstangenlängen auszuführen, da bei ungünstigen Größen derselben die nickenden Bewegungen einer Lokomotive in gefährlichem Grade anwachsen können.

### 36. Die schlingenden Bewegungen.

Mit Bezug auf Nr. 31 und 34 muß versucht werden, den Einfluß  
des Radstandes,  
der Triebwerksmassen und Radgegengewichte,  
der seitlichen Lager- und Achsbuchspielräume, sowie derjenigen der Räder  
in der Spur,  
der Bahnkrümmungen und  
des Zustandes der Schienenoberfläche

beim Leer- und Vollgang auf gutem, mittelgutem und schlechtem Gleis festzustellen. Es handelt sich hierbei nicht nur um die leicht bestimmbaren relativen seitlichen Bewegungen der Lokomotivmasse gegen die Achsen, sondern auch derjenigen gegen das Gleis, die ebenso wie die hierbei wirkenden Kräfte während des Ganges bisher noch nicht unmittelbar gemessen werden konnten.

Für Wagen könnten sämtliche Bewegungen des Schwerpunkts und Schwingungen um die drei Schwerpunktsachsen vielleicht dadurch bestimmt werden, daß der Versuchswagen zwischen zwei andern eingestellt wird, deren Spielräume in den Lagern und zwischen den Schienen so klein als zulässig gemacht sind und von denen aus die Bewegungen des Versuchswagens bei straffer und loser Kuppelung, starken und schwachen Tragfedern usw. durch selbsttätige Schreibvorrichtungen aufzunehmen sind. Es muß ferner auch versucht werden, bei starkem Schlingern den Grad des die Betriebssicherheit stark gefährdenden **Aufsteigens** des führenden Vorderades auf die äußere Schiene etwa durch Messung der Neigung, die die Achswelle hierbei annimmt, festzustellen.

### 37. Die Ausgleichhebel.

Diese Untersuchungen sind teilweise mit den der Nummern 33 und 35 zu verbinden und sowohl in der Ruhe als in der Bewegung der Einfluß verschieden geteilter Längshebel und der Querhebel bei verschiedener Gleislage mit Hilfe der Federdurchbiegung zu bestimmen.

### 38. Die Kurvenbeweglichkeit.

Die unter Nr. 36 vorgeschlagenen Versuche sind besonders in Bahnkrümmungen zu wiederholen und dabei der Einfluß der seitlichen **Spielräume**, der **festen Radstände** und der **Mittelstellkräfte** in höherem Grade zu be-

achten. Es wird bei diesen Lokomotivbauarten angestrebt, die in gekrümmter Bahn erforderliche Anschmiegung an das Gleis in vollkommen sicherer und ruhiger Weise zu bewirken, ohne daß sich diese Bewegungen auch in der Geraden empfindlich wiederholen, eine Forderung, die aber in dem gewünschten Grade noch nicht erfüllt worden ist, wie es sich z. B. an der  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Personenzug-Tenderlokomotive mit Endlaufachsen und in der  $\frac{4}{4}$  gekuppelten vierzylinderigen Verbund-Güterzug-Lokomotive  $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$ , Bauart Mallet, gezeigt hat. Jedenfalls ist den Rückstellvorrichtungen dieser Lokomotivbauarten besondere Beachtung zu schenken.

**Literatur:** Versuche von Strahl, Courtin, Sanzin, Barbier und Lomonossow, der z. Z. umfassende Vergleichsversuche mit  $\frac{4}{4}$  gekuppelten Verbund- und Heißdampf-Güterzug-Lokomotiven auf der Taschkent-Eisenbahn anstellt.

## II. Das Entwerfen von Lokomotiven.

### Einleitung.

Das Entwerfen einer Lokomotive, d. h. die Anfertigung einer Zeichnung, bestehend aus Auf- und Grundriß, Vorderansichten und den nötigen Längs- und Querschnitten erfolgt auf Grund der gegebenen Anforderungen des von der Lokomotive auszuführenden Betriebsdienstes. Dieser ist sehr verschiedenartig; man unterscheidet zunächst den Personen- und Güterzugdienst auf Haupt-, Neben- und Kleinbahnen und den Verschiebedienst. Beim Streckendienst sind als bekannt vorauszusetzen:

1. Die zu befahrende Bahn, insbesondere ihre Steigungs- und Krümmungsverhältnisse, Zahl und Entfernung der Bahnhöfe und Haltestellen, Lokomotiv- und Wasserstationen usw.,
2. die Zuggeschwindigkeiten und
3. die zu befördernden Zuglasten.

Beim Bahnhofsdienst ist die Zahl der zu bewegenden Fahrzeuge und die hierzu erforderliche Zeit als gegeben zu betrachten.

Für alle diese Verhältnisse ergibt sich eine Lokomotive, die nach ihrer Bauart und Größe den Anforderungen in zweckmäßiger und wirtschaftlicher Weise am besten entspricht. Nach Bestimmung und Zweck dieses Werkes enthält auch dieser Abschnitt keine Konstruktionen, sondern nur Berechnungen.

### 1. Die Berechnung der Lokomotivkraft.

Sie kann nunmehr auf Grund der vorangegangenen 8 Abschnitte wie nachstehend erfolgen. Unter Verwendung der früher eingeführten Bezeichnungen ist die gesamte (indizierte) Zugkraft einer Lokomotive

$$Z = G_1 w_1 + G w + (G_1 + G) n = u \cdot p_m$$

$u$  bezeichnet die Wertziffer  $100^2 \cdot \frac{d^2 h}{D}$  und



$p_m$  die mittlere effektive Dampfspannung in den Zylindern; sie ist von der Kesselspannung, dem Füllungsgrad und der Geschwindigkeit abhängig.

Ist demnach die Zuglast  $G$ ,  
die Zuggeschwindigkeit  $v$ ,  
die Steigung  $n$ ,  
die Dampfspannung  $p$  und  
der Eigenwiderstand  $w$  der Fahrzeuge

bekannt, so fehlen zur Berechnung noch zwei Elemente:

das Eigengewicht der Lokomotive  $G_1$  und  
der Füllungsgrad  $\varepsilon$ .

Man wird daher zunächst die am Tenderzughaken wirkende (effektive) Zugkraft  $Z_2$  für den eigentlichen Wagenzug  $= G(w + n)$  und je nach der beabsichtigten Dienstleistung bestimmen, ob die Lokomotive einen Tender erhalten muß oder nicht. Der letztere Fall kann nur in Frage kommen

auf Gebirgs-, Neben- und Kleinbahnen,  
beim Vorspann- und Verschiebedienst,

wobei die möglichste Verminderung der toten Last oder die wiederholte Rückfahrt maßgebend ist. Für Schnellzüge auf langen Strecken wird in den meisten Fällen ein schwerer Tender mit einem Wasservorrat bis zu 30 cbm nicht zu umgehen sein. Ferner wird man auch schon im voraus beurteilen können, welche Bauart der Lokomotive zu wählen ist und wieviel Achsen sie erhalten muß. Die Werte für  $G_1$  und  $w_1$  sind daher zunächst, vorbehaltlich einer späteren Korrektur, anzunehmen und hieraus die Zugkraft  $Z$  zu bestimmen.

Soll auch eine bestimmte Beschleunigung der Züge beansprucht werden, so ist die hierzu allein maßgebende Adhäsion bzw. der Reibungsdruck aus der Formel  $Z_{max} = \mu A = Mf = \frac{(G_1 + G) 1000 f}{g}$  zu bestimmen. Hierauf wird der Treibraddurchmesser  $D$  vorläufig angenommen und aus der nicht zu überschreitenden Kolbengeschwindigkeit

$$V = \frac{v \cdot 1000 \cdot 2h}{60 \cdot 60 \cdot \pi D} \text{ m/sek}$$

der Kolbenhub  $h$  bestimmt.

Ferner ist die für den Anzug verfügbare größte Zugkraft, z. B. für eine zweizylindrige Zwillinglokomotive  $Z_{max} = \frac{\pi \cdot (100d)^2}{4} p_m \cdot \frac{r}{R}$ , in der vorläufigen Annahme, daß beim Anfahren kein zu großer Druckverlust zwischen Kessel und Zylinder eintritt, zu bestimmen. Hiernach würde vorläufig der Zylinderdurchmesser  $d$  bestimmt sein und schließlich aus der Wertziffer  $u = 100^2 \cdot \frac{d^2 h}{D}$  auch die effektive Dampfspannung in den Zylindern während der Fahrt,  $p_m = \frac{Z}{u}$ . Wir haben nun gesehen, wie dieser Wert von der Dampfspannung und vom Füllungsgrad  $\varepsilon$  des Beharrungszustandes abhängt; er konnte nämlich bei der größten Leistung

a) für Zwillinglokomotiven

$$= \left( a - \frac{b}{\varepsilon} + \frac{c}{\varepsilon^2} \right) (p + 1) \text{ und}$$

b) für V e r b u n d lokomotiven

$$= \left[ a - \frac{b}{\varepsilon - \delta} + \frac{c}{(\varepsilon - \delta)^2} \right] (p + 1)$$

gesetzt werden.

Hieraus ergibt sich also der anzuwendende Füllungsgrad, aus dem sich auch der D a m p f v e r b r a u c h und die erforderliche Heizfläche bestimmen lassen; denn der erstere ist z. B. für eine zweizylindrige Zwillinglokomotive  $M = \frac{u\varepsilon v\gamma}{1000}$  kg/st und daher die Heizfläche  $H = \frac{M}{k}$ , wenn die spezifische Verdampfungsfähigkeit des Kessels bekannt ist, andernfalls ist aus dem Produkt  $\varepsilon v$  das V a k u u m in der Rauchkammer  $\varphi$  und hieraus der Wert von  $k$  zu ermitteln.

Aus der Heizfläche kann ferner erfahrungsgemäß die Größe und Schwere des Kessels abgeleitet und aus dem Dienstgewicht  $G_1$  die Zahl der Achsen nachgeprüft werden, indem der Schienendruck der Treibachsen einen bestimmten Grenzwert, z. B. 16 t, nicht überschreiten darf, während man den Laufachsen eine Belastung von etwa 12 t überträgt. Bevor diese Berechnung allgemein durchgeführt wird, mag zunächst noch ein Beispiel gegeben werden.

Soll eine Lokomotive entworfen werden, die auf der Steigung  $\frac{1}{50}$  Personenzüge von 20 Achsen zu 6 t mit 30 km Geschwindigkeit befördern kann, so ist die effektive Zugkraft

$$Z_2 = G(w + n) = 120 \left( 1,5 + \frac{30^2}{820} + 20 \right) = 120 (2,6 + 20) = 2712 \text{ kg.}$$

Die Lokomotive wird voraussichtlich eine  $\frac{2}{3}$ gekuppelte  $\left( \frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B} \right)$  sein mit einem Dienstgewicht

$$\begin{array}{r} G_1 = 2 \cdot 14 + 1 \cdot 12 = 40 \text{ t} \\ + \text{Tender} \quad \quad = 28 \text{ ,,} \\ \hline \text{im ganzen} \quad \quad = 68 \text{ t} \end{array}$$

mit einem Eigenwiderstand von

$$G_1(w_1 + n) = 68 \left( 4,4 + \frac{30^2}{1120} + 20 \right) = 68 (5,2 + 20) = 1714 \text{ kg.}$$

Die indizierte Zugkraft ist daher

$$Z = Z_1 + Z_2 = 1714 + 2712 = 4426 \text{ kg.}$$

Die größte Zugkraft für eine Schienenreibung von  $\mu = \frac{1}{5}$  würde  $= \mu A = \frac{1}{5} \cdot 28000 = 4000$  kg sein, also eigentlich etwas zu gering, so daß auch während der Fahrt das Schleudern der Treibachsen zu befürchten ist. Soll nun z. B. die Kolbengeschwindigkeit für Treibräder von  $D = 1,35$  m Durchmesser

$$V = \frac{30 \cdot 1000 \cdot 2h}{60 \cdot 60 \cdot \pi D} = 2,5 \text{ m/sek}$$

nicht überschritten werden, so würde das Verhältnis

$$\frac{h}{D} = \frac{r}{R} = 0,471 \quad \text{oder} \quad h = 0,471 \cdot 1,35 = 636 \text{ mm.}$$

Die größte Anzugskraft für  $\mu_{max} = \frac{1}{5}$  ist

$$Z_{max} = \mu_{max} \cdot A = \frac{28000}{5} = 5600 \text{ kg} = \frac{\pi \cdot (100d)^2}{4} \cdot \frac{p_m \cdot h}{D} = \frac{\pi \cdot (100d)^2}{4} \cdot 12 \cdot 0,471;$$

$$\text{also} \quad \frac{\pi \cdot (100d)^2}{4} = \frac{5600}{0,471 \cdot 12} \quad \text{und} \quad d = 355 \text{ mm.}$$



Die Wertziffer

$$u = \frac{100^2 \cdot d^2 h}{D} = \frac{100^2 \cdot 0,355^2 \cdot 636}{1350} = 594$$

und 
$$p_m = \frac{4426}{594} = 7,45 \text{ kg/qcm} = \left(1 - \frac{20}{\varepsilon} + \frac{130}{\varepsilon^2}\right) (12 + 1),$$

woraus sich der Füllungsgrad  $\varepsilon = 39,0\%$  ergibt, der vom wirtschaftlichen Standpunkt aus betrachtet zu groß erscheint; es muß daher versucht werden, die Bedingungen der Wirtschaftlichkeit mit in die Berechnung hineinzubringen.

Die mechanische Leistung der Lokomotive ist  $L = \frac{Z \cdot v}{270}$  PS und der Dampfverbrauch  $M = Hk \text{ kg/st}$ , daher das Güteverhältnis oder die Dampfverwertungsziffer  $\eta = \frac{M}{L} = \frac{270 \cdot Hk}{Zv} \text{ kg/PS u. St.}$

Wir haben gesehen, daß die indizierte Zugkraft  $Z$  stets durch eine parabolische Formel  $A - Bv + Cv^2$  dargestellt werden kann und da sie auch

$$= u p_m = u \left( a - \frac{b}{\varepsilon} + \frac{c}{\varepsilon^2} \right) (p + 1) = u \left( 1 - \frac{20}{\varepsilon} + \frac{130}{\varepsilon^2} \right) (p + 1),$$

so sind die einzelnen Koeffizienten

$$A = u(p + 1) a = u(p + 1)$$

$$B = \frac{u(p + 1)b}{\varepsilon v} = \frac{A \cdot b}{\varepsilon v} = \frac{20A}{\varepsilon v}$$

und da ferner

$$\varepsilon v = \frac{1000 M}{u \gamma} = \frac{1000 Hk}{u \gamma},$$

so ist

$$B = \frac{20 \cdot u^2 (p + 1) \gamma}{1000 Hk}$$

und

$$C = \frac{u(p + 1)c}{\varepsilon^2 v^2} = \frac{A \cdot c}{\varepsilon^2 v^2} = \frac{130 \cdot A}{\varepsilon^2 v^2} = \frac{130 \cdot u^3 (p + 1) \gamma^2}{1000^2 \cdot H^2 \cdot k^2}.$$

Das spezifische Dampfgewicht  $\gamma$  kann in den hier vorliegenden engen Grenzen  $= c(p + 1) = 0,5(p + 1)$  gesetzt werden. Wird ferner die absolute Dampfspannung im Kessel  $p + 1$  mit  $p_1$  bezeichnet, so ist

$$Z = u p_m = u p_1 - \frac{20c \cdot u^2 \cdot p_1^2 \cdot v}{1000 \cdot Hk} + \frac{130 \cdot c^2 \cdot u^3 \cdot p_1^3 \cdot v^2}{1000^2 \cdot H^2 \cdot k^2},$$

allgemein

$$= C_1 u p_1 - C_2 \cdot \frac{u^2 \cdot p_1^2 \cdot v}{Hk} + C_3 \frac{u^3 \cdot p_1^3 \cdot v^2}{H^2 k^2}$$

und die Güteziffer

$$\eta = \frac{270 Hk}{C_1 u p_1 v - \frac{C_2 \cdot (u p_1 v)^2}{Hk} + \frac{C_3 \cdot (u p_1 v)^3}{H^2 k^2}}.$$

Wird nun der Ausdruck

$$\frac{u p_1 v}{Hk} = 100^2 \cdot \frac{d^2 h p_1 v}{D \cdot Hk},$$

der alle Hauptelemente der Berechnung enthält, mit  $x$  bezeichnet, so ist

$$\eta = \frac{270}{C_1 x - C_2 x^2 + C_3 x^3} = \frac{270}{f(x)} \text{ kg/PS u. St.}$$

Die Wirtschaftlichkeit erfordert, daß dieser Dampfverbrauch für die Leistungs- und Zeiteinheit so klein als möglich werde, daher der Nenner

$$f(x) = C_1 x - C_2 x^2 + C_3 x^3 = \text{Max.}$$

oder 
$$\frac{df(x)}{dx} = f'(x) = C_1 - 2C_2 x + 3C_3 x^2 = 0$$

und 
$$x = +\frac{1}{3} \cdot \frac{C_2}{C_3} \pm \sqrt{-\frac{C_1}{3C_3} + \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{C_2}{C_3}\right)^2} = \frac{C_2 \pm \sqrt{C_2^2 - 3C_1 C_3}}{3C_3}.$$

Die Konstanten sind aber

$$C_1 = 1,$$

$$C_2 = \frac{20 \cdot 0,5}{1000} = \frac{1}{100}$$

und 
$$C_3 = \frac{130 \cdot 0,5^2}{1000^2} = \frac{13}{400000}$$

und daher 
$$x = \frac{\frac{1}{100} \pm \sqrt{\frac{1}{100^2} - \frac{3 \cdot 1 \cdot 13}{400000}}}{3 \cdot \frac{13}{400000}} = \frac{4000 \pm 4000 \sqrt{1 - \frac{39}{40}}}{39}$$

$$= 102,6 \left(1 \pm \frac{1}{\sqrt{40}}\right) = 102,6 (1 \pm 0,158) = 119 \text{ bzw. } 86,$$

je nachdem 
$$\frac{d^2 f(x)}{dx^2} = f''(x) = -2C_2 + 6C_3 x \leq 0$$

ist, oder 
$$-C_2 + 3C_3 x = -\frac{1}{100} + \frac{3 \cdot 13 \cdot x}{400000} = -1 + \frac{39}{4000} \cdot x \leq 0.$$

Es ist aber

$$-1 + \frac{39 \cdot 119}{4000} = -1 + 1,16 > 0 \quad \text{und} \quad -1 + \frac{39 \cdot 86}{4000} = -1 + 0,82 < 0;$$

daher entspricht  $\eta_{min}$  dem Werte von  $x = \frac{u p_1 \cdot v}{H k} = 86$ , und hieraus folgt  $u = \frac{86 \cdot H k}{13 \cdot 30}$ .

Mit steigender Geschwindigkeit  $v$  wächst also auch  $D$  und  $H$ , während die Zylindergröße und die Dampfspannung  $p_1$  kleiner werden. Ist z. B.  $H = 104$  qm  $k = 40$  kg/qm u. St., so wird die Wertziffer

$$u = \frac{86 \cdot 104 \cdot 40}{13 \cdot 30} = \frac{357760}{390} = 917$$

und der Zylinderdurchmesser

$$d = \frac{1}{100} \cdot \sqrt{\frac{917 \cdot 1,35}{0,636}} = 440 \text{ mm.}$$

Dies führt zu einem anderen Füllungsgrade; denn jetzt wird

$$p_m = \frac{Z}{u} = \frac{4426}{917} = 4,83 \text{ kg/qcm.}$$

und daher 
$$1 - \frac{20}{\varepsilon} + \frac{130}{\varepsilon^2} = \frac{4,83}{13}$$

und 
$$\varepsilon = 15,9 \pm \sqrt{-206,3 + 15,9^2} = 15,9 \pm \sqrt{46,5} = 15,9 \pm 6,8 = 22,7,$$

oder rund 23%, der bei dieser Bauart der Lokomotive der Wirtschaftlichkeit besser entspricht.



Ist aber wie bei der  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Normal-Personenzug-Lokomotive

$$u = \frac{100^2 \cdot 0,4^2 \cdot 0,56}{1,73} = 518,$$

so ergibt sich eine andere zweckmäßigste Zuggeschwindigkeit

$$v = \frac{86 \cdot H k}{u p_1} = \frac{86 \cdot 104 \cdot 40}{518 \cdot 13} = 53 \text{ km/st.}$$

Diese Lokomotivbauart ist also für Gebirgsfahrten nicht geeignet. Für die  $\frac{3}{3}$  gekuppelte Normal-Güterzug-Lokomotive ist dieser Wert

$$v = \frac{86 \cdot 125 \cdot 30}{959 \cdot 11} = 30,5 \text{ km/st.}$$

Der Wert einer Erhöhung der Dampfspannung ist vom thermo-dynamischen Standpunkt aus bereits festgestellt worden, und es ist hier nur noch bez. der Wirtschaftlichkeit im weiteren Sinne der empfindliche Einfluß der Dampfspannung auf die Ausbesserungskosten der Lokomotiven zu erwähnen. Fig. 422 zeigt denselben durch Angaben der zu erneuernden Stehbolzen und Siederöhre für Dampfspannungen von 8 bis 12 Atm. bei den gewöhnlichen Ausbesserungen, sowie bei den äußeren und inneren Revisionen bei gutem und schlechtem Speisewasser auf Grund einer 15jährigen Beobachtung.

### Die Beschränkungen der Zugkraft.

Die Adhäsion der gekuppelten Achsen und die Festigkeit der Zugketten bestimmen die oberen Grenzen der Lokomotivkraft. Die erstere versagt, wenn die Steigung zu groß wird; theoretisch liegt diese Grenze bei  $n^{\circ}/_{100} = \text{dem Reibungswinkel}$ ; dann ist  $(G_1 + G) n = \mu G_1 \cdot 1000$ , wenn vom Eigenwiderstand abgesehen wird; so daß die beförderte Zuglast

$$G = G_1 \left( \frac{1000 \mu}{n} - 1 \right) = 0 \text{ für } \frac{n}{1000} = \mu$$

und  $= G_1$  für  $\frac{n}{1000} = \frac{\mu}{2}$  etwa  $= 1/12$ .

Tatsächlich können auf schon ausgeführten Adhäsionsbahnen mit  $1/16$  Steigung bei kleinster Geschwindigkeit meistens nur

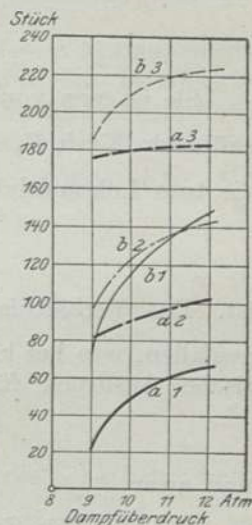
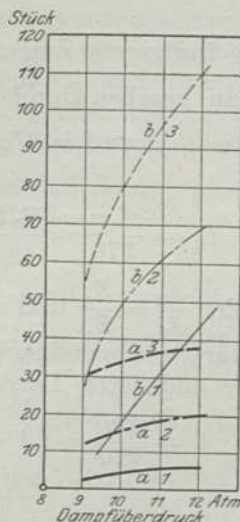


Fig. 422a.

Fig. 422b.

Auswechselung

der Stehbolzen.

der Siederöhre.

a Gutes Speisewasser.

1 Ausbesserung.

b Schlechtes Speisewasser.

2 Äußere Revision.

3 Innere Revision.

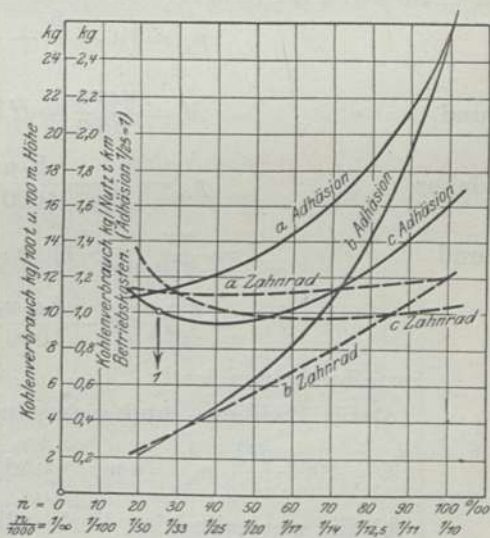


Fig. 423. Adhäsion und Zahnrad.

a Kohlenverbrauch . . kg für 100 t Zuglast und 100 m Höhe.

b Kohlenverbrauch . . kg/Nutz/t/km.

c Betriebskosten (Bahnunterhaltung und Zuförderung) für Adhäsion und  $1/25$ . (Semmering) 4,5 Kreuzer für 1 t Brutto. Nutzlast u. 100 m Höhe = 1 gesetzt.

Nutzlasten befördert werden, die das Lokomotivgewicht nicht überschreiten. Deshalb rückt die Grenze zwischen Kurbelstangen- und Zahnradantrieb für den wirtschaftlichen Erfolg solcher Bahnen noch weiter ab, bis zu  $1/30$  und  $1/40$ , siehe Fig. 423. (Nach Sauer, Organ 1880, S. 192.)<sup>1)</sup>

### Die indizierte Zugkraft der Nutzlast.

Sie ist von vornherein gegeben durch die am Zughaken der Lokomotive ausübende Kraft  $Z_2 = G(w + n)$  und ist  $L_2 = \frac{Z_2 v}{270}$  PS, während die Leistung für die tote Lokomotivlast

$$L_1 = \frac{Z_1 v}{270} = \frac{G_1 (w_1 + n) v}{270} \text{ PS}$$

ist. Das Verhältnis beider  $\frac{L_2}{L_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$  und annähernd  $= \frac{G}{G_1}$  soll möglichst günstig ausfallen, was bei kleinster Geschwindigkeit und Steigung eintritt. Der mathematische Ausdruck für die indizierte Leistung ist

$$L = \frac{Zv}{270} = (A - Bv + Cv^2) v,$$

und zwar

$$1. \text{ für Zwillings-Lokomotiven} = \frac{u p_m v}{270},$$

$$2. \text{ für zweizylindrige Verbundlokomotiven} = \frac{u p_{m1} v}{2 \cdot 270}$$

$$\text{und } 3. \text{ für vierzylindrige Verbundlokomotiven} = \frac{u p_{m1} v}{270}.$$

Zu Nr. 1 ist ferner

$$p_m = \left( a - \frac{b}{\varepsilon} + \frac{c}{\varepsilon^2} \right) (p + 1) \text{ kg/qcm}$$

$$\text{und } M = \frac{u \varepsilon v \gamma}{1000} = H k \text{ kg/st,}$$

$$\text{daher } p_m = \left[ a - \frac{b \cdot u v \gamma}{1000 H k} + \frac{c \cdot (u v \gamma)^2}{(1000 H k)^2} \right] (p + 1)$$

$$\text{und } L = \frac{u v}{270} (p + 1) \left[ a - \frac{b u v \gamma}{1000 H k} + c \left( \frac{u v \gamma}{1000 H k} \right)^2 \right]$$

$$= \frac{u p_1 v}{270} \left[ a - \frac{b c \cdot u p_1 v}{1000 H k} + c \cdot c^2 \cdot \left( \frac{u p_1 v}{1000 \cdot H k} \right)^2 \right].$$

Im allgemeinen ist

a) für Zwillings- und vierzylindrige Verbundlokomotiven

$$Z = 100^2 \cdot \frac{d^2 h}{D} \cdot p_m = u p_m \quad \text{und} \quad L = \frac{Zv}{270} = \frac{u p_m \cdot v}{270} \quad \text{bzw.} \quad \frac{u p_{m1} \cdot v}{270},$$

b) für zweizylindrige Verbundlokomotiven

$$Z = \frac{1}{2} \cdot 100^2 \cdot \frac{d^2 h}{D} \cdot p_{m1} \quad \text{und} \quad L = \frac{Zv}{270} = \frac{1}{2} \cdot \frac{u p_{m1} v}{270}.$$

Die mittlere effektive Dampfspannung in den Zylindern  $p_m$  ist zunächst eine Funktion des Füllungsgrades  $\varepsilon$  und zwar für zweizylindrige Zwillings- und Verbundlokomotiven annähernd und für vierzylindrige Verbundlokomotiven fast genau

<sup>1)</sup> Vgl. auch Heyden, Elektrischer Antrieb von Lokomotiven. — El. Kraftbetr. u. B. 1909, Nr. 16.



$= a + b\varepsilon$ , indem bei den ersteren zwischen engen Grenzen das Bogenstück durch die Tangente ersetzt werden kann. Bei Zwillingslokomotiven ist die Konstante  $a$  der linearen Funktion  $> 0$  und bei Verbundlokomotiven meistens  $< 0$ , woraus schon zu schließen ist, daß eine einheitliche Formel für die Leistung aller Lokomotivbauarten nicht wird aufgestellt werden können.

Der Füllungsgrad  $\varepsilon$  hängt ab von der Dampfentwicklung  $M = Hk$ , also von der Heizfläche und ihrer Verdampfungsfähigkeit, und zwar so, daß das Produkt  $\varepsilon v$  proportional  $Hk = H(\alpha + \beta v)$  gesetzt werden kann. Für Zwillingslokomotiven kann bei mittleren Leistungen, also mit Ausnahme der beiderseitigen Grenzwerte, der Koeffizient  $\beta = 0$  gesetzt werden, so daß dann  $\varepsilon$  proportional dem Werte  $\frac{Hk}{v}$  sein würde, aber im allgemeinen ist

$$\varepsilon = H \cdot \frac{\alpha + \beta v}{v}$$

und daher

$$p_m = (p + 1) \left( a + b \cdot H \cdot \frac{\alpha + \beta v}{v} \right)$$

und

$$L = \frac{u(p+1)}{270} (av + b\alpha H + b\beta H v),$$

so daß sich hieraus eine allgemeine Form der Wertziffer für die Lokomotivkraft  $= \frac{100^2 \cdot d^2 h (p+1)}{D \cdot 270} (Av + BH + CHv)$  ergibt, und es kommt nun auf die Bestimmung der unbekanntenen Koeffizienten  $A$ ,  $B$  und  $C$  an, was meines Erachtens am besten aus den bisherigen Versuchsergebnissen empirisch erfolgen dürfte. Man würde dann, wenn es gelingt, auch bei den Lokomotiven bzw. ihrer Kraft in ähnlicher Weise zu Vergleichswertziffern gelangen, wie jetzt bei der Marine der Gefechtswert (Kampfkraft) der Linienschiffe bestimmt wird. Aus den im Laufe der Zeit von mir an 20 verschiedenen Lokomotivbauarten ausgeführten Versuchen ergeben sich hiernach die Formeln:

1. für Zwillingslokomotiven

$$L = +v + 3H + \frac{Hv}{40} \text{ PS}$$

und 2. für Verbundlokomotiven

$$L = -v + 3H + \frac{Hv}{20} \text{ PS}$$

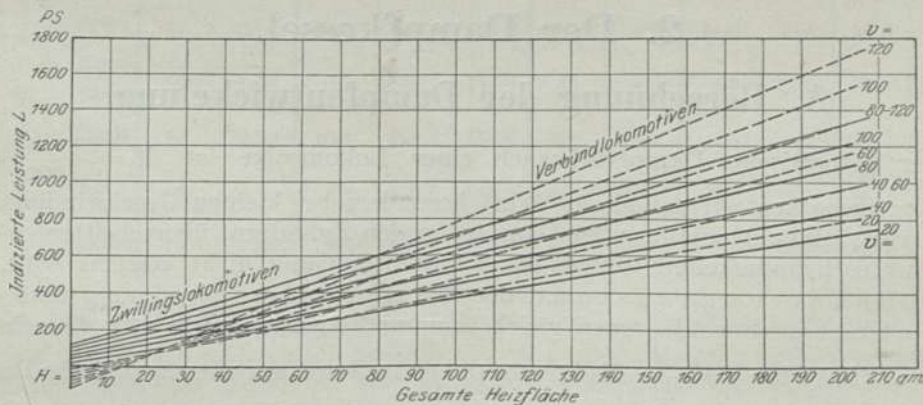


Fig. 424. Leistungswertziffer.

$$\begin{array}{l} \text{Zwillingslokomotiven} \text{ ————— } L = +v + 3H + \frac{Hv}{40} \\ \text{Verbundlokomotiven} \text{ - - - - - } L = -v + 3H + \frac{Hv}{20} \end{array}$$

bis zur Geschwindigkeit der höchsten Leistung. Hierbei ist indessen immer vorausgesetzt, daß die Dampfspannung und das ganze Triebwerk, insbesondere die Dampfzylinder nach den vorangegangenen Untersuchungen und Berechnungen die richtige Größe haben. In der Zahlentafel 56 sind einige Beispiele der berechneten und aus besonderen Beobachtungen erlangten Leistungswerte zusammen- und die ersteren in der Fig. 424 bildlich dargestellt.

Zahlentafel 56.

## Berechnung

der Lokomotivkraft aus der Formel  $L = \pm v + 3H + \frac{Hv}{40 \text{ bzw. } 20}$

| Lfde. Nr. | Gekupp.       | Bauart<br>Zwillling<br>oder<br>Verbund        | Zahl der<br>Zylinder | Zug-<br>gattung | Zug-<br>schwin-<br>digkeit<br>$v$ | Heizfl.<br>$H$ | Leistung $L$       |                       | Verhält-<br>nis<br>$\frac{L}{H}$ |     |
|-----------|---------------|---|----------------------|-----------------|-----------------------------------|----------------|--------------------|-----------------------|----------------------------------|-----|
|           |               |   |                      |                 |                                   |                | nach der<br>Formel | nach der<br>Beobacht. |                                  |     |
| 1         | $\frac{2}{3}$ | $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$         | Zwillling            | 2               | Pers.                             | 60             | 95                 | 488                   | 506                              | 5,1 |
| 2         | $\frac{2}{4}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 0}{2 \cdot B}$         | Verbund              | 2               | Schnellz.                         | 60             | 119                | 654                   | 710                              | 5,5 |
| 3         | $\frac{2}{5}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ | „                    | 4               | „                                 | 80             | 155                | 1005                  | 1000                             | 6,5 |
| 4         | $\frac{2}{5}$ | $\frac{4 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot B \cdot 1}$ | „                    | 4               | „                                 | 100            | 166<br>(240)       | 1228                  | 1170                             | 5,1 |
| 5         | $\frac{3}{3}$ | $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$                 | Zwillling            | 2               | Güterzug                          | 40             | 125                | 540                   | 500                              | 4,3 |
| 6         | $\frac{3}{3}$ | $\frac{0 \cdot 6 \cdot 0}{C}$                 | Verbund              | 2               | „                                 | 40             | 122                | 570                   | 577                              | 4,7 |
| 7         | $\frac{4}{4}$ | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$                 | Zwillling            | 2               | „                                 | 40             | 144                | 616                   | 662                              | 4,3 |
| 8         | $\frac{4}{4}$ | $\frac{0 \cdot 8 \cdot 0}{D}$                 | Verbund              | 2               | „                                 | 40             | 140                | 660                   | 650                              | 4,7 |
| 9         | $\frac{5}{5}$ | $\frac{0 \cdot 10 \cdot 0}{E}$                | „                    | 2               | „                                 | 40             | 203                | 975                   | 1015                             | 4,8 |

## 2. Der Dampfkessel.

## A. Berechnung der Dampfentwicklung.

Der theoretische Dampfverbrauch einer Lokomotive ist  $M = \frac{u \varepsilon v \gamma}{1000}$  kg/st, wobei zu bemerken ist, daß dieser Wert besonders bei kleinen Geschwindigkeiten, infolge verstärkter Abkühlung des Dampfes in den Zylindern, überschritten und bei höheren Geschwindigkeiten infolge der Dampfdrosselung nicht erreicht wird.

Im Beharrungszustand der Dampfentwicklung muß diese dem Verbrauch vollkommen gleich sein, und hieraus ergibt sich die erforderliche Heizfläche  $H = \frac{M}{k}$ . Es kommt daher zunächst auf diese spezifische Dampfentwicklungsfähigkeit des Kessels an; sie ist, wie wir bereits wissen, sehr verschieden und liegt ungefähr zwischen 30 und 80 kg/qm u. St. Im Abschnitt III, 1 sind die näheren Angaben hierüber zu finden. Für Zwillingslokomotiven kann die Ziffer für die größte Lokomotivleistung als unveränderlich angenommen werden, und zwar



- für Personenzug-Lokomotiven etwa 30 bis 40,  
 „ Güterzug-Lokomotiven etwa 30 und  
 „ Nebenbahn-Tender-Lokomotiven etwa 32 bis 36.

Bei Verbundlokomotiven ist die Ziffer in stärkerem Grade von der Geschwindigkeit abhängig, mit der sie wächst. Die Zahlentafel 57 gibt noch einmal eine Zusammenstellung dieser Werte von  $k$  und des zugehörigen Vakuums.

Zahlentafel 57. Dampfentwicklung.  
Zwillings-Lokomotiven.

| Bauart der Lokomotive | Ge-kupp. mm         | Nähe-re Bez. | Dampf-span-nung $p$<br>kg/qcm | Rost-fläche $F$<br>qm | Heizfläche             |                               |                          | Siederohre                    |                   | Vakuum                        |     | Verdampfung                 |     |
|-----------------------|---------------------|--------------|-------------------------------|-----------------------|------------------------|-------------------------------|--------------------------|-------------------------------|-------------------|-------------------------------|-----|-----------------------------|-----|
|                       |                     |              |                               |                       | direkte<br>$H_1$<br>qm | indi-<br>rekte<br>$H_2$<br>qm | Ges-<br>amt<br>$H$<br>qm | Durch-<br>messer<br>$d$<br>mm | Länge<br>$l$<br>m | von<br>$\varphi$<br>cm Wasser | bis | von<br>$k$<br>kg/qm und St. | bis |
| $\frac{2}{3}$         | $\frac{2.4.0}{1.B}$ | Alte Normal  | 10                            | 1,79                  | 6,5                    | 85,3                          | 91,8                     | 41                            | 3,5               | 7,6                           |     |                             | 38  |
| $\frac{2}{3}$         | $\frac{2.4.0}{1.B}$ | neue         | 12                            | 1,87                  | 6,0                    | 89,4                          | 95,4                     | 46                            | 3,5               | 8,7                           |     |                             | 40  |
| $\frac{2}{4}$         | $\frac{4.4.0}{2.B}$ | —            | 12                            | 2,30                  | 9,1                    | 115,9                         | 125,0                    | 41                            | 3,9               | 8,7                           |     |                             | 46  |
| $\frac{3}{3}$         | $\frac{0.6.0}{C}$   | Haupt-bahn.  | 10                            | 1,53                  | 7,8                    | 117,0                         | 124,8                    | 45                            | 4,3               | 6,9                           |     |                             | 30  |
| $\frac{3}{3}$         | $\frac{0.6.0}{C}$   | Neben-bahn.  | 12                            | 1,30                  | 4,6                    | 56,0                          | 60,6                     | 41                            | 3,2               | 6,4                           |     |                             | 36  |
| $\frac{4}{4}$         | $\frac{0.8.0}{D}$   | —            | 10                            | 2,25                  | 10,6                   | 133,3                         | 143,9                    | 41                            | 3,4               | 7,5                           |     |                             | 40  |

Verbund-Lokomotiven.

|               |                       |        |    |      |      |       |       |    |     |      |      |      |    |
|---------------|-----------------------|--------|----|------|------|-------|-------|----|-----|------|------|------|----|
| $\frac{2}{4}$ | $\frac{4.4.0}{2.B}$   | 2 Zyl. | 12 | 2,30 | 8,6  | 109,4 | 118,0 | 41 | 3,9 | 7,0  | 11,0 | 44   | 54 |
| $\frac{2}{4}$ | $\frac{4.4.0}{2.B}$   | 4 „    | 14 | 2,28 | 11,4 | 110,6 | 122,0 | 41 | 3,8 | 7,0  | 17,0 | 48   | 76 |
| $\frac{2}{5}$ | $\frac{4.4.2}{2.B.1}$ | 4 „    | 14 | 2,72 | 14,6 | 140,7 | 155,3 | 45 | 4,2 | 6,0  | 24,0 | 49   | 81 |
| $\frac{2}{5}$ | $\frac{4.4.2}{2.B.1}$ | Serve  | 16 | 3,01 | 10,5 | 220,8 | 231,3 | 65 | 4,6 | 14,0 | 36,5 | 32,5 | 66 |
| $\frac{3}{3}$ | $\frac{0.6.0}{C}$     | Normal | 12 | 1,53 | 7,7  | 110,7 | 118,4 | 45 | 4,5 | 4,5  | 11,0 | 32   | 50 |
| $\frac{3}{4}$ | $\frac{2.6.0}{1.C}$   | Eilgut | 12 | 2,30 | 10,4 | 128,4 | 138,0 | 45 | 4,1 | 5,0  | 11,0 | 32   | 46 |
| $\frac{4}{4}$ | $\frac{0.8.0}{D}$     | Güter  | 12 | 2,25 | 9,6  | 130,4 | 144,0 | 45 | 4,1 | 5,5  | 11,5 | 38   | 52 |
| $\frac{4}{4}$ | $\frac{0.8.0}{D}$     | Mallet | 12 | 1,95 | 9,7  | 132,3 | 142,0 | 45 | 4,3 | 7,0  | 13,0 | 40   | 50 |

Nach der Feststellung der gesamten Heizfläche  $H$  ist ihre Verteilung auf die Feuerbuchse und die Siederohre vorzunehmen und dabei zu beachten, daß die Heizkraft der (direkten) Heizfläche der Feuerbuchse bedeutend größer ist als die der (indirekten) Siederohre. Nach der im Abschnitt I, 3 aufgestellten Theorie und dem im Abschnitt II, 2 gegebenen Beispiele einer  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Atlantiklokomotive ist die Verdampfung der Feuerbuchse 43,5 und die der Siederohre 56,5% der ganzen. Hieraus folgt nach der oben bezeichneten

Theorie, daß, wenn die Verdampfungsfähigkeit der direkten Heizflächeneinheit  $= \frac{43,5}{12} = 3,625 = 1$  gesetzt wird, diejenige

|  |                            |
|--|----------------------------|
| des ersten laufenden Meters der Siederohre | $\frac{35,8}{123} = 0,29,$ |
| „ zweiten „ „ „ „                          | $\frac{11,6}{123} = 0,09,$ |
| „ dritten „ „ „ „                          | $\frac{5,7}{123} = 0,05,$  |
| „ vierten „ „ „ „                          | $\frac{3,4}{123} = 0,03$   |

beträgt, indem  $\frac{43,5}{12} \cdot 34 = 3,625 \cdot 34 = 123$  ist.

Im vorliegenden Beispiel der  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Schnellzug-Lokomotive ergeben sich die Ziffern

|   |               |         |
|---|---------------|---------|
| für die Feuerbuchse                         | 43,5%         | } 56,5% |
| „ den ersten laufenden Meter der Siederohre | 35,8%         |         |
| „ „ zweiten „ „ „ „                         | 11,6%         |         |
| „ „ dritten „ „ „ „                         | 5,7%          |         |
| „ „ vierten „ „ „ „                         | 3,4%          |         |
|   | <u>100,0%</u> |         |

bei 4 m langen Siederohren und einer mittleren Dampfentwicklung von  $k = 67$  kg/qm u. St. Hieraus ergibt sich für das Verhältnis  $\frac{H_1}{H_2} = \frac{12}{136} = \frac{1}{11,3}$  ein Verhältnis der Dampfentwicklungen  $\frac{k_1}{k_2} = \frac{43,3}{56,5} \cdot 11,3 = 8,7$ .

Zahlentafel 58.

#### Direkte und indirekte Heizflächen.

| Bauart der Lokomotive           |                                 | $\frac{2}{3}$<br>Pers.<br>Zug | $\frac{3}{3}$<br>Haupt-<br>bahn | $\frac{3}{3}$<br>Neben-<br>bahn | $\frac{2}{5}$<br>Schn-<br>Zug |                  |
|---------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|------------------|
| Rostfläche . . . . .            | $F$                             | 1,9                           | 1,5                             | 1,4                             | 2,7                           |                  |
| Direkte Heizfläche . . . . .    | $H_1$                           | 6,0                           | 7,8                             | 4,6                             | 12,0                          |                  |
| Indirekte Heizfläche . . . . .  | $H_2$                           | 89,4                          | 117,0                           | 56,0                            | 136,0                         |                  |
| Gesamte Heizfläche . . . . .    | $H$                             | 95,4                          | 124,8                           | 60,6                            | 148,0                         |                  |
| Verhältnis . . . . .            | $\frac{H_1}{H_2}$               | $\frac{1}{15}$                | $\frac{1}{15}$                  | $\frac{1}{12}$                  | $\frac{1}{11}$                |                  |
| Länge der Siederohre . . . . .  | $l$                             | 3,5                           | 4,3                             | 3,2                             | 4,0                           |                  |
| Dampferzeugung . . . . .        | $k$                             | 40                            | 30                              | 36                              | 67                            | kg/qm $H$ u. St. |
| „ in der Feuerbuchse . . . . .  | $k_1$                           | 236                           | 174                             | 200                             | 357                           | „                |
| „ im Langkessel . . . . .       | $k_2$                           | 27                            | 20                              | 23                              | 41                            | „                |
| „ „ „ in 1 lauf. Meter          | —                               | 66                            | 55,5                            | 52                              | 105                           | „                |
| „ „ „ „ 2 „ „                   | —                               | 17,5                          | 17                              | 13,5                            | 33,5                          | „                |
| „ „ „ „ 3 „ „                   | —                               | 8                             | 8,5                             | 6                               | 16,5                          | „                |
| „ „ „ „ 4 „ „                   | —                               | 5                             | 5                               | 4,5                             | 10                            | „                |
| „ „ „ „ 5 „ „                   | —                               | —                             | 2,5                             | —                               | —                             | „                |
| Verhältnis . . . . .            | $\frac{k_1}{k_2}$               | $\frac{t_1}{t_2}$             | $\frac{1300}{150}$              | konstant                        | $= 8,7$                       |                  |
| Kohlenverbrauch $K:F$ . . . . . | $\frac{k \cdot H}{F \cdot \xi}$ | 268                           | 333                             | 208                             | 490                           |                  |



In der Fig. 425 sind diese Verhältnisse auch bildlich dargestellt, und die Zahlen-tafel 58 enthält dieselben für vier Lokomotivbauarten, woraus zu erkennen ist, in welchem Grade die Dampfbildung mit der Entfernung von der Wärmequelle abnimmt und wie geringfügig die Wirksamkeit der Siederohre wird, wenn ihre Länge etwa 3,5 m übersteigt. Dies zeigt auch ein Beispiel aus der Praxis. Es ist bekannt, daß die Dampferzeugung der  $\frac{3}{3}$  gekuppelten preußischen Normal-Tenderlokomotive für Nebenbahnen eine auffallend größere ist als bei der  $\frac{3}{3}$  gekuppelten für Hauptbahnen, die 4,3 m lange Siederohre hat, so daß sich ihre Dampferzeugung wie folgt berechnet:

$$k = \frac{H_1 k_1 + H_2 k_2}{H_1 + H_2} = \frac{7,8 \cdot 174 + 27,2 (55,5 + 17 + 8,5 + 5) + 8,2 \cdot 2,5}{124,8} = 30 \text{ kg/qm u. St.}$$

Wenn nun die Siederohre bei dieser Lokomotive um 1 m kürzer, also nur 3,3 m lang gemacht würden, so erhielt man einen Wert für

$$k = \frac{7,8 \cdot 174 + 27,2 (55,5 + 17 + 8,5) + 8,2 \cdot 5}{97,6} = 37,$$

und in der Tat entwickelt die  $\frac{3}{3}$  gekuppelte Nebenbahn-Lokomotive, bei 3,2 m Rohrlänge und einem Verhältnis der Heizflächen

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{4,6}{56,0} = \frac{1}{15}$$

eine Dampfmenge von 36 kg/qm u. St. Es war daher nötig, auf diese bestimmend einwirkenden Verhältnisse näher einzugehen. Zunächst sei noch bemerkt, daß die verschiedenen mittleren Verdampfungswerte durch eine größere Anstregung des Feuers erhöht und unter Umständen auf das Doppelte gesteigert werden können, wie dies auch von den ortsfesten Dampfkesseln her bekannt ist, jedoch nur meistens auf Kosten der Wirtschaftlichkeit, indem hierbei die Wärmeverluste gesteigert werden. Im übrigen wird man aber bestrebt sein müssen, besonders bei Gebirgslokomotiven die indirekte Heizfläche so klein als möglich zu machen, um die tote Kessellast zu verringern.

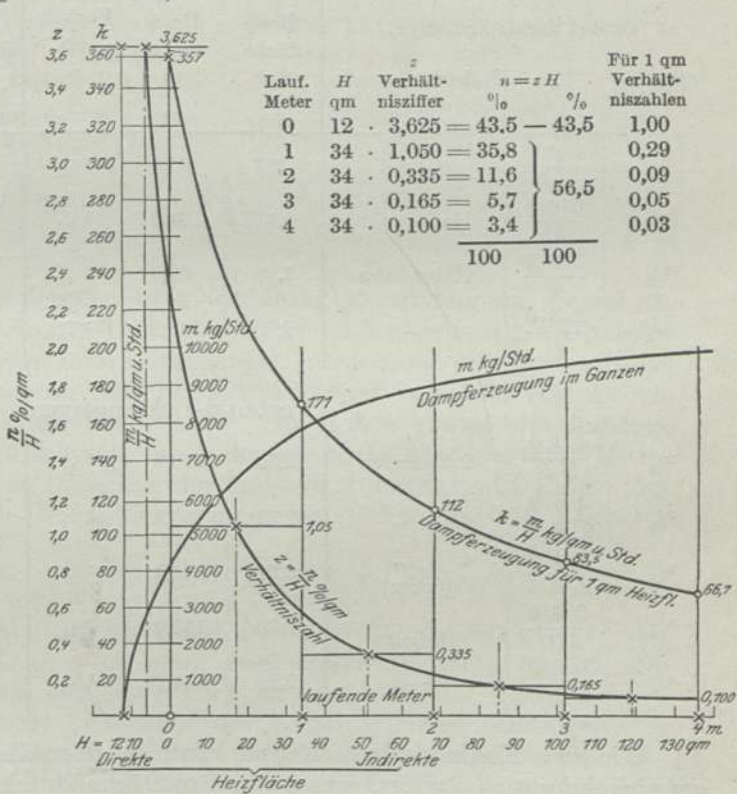


Fig. 425. Direkte und indirekte Heizflächen.

### B. Entwerfen des Dampfkessels.

Die direkte Heizfläche hängt nun in erster Linie von der Rostfläche ab, deren Größe sich aus der zu verbrennenden Kohlenmenge ergibt. Ist  $\xi$  die Verdampfungsziffer des Heizmaterials, so ist die entwickelte Dampfmenge  $M = K \cdot \xi$ ,

also der Kohlenverbrauch  $K = \frac{M}{\xi}$ . Ist z. B.  $M = 10 \text{ cbm/st}$  und  $\xi$  für westfälische Kohle  $= 7,5 \text{ kg/kg}$ , so ergibt sich ein Kohlenverbrauch von

$$K = \frac{10 \cdot 1000}{7,5} = 1333 \text{ kg/st.}$$

Jetzt kommt es wieder darauf an, einen bestimmten Grad der Feueranstrengung festzusetzen; denn der Kohlenverbrauch  $\frac{K}{F}$  kg/qm Rostfl. u. St. ist verschieden; er ist in der Regel bei der größten Leistung etwa 350 kg, steigert sich aber namentlich bei Verbundlokomotiven noch bis über 600 kg; siehe Zahlentafel 59.

Zahlentafel 59.

## Kohlenverbrauch.

## Zwillings-Lokomotiven.

| Gekupp.<br>m/n | Bauart der Lokomotive |                    | Rostfläche<br>$F$<br>qm | Heizfläche<br>$H$<br>qm | Verhältnis<br>$\frac{F}{H}$ | Größte Verdampf.                |                        | Kohlenverbrauch        |   |
|----------------|-----------------------|--------------------|-------------------------|-------------------------|-----------------------------|---------------------------------|------------------------|------------------------|---|
|                |                       | Nähere Bezeichnung |                         |                         |                             | für 1 qm<br>$k$<br>kg/qm u. St. | im ganzen<br>$M$<br>kg | im ganzen<br>$K$<br>kg | für 1 qm<br>$\frac{K}{F}$<br>kg/qm u. St. |
| $\frac{2}{3}$  | $\frac{2.4.0}{1.B}$   | normal             | 1,87                    | 95,4                    | $\frac{1}{51}$              | 40                              | 3816                   | 509                    | 272                                       |
| $\frac{3}{3}$  | $\frac{0.6.0}{C}$     | Hauptbahn          | 1,53                    | 124,8                   | $\frac{1}{75}$              | 30                              | 3744                   | 500                    | 327                                       |
| $\frac{3}{3}$  | $\frac{0.6.0}{C}$     | Nebenbahn          | 1,30                    | 60,6                    | $\frac{1}{47}$              | 36                              | 2182                   | 291                    | 224                                       |
| $\frac{4}{4}$  | $\frac{0.8.0}{D}$     | —                  | 2,25                    | 143,9                   | $\frac{1}{64}$              | 40                              | 5756                   | 766                    | 340                                       |

## Verbund-Lokomotiven.

|               |                       |                |      |       |                |    |       |      |     |
|---------------|-----------------------|----------------|------|-------|----------------|----|-------|------|-----|
| $\frac{2}{4}$ | $\frac{4.4.0}{2.B}$   | 2 Zylinder     | 2,30 | 118,0 | $\frac{1}{51}$ | 54 | 6372  | 850  | 370 |
| $\frac{2}{5}$ | $\frac{4.4.2}{2.B.1}$ | 4 „            | 2,72 | 155,3 | $\frac{1}{57}$ | 81 | 12579 | 1677 | 617 |
| $\frac{2}{5}$ | $\frac{4.4.2}{2.B.1}$ | 4 „<br>(Serve) | 3,01 | 231,3 | $\frac{1}{77}$ | 66 | 15266 | 2035 | 675 |
| $\frac{3}{4}$ | $\frac{2.6.0}{1.C}$   | Eilgut         | 2,30 | 138,0 | $\frac{1}{60}$ | 46 | 6348  | 846  | 368 |
| $\frac{4}{4}$ | $\frac{0.8.0}{D}$     | —              | 2,25 | 144,0 | $\frac{1}{64}$ | 52 | 7468  | 1000 | 444 |

Wie der Kohlenverbrauch und etwa in demselben Grade auch die Dampfentwicklung sich ändert, wenn die Rostfläche durch Abdecken teilweise auf  $\frac{3}{4}$  und  $\frac{1}{2}$  verkleinert wird, zeigt die Fig. 426 auf Grund der Versuchsergebnisse Henrys für drei verschiedene Stärken des Luftzugs.

Die Rostfläche ist im Verhältnis zur gesamten Heizfläche  $\frac{1}{50}$  bis etwa  $\frac{1}{70}$ . Sie ist ihrerseits wieder begrenzt durch die menschliche Kraft und Ausdauer, wenn man sich auf einen einzigen Heizer beschränken will, so daß die Rostlänge das Maß von 2,75 m nicht überschreiten sollte. Die Breite ist durch das Spurmaß bestimmt = 1,1 bis 1,2 m, oder die Feuerbuchse muß, unter entsprechendem Verlust an Tiefe, über dem Rahmstück angebracht werden (Wootten), so daß dann der Rost allerdings eine Breite bis 2,5 m erlangen kann. Welchen Wert aber die Tiefe der Feuerbuchse für die wirtschaftliche Ausnutzung des Heiz-



materials besitzt, ist im Abschnitt I, 1 näher ausgeführt worden. Man wird daher nur ungerne infolge einer unerläßlichen Größe des Rostes oder der Anordnung einer Achse unter demselben auf eine größere Feuerbuchstiefe verzichten, wobei zu beachten ist, daß zur Verhütung einer nachteiligen Erwärmung der Aschkasten mindestens 60 und der Rost 120 mm von der Achswelle entfernt bleiben muß. Der obere Teil der Feuerbuchshöhe ist unmittelbar vom niedrigsten Wasserspiegel abhängig.

Die Zahl und Weite der Siederohre ist wieder vom Kesseldurchmesser abhängig, der früher bei tieferer Kessellage ebenfalls beschränkt war. Er war bei einer Höhe der Kesselmitte von 2 m über der Schienenoberkante gewöhnlich 1350 mm, mit Ausnahme der Bauart mit Außenrahmen und Hall'schen Aufsteckkurbeln, die einen größeren Kesseldurchmesser zulassen. Jetzt konnte er bei Kesselhöhen über 2780 mm bis zu 1500 mm gesteigert werden. Die neuesten bayerischen  $\frac{2}{5}$  gekuppelten Atlantiklokomotiven haben eine Höhenlage des Kessels von 2865 mm, einen Kesseldurchmesser von 1577 mm und 283 Siederohre; vgl. die Mitteilungen des Herrn Ministerialrat v. Weiß in der Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, Nr. 11.

Ferner ist die Zahl der Siederohre auch von ihrer Anordnung im Kessel abhängig; erfolgt sie wie gewöhnlich, in senkrechten Reihen mit gleichseitiger Dreiecksanordnung, so können erheblich mehr Rohre angebracht werden, als bei quadratischer Anordnung. Wenn z. B. im ersten Fall bei einem Kessel von 1350 mm Durchmesser und einer 1170 mm breiten Feuerbuchse 223 Rohre von 45 mm äußerem Durchmesser angebracht werden können, wenn der geringste Abstand ihrer Mitten von der Wand 55 mm beträgt, so fallen bei der anderen Anordnung 24 Rohre fort. Die Rohrmitten umfassen bei der Dreiecksanordnung eine Fläche von  $100\frac{1}{4}$  Rhomben

$$= 100\frac{1}{4} \cdot 65 \sqrt{65^2 - \left(\frac{65}{2}\right)^2} = 100\frac{1}{4} \cdot 65 \cdot 56\frac{1}{4} = 3665 \text{ qcm}$$

bzw. bei der quadratischen Einteilung 85 Quadrate  $= 85 \cdot 65^2 = 3591 \text{ qcm}$ , so daß zunächst schon 74 qcm an Fläche, oder etwa zwei Quadrate, entsprechend zwei Rohren verloren gehen und dann außerdem noch 22 oder 10% der Gesamtzahl.

Die Anordnung der Siederohre in senkrechten Reihen hat aber einen gewissen Vorteil, indem sich der Kesselstein nicht allein auf den die Deckung bildenden Rohren ablagert, sondern auf den Kesselboden durchfällt, wo er als Schlamm durch Auswaschen gründlicher entfernt werden kann. Der innere Durchmesser der Siederohren ist jetzt in der Regel 45 mm bei einer Wandstärke von  $2\frac{1}{2}$  mm. Bei einer Rohrmittentfernung von 70 mm beträgt dann die Stegstärke zwischen den Rohren 20 mm, was als das geringste Maß zu betrachten ist. Es empfiehlt sich sogar, dieselbe an den oberen Ecken durch Wegfall einiger Rohre größer zu machen, um die Haltbarkeit und Dauer der kupfernen Rohrwände zu erhöhen.

Nach den schon mehrfach erwähnten Versuchen von Henry ergab sich beim Ausschalten von 5, 10 und 15% der Siederohre die in der Fig. 427 dargestellte Änderung in der Dampfentwicklung bei einem Vakuum von 4,5 bzw. 7,5 cm Wassersäule.

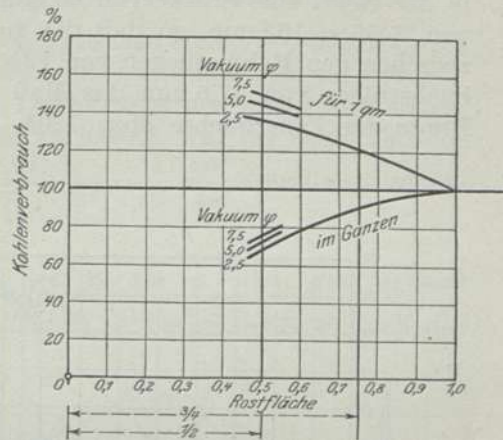


Fig. 426. Kohlenverbrauch.  
Einfluß der Größe der Rostfläche.

Ferner zeigt die Fig. 428 die Einwirkung der Siederohrweite auf das Vakuum bei verschiedener Dampfentwicklung.<sup>1)</sup>

Die kupferne Feuerbuchse und der eiserne Hinterkessel werden unten am besten durch einen eisernen Rahmen verbunden, der seitlich in der Regel eine Stärke von 60 mm erhält und bei doppelter Nietreihe eine Höhe von  $3 \cdot 55 = 105$  mm, so daß die äußere Breite des Kessels bei einer Entfernung zwischen den Rahmstücken von 1240 mm und einer Stärke der angenieteten Feuerbuchsträger von 17,5 mm das Maß  $1240 - 35 = 1205$  mm erhält und die äußere Breite der Feuerbuchse oben  $1205 - 4 \cdot 15 = 1145$  mm.

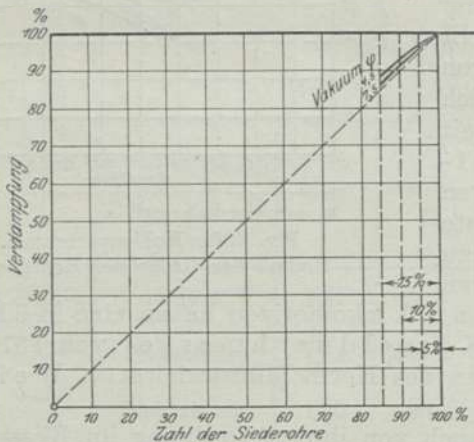


Fig. 427. Verdampfung.  
Einfluß der Zahl der Siederohre.

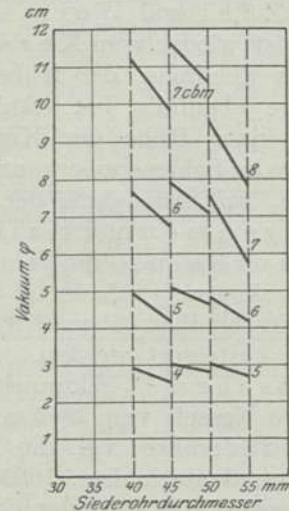


Fig. 428. Vakuum. Einfluß der Siederohrweite. Wasserverbrauch 4—8 cbm/st. Kesselüberdruck 15 Atm.

Der Wasserraum des Kessels ergibt sich von selbst aus der niedrigsten Höhe des Wasserspiegels = 100 mm über dem obersten Punkt der Feuerbuchsdecke, während der Dampfraum nicht unerheblich vergrößert werden kann durch die flache Anordnung der Decke des Belpaire-Kessels und durch den Dampfdom, der auch noch als Dampfsammler zum Nachtrocknen des Dampfes kaum entbehrlich ist. Der Inhalt eines solchen von 650 mm Durchmesser und 800 mm Höhe ist etwa  $\frac{1}{4}$  cbm, wovon allerdings noch der Rauminhalt der darin befindlichen Teile des Dampfregulators in Abzug zu bringen ist. Falls auf die Dampftröcknung ein höherer Wert gelegt wird, so erscheint die österreichische Bauart mit zwei Dampfdomen und einem Verbindungsrohr noch vorteilhafter. Der zur Entnahme des Verbrauchsdampfes bestimmte Dom sollte eigentlich so weit als möglich von der Stelle der stärksten Dampfbildung abgerückt, also auf dem vordersten Kesselschuß angebracht werden; in manchen Fällen dient er indessen auch zum Ausgleich der Achsbelastungen. Das Mannloch im Dom erhält einen Durchmesser von 350 mm. Das Feuerloch zur Aufgabe des Heizmaterials an der Kesselhinterwand erhält eine Höhe von 300 und eine Breite von etwa 400 mm bei einer Höhenlage seiner Unterkante über dem Führerstand etwa von 300 bis 500 mm. Die Verbindung zwischen der inneren und äußeren Feuerkiste erfolgt an dieser Stelle entweder durch einen Ring aus Stahlformguß, ohne Kröpfung der kupfernen Wand, oder noch besser nach der bekannten Webb'schen Bauart.

<sup>1)</sup> Müller, Wirklicher Geheimer Oberbaurat. Anordnung der Heizrohre in amerikanischen und deutschen Lokomotivkesseln. Verkehrstechnische Woche 1909, Nr. 14 und 15.



## C. Festigkeitsberechnungen.

### a) Die kupferne Feuerbuchse.

Die ebenen Teile der Platten werden in quadratischen Feldern durch Stehbolzen und Anker gehalten. Denkt man sich einen Streifen von der Länge  $a$  und 1 cm Breite abgetrennt, so hat er einer dem Dampfüberdruck  $p$  entsprechenden, gleichmäßig verteilten Last  $p \cdot a \cdot 1$  kg Widerstand zu leisten, was bei einer Plattenstärke von  $h$  zu einer Materialspannung  $\sigma = \frac{P \cdot a}{12 \cdot \frac{1 \cdot h^2}{6}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{p a^2}{h^2}$  führt und infolge

der quadratischen Unterstüztung nur  $= \frac{1}{4} \cdot \frac{p a^2}{h^2}$ ; z. B. für  $p = 15$ ,  $a = 10$  und  $h = 1,5$ ,  $= \frac{1}{4} \cdot \frac{15 \cdot 10^2}{1,5^2} = 167$  kg/qcm. Nun ist ferner zu berücksichtigen, daß das

Kupfer der Feuerbuchse nach und nach verzehrt, also schwächer wird, etwa bis auf 7,5 mm, wodurch sich die Beanspruchung schon auf das 4 fache steigert  $= 668$  kg/qcm. Schließlich ist auch noch zu berücksichtigen, daß das Kupfer durch die starke Erwärmung, namentlich wenn die Wärmeabgabe infolge Kesselsteinablagerungen stark verzögert wird, an seiner Festigkeit ganz erheblich einbüßt, so daß die Sicherheit bei der ursprünglichen Festigkeit von etwa  $3000$  kg/qcm  $= \frac{3000}{668}$

$= 4,5$  noch wesentlich kleiner wird, so daß tatsächlich sehr oft starke Durchbiegungen und Brüche eintreten. Fig. 429 zeigt durch eine bildliche Darstellung, in welchem Grade die ursprüngliche Festigkeit des Kupfers von  $2300$  kg/qcm mit zunehmender Erwärmung kleiner wird. Die Durchbiegung eines quadratischen Feldes von der Seite  $a$  cm und der Stärke  $0,75$  cm berechnet sich nach der Formel

$$\delta = \frac{1}{64} \cdot \frac{p \cdot a^4}{h^3 \cdot E} = \frac{1}{64} \cdot \frac{15 \cdot 10^4}{0,75^3 \cdot 1000000} = 0,06 \text{ mm,}$$

bei einem Elastizitätsmodul von  $E = 1$  Mill. Allein diese Beanspruchung durch die bloße Belastung des Dampfdrucks tritt wesentlich gegen diejenige der Erwärmung zurück, wie sich aus den tatsächlich eintretenden Deformationen ergibt.

In einem besonderen Fall waren die Felder einer Feuerbuchsdecke zwischen den um 105 mm voneinander entfernten Deckenankern um 6 mm durchgebogen. Diese Beulen konnten also durch den Dampfdruck allein unter keinen Umständen herbeigeführt worden sein, sondern nur durch Überhitzung. Die Rechnung ergibt, daß die 80 mm lange grade Strecke zwischen den Ankern bei der Krümmung sich um  $1\frac{1}{3}$  mm ausgedehnt haben mußte, woraus auf eine Temperatur von

$$t = \frac{1\frac{1}{3}}{80 \cdot \alpha} = \frac{1\frac{1}{3} \cdot 582 \cdot 100}{80} = 970^\circ$$

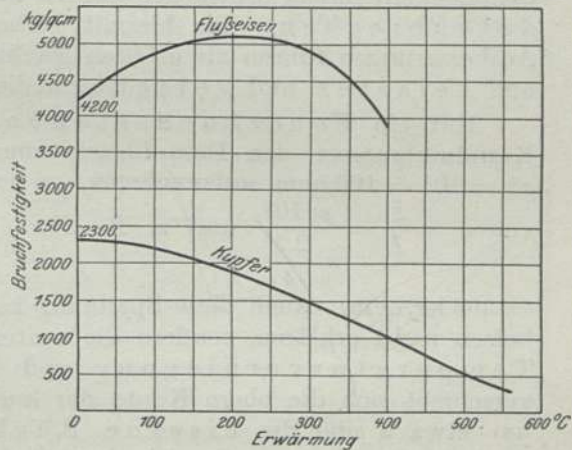


Fig. 429. Festigkeit des Kupfers und Flußeisens bei seiner Erwärmung.

zu schließen sein würde. Mit einer solchen Verbiegung ist natürlich auch eine ganz unzulässige Erhöhung der Materialspannung, sowie ein Undichtwerden der Anker im Gewinde verbunden.

Diese Temperaturspannungen treten bei Dampfkesseln auch im regelmäßigen Betrieb auf und können sehr störend und gefährlich werden. Nach besonderen Messungen dehnt sich die kupferne Rohrwand an ihrer Oberkante nach oben um 4 mm aus, während der an der Decke festgenietete Flantsch, durch die Deckanker festgehalten, zurückbleibt; die Folge davon ist, daß der Flantsch nach unten verbogen wird und Brüche in der Hohlkehle eintreten. Ferner dehnen sich auch die Seitenwände des kupfernen Mantels ziemlich stark nach vorn aus, während der mittlere Teil der Rohrwand infolge der steifen Rohrverankerung nicht nachfolgen kann, so daß ein Ausbauchen der Wand nach hinten eintritt. Durch dies einseitige Verziehen der Rohrwand werden auch die Siederohrlöcher unrund, so daß bei nicht sorgfältig bewirkter Nachdichtung durch gewaltsames Aufwalzen und Ausbohren die Stege zwischen den Löchern immer schwächer werden und Anrisse erhalten, später auch ganz durchbrechen. Die hiermit verbundenen zeitraubenden und kostspieligen Ausbesserungen führen als größten Nachteil die zu lange Ausbesserungszeit herbei und belasten und verteuern die Werkstätten in höchstem Grade.

Hat ein Feuerbuchsstehbolzen oder Deckanker von 25 mm Kerndurchmesser den Dampfdruck eines quadratischen Feldes von der Größe  $a^2 = 10^2 = 100$  qcm aufzunehmen, so entsteht hierdurch eine Materialspannung

$$\text{von } \sigma = \frac{P}{F} = \frac{p \cdot 10^2}{\pi \cdot \frac{4}{4}} \text{ und z. B. für } p = 15 \text{ Atm. Dampfüberdruck} = \frac{15 \cdot 10^2}{4,9}$$

= 306 kg/qcm. Auch diese Spannung kann die oft wiederholten Brüche an Stehbolzen nicht erklären, sondern die weitere Ursache liegt auch hier wieder in der Temperaturverbiegung und Temperaturspannung. Z. B. verschiebt sich die obere Kante der kupfernen Hinterwand nach oben um etwa 3 und die eiserne Rückwand in derselben Höhe um 2 mm. Nach der Rechnung ergibt sich ebenfalls für 200° Erwärmung allein aus dem Unterschied der Ausdehnungskoeffizienten beider Metalle eine relative Verschiebung von

$$1200 \cdot 2 \left( \frac{1}{580} - \frac{1}{820} \right) = 1,2 \text{ mm.}$$

Bezeichnet  $P$  die Kraft am freien Ende eines eingeklemmten stabförmigen Körpers,  $l$  die Länge,  $E$  den Elastizitätsmodul des Materials,  $J$  das Trägheitsmoment des Bruchquerschnitts und  $\delta$  die Durchbiegung am Sitz der Kraft, so ist

$$P = \frac{J}{d} \cdot \frac{\sigma}{l} = \frac{3 \cdot EJ \delta}{l^3}; \text{ also die größte Materialspannung } \sigma = \frac{3}{2} \cdot \frac{dE \delta}{l^2} \text{ und daher im}$$

$$\text{vorliegenden Fall für die Mitte des Stehbolzens} = \frac{3}{2} \cdot \frac{2,5 \cdot 1000000 \cdot 0,5}{\left(\frac{10}{2}\right)^2 10} = 7500 \text{ kg/qcm;}$$

daher schon weit über der Bruchgrenze. In der Wirklichkeit bricht der Stehbolzen auch bei dieser Verbiegung nicht sofort, da er zunächst in seinem Sitze nachgibt und daselbst undicht wird; erst bei dem wiederholten Hin- und Herbiegen tritt nach und nach der Bruch ein.



## b) Der eiserne Kessel.

Die Blechstärke des Langkessels berechnet sich aus der Formel

$$\delta = \frac{p \cdot \frac{D}{2}}{\sigma} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma},$$

oder umgekehrt die Materialspannung

$$\sigma = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \delta} \text{ z. B. } = \frac{12 \cdot 135}{2 \cdot 1,5} = 540 \text{ kg/qcm,}$$

was bei einer Festigkeit von 4000 kg einer Sicherheit von  $\frac{4000}{540} = 7,4$  entspricht.

Das Kesselblech muß aber bei einem Sicherheitszuschlag von 2 mm Stärke für heiße Bearbeitung, nach einer mit der Zeit erfolgten Abrostung um 2 mm und bei einer im regelmäßigen Betrieb leicht eintretenden Erhöhung der Dampfspannung um 2 Atm. immer noch eine mehrfache Sicherheit gegen bleibende Verbiegung besitzen. Die Nachprüfung einer größeren Zahl in- und ausländischer Lokomotiven ergibt bei 10 bis 16 kg Dampfspannung,

1220 bis 2100 mm Kesseldurchmesser und  
12,5 bis 20 mm Blechstärke

eine Materialspannung von 460 bis 720 kg/qcm und daher bei einer Bruchfestigkeit des Materials von 4000 kg/qcm einen Sicherheitskoeffizienten von 5,6 bis 8,7. Bei den alten preussischen Normallokomotiven ist dieselbe 7,5 und bei den neuesten 6,8. Was den Einfluß der Erwärmung auf die Festigkeit des Eisens anbelangt, so ist er ein ganz anderer als beim Kupfer. Die Fig. 429 zeigt auch die Festigkeit des Flußeisens als Funktion der Erwärmung. Der Einfluß auf die Bruchdehnung und Querschnittsverminderung ist ein entgegengesetzter; siehe Bach, Z. Ver.

deutsch. Ing. 1904, Nr. 36. Ferner ist nach A. Schmitz, Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. 1903, S. 243, aus der Fig. 430 auch der Einfluß der Kohlung des Flußeisens auf die Festigkeitseigenschaften dieses Materials zu erkennen.

Die Hinterkessel erhalten außer der Absteifung der Rückwand durch Versteifungseckbleche, wie bei der vorderen Rohrwand, jetzt gewöhnlich ein System von Stehankern für die kupferne Feuerbuchsdecke und Queranker für die Seitenwände des eisernen Feuerbuchs mantels, und es soll nun untersucht werden, welche Spannungsverhältnisse hierbei eintreten. In der Fig. 431 ist ein halber Querschnitt  $\mathcal{A}\mathcal{B}$  einer solchen Feuerbuchs gezeichnet. Von  $\mathcal{B}$  bis  $\mathcal{C}$  reicht die Wirkung der Deckenstehanker, und bei  $\mathcal{D}$  befinden sich die Queranker. Denkt man sich das Blechstück  $\mathcal{A}\mathcal{B}$  in einer Breite von 1 cm herausgeschnitten, so sind zu den äußeren Kräften  $P$  des Dampfdrucks, sowie  $A$  und  $B$  in den Ankern die Materialspannungen  $S$  und  $T$  an den Querschnittsendflächen anzubringen, sowie bei  $\mathcal{A}$  eine etwaige wagerecht wirkende äußere Kraft  $S'$ . Diese

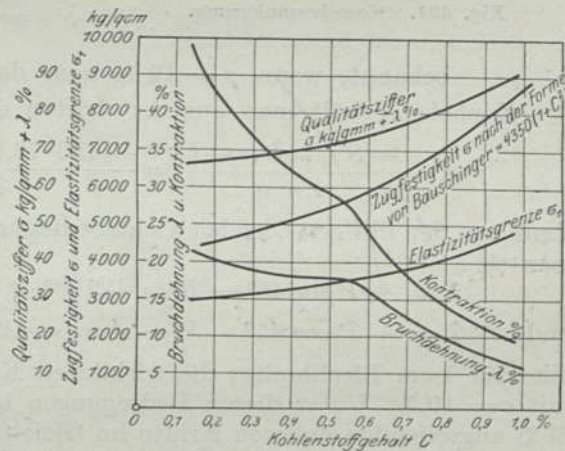


Fig. 430. Flußeisen.

äußeren Kräfte müssen sich im Gleichgewicht befinden, das durch folgende drei Gleichungen dargestellt wird, wenn in  $\mathcal{B}$  die Zugkräfte der vier halbseitig stehenden Deckenanker zusammengefaßt werden:

1.  $-P \cos 45^\circ + S' + T + A = 0.$
2.  $+P \sin 45^\circ - S - B = 0$  und für einen beliebigen Punkt der Kraftebene muß die Summe der Kraftmomente  $= 0$  sein, also z. B. für den Punkt  $M$ , in dem sich die Mittelkraft  $P$  des Dampfdrucks und die beiden Kräfte  $S$  und  $T$  schneiden, so daß
3.  $-S' r - A(r - a) + B(r - b) = 0.$  Von diesen Kräften sind die Dampfdruckkraft  $P = p \cdot \mathcal{A} \mathcal{B} = p \cdot 2 \cdot r \sin 45^\circ = 12 \cdot 2 \cdot 76,5 \cdot 0,707 = 1298 \text{ kg}$ , die Ankerspannung  $B = 4 \cdot p \cdot c = 4 \cdot 12 \cdot 10,5 = 504 \text{ kg}$  und die Reaktion bei  $\mathcal{A}$

$$S' = \frac{p \mathcal{A} \mathcal{D}}{2} \cdot \cos \frac{\beta}{2} = \frac{p}{2} \cdot (2r \sin \frac{\beta}{2}) \cdot \cos \frac{\beta}{2}$$

$$= \frac{p}{2} \cdot r \sin \beta = \frac{p \cdot a}{2} = \frac{12 \cdot 32}{2} = 192 \text{ kg}$$

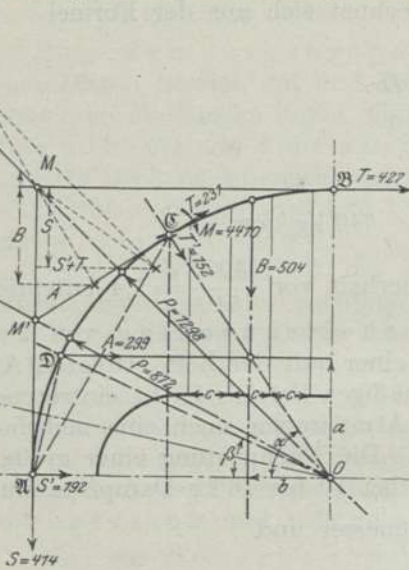


Fig. 431. Kesselverankerung.

bekannt, wenn  $p = 12 \text{ kg/qcm}$  den Dampfüberdruck bezeichnet.

Zunächst erhält man aus der dritten Gleichung die Ankerspannung

$$A = \frac{-S' r + B(r - b)}{r - a} = \frac{-192 \cdot 76,5 + 504(76,5 - 21)}{76,5 - 32} = 299 \text{ kg,}$$

dann aus den übrigen Gleichgewichtsbedingungen die Normalspannungen des Kesselmantels

$$S = +P \sin 45^\circ - B = +1298 \cdot 0,707 - 504 = 414 \text{ kg}$$

und  $T = +P \cos 45^\circ - S' - A = +1298 \cdot 0,707 - 192 - 299 = 427 \text{ kg,}$

alles für 1 cm Blechbreite; die wirklichen Kräfte erhält man durch Multiplikation mit  $c = 10,5$ . Unter diesen Bedingungen befinden sich die an dem Blechstreifen  $\mathcal{A} \mathcal{B}$  angreifenden äußeren Kräfte im Gleichgewicht, wie auch auf bildlichem Wege in der Figur festgestellt ist, wenn keine anderen Kräfte hinzutreten. Werden aber z. B. die Anker warm eingezogen, so kommen noch die Anfangsspannungen  $A'$  und  $B'$  hinzu, die sich allerdings bei eintretender Erwärmung wieder verringern und unter Umständen ganz verschwinden können.

Wird nun die Berechnung für den Punkt  $\mathcal{C}$  wiederholt, so wirken jetzt an dem abgetrennt gedachten Blechstück  $\mathcal{A} \mathcal{C}$

- die Dampfdruckkraft  $P$ ,
- die Material-Normalspannung  $S$  in  $\mathcal{A}$ ,
- die Reaktion  $S'$  in  $\mathcal{A}$ ,
- die Ankerspannung  $A$

und im Punkte  $\mathcal{C}$

- die Normalspannung  $T$ ,
- die Schubspannung  $T'$  und
- ein Kraftmoment  $+M$

als Ersatz für die an dem wegfallenden Teil  $\mathcal{C} \mathcal{B}$  des Kesselmantels etwa wirkenden Kräfte. Die Gleichgewichtsbedingungen für diese äußeren Kräfte sind jetzt:



1.  $-P \cos \frac{\alpha}{2} + S' + T \sin \alpha + T' \cos \alpha + A = 0,$
2.  $+P \sin \frac{\alpha}{2} - S + T \cos \alpha - T' \sin \alpha = 0$  und für den Durchschnittspunkt  $M'$  der Kräfte  $P, S$  und  $T$  die Momentengleichung,
3.  $-S' r \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - A \left( r \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - a \right) + T' r \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + M = 0.$

Die bekannten Kräfte sind

$$P = p \cdot \mathfrak{M} \mathfrak{C} = p \cdot 2 \cdot r \sin \frac{\alpha}{2},$$

$$\cos \alpha = \frac{2b}{r} = \frac{2 \cdot 21}{76,5} = 0,549,$$

$$\alpha = 56^\circ 42', \quad \frac{\alpha}{2} = 28^\circ 21',$$

$$\sin \alpha = 0,836,$$

$$\sin \frac{\alpha}{2} = 0,475, \quad \cos \frac{\alpha}{2} = 0,880,$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 0,539;$$

daher

$$P = 12 \cdot 2 \cdot 76,5 \cdot 0,475 = 872 \text{ kg},$$

$$A = 299 \text{ kg},$$

$$B = 504 \text{ kg},$$

$$S = 414 \text{ kg}$$

und

$$S' = 192 \text{ kg}.$$

Aus Gleichung 2 ergibt sich zunächst

$$T = \frac{-P \sin \frac{\alpha}{2} + S + T' \sin \alpha}{\cos \alpha}$$

und daher lautet die Gleichung 1

$$-P \cos \frac{\alpha}{2} + S' + \frac{-P \sin \frac{\alpha}{2} + S + T' \sin \alpha}{\cos \alpha} \cdot \sin \alpha + T' \cos \alpha + A = 0$$

$$\text{oder} \quad -P \cos \frac{\alpha}{2} + S' \cos \alpha + S \sin \alpha + T' + A \cos \alpha = 0$$

und hieraus erhält man

$$T' = P \cos \frac{\alpha}{2} - S \sin \alpha - (A + S') \cos \alpha$$

$$= 872 \cdot 0,88 - 414 \cdot 0,836 - (299 + 192) 0,549 = 152 \text{ kg};$$

ferner

$$T = \frac{-P \sin \frac{\alpha}{2} + S + T' \sin \alpha}{\cos \alpha} = \frac{-872 \cdot 0,475 + 414 + 152 \cdot 0,836}{0,549} = 231 \text{ kg}.$$

Das am Querschnitt  $\mathfrak{C}$  wirkende Kraftmoment ist

$$M = + (S' - T') r \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + A \left( r \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - a \right) = (S' - T' + A) r \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - A a$$

$$= (192 - 152 + 299) 76,5 \cdot 0,539 - 299 \cdot 32 = 4410 \text{ kgcm}.$$

Die bei  $\mathcal{C}$  wirkenden äußeren Kräfte:

|                        |                           |
|------------------------|---------------------------|
| die Normalspannung     | $T = 231 \text{ kg}$ ,    |
| die Tangentialspannung | $T' = 152 \text{ kg}$ und |
| das Kraftmoment        | $M = + 4410 \text{ kgcm}$ |

müßten sich nun unter den gegebenen Voraussetzungen mit den inneren Material-Widerstandskräften im Gleichgewicht befinden, wenn der Teil sich nicht verbiegen oder nicht brechen soll.

Während nun die Inanspruchnahme der Materialfestigkeit durch die Kräfte  $T$  und  $T'$  nur geringfügig ist, wirkt aber das Moment  $M$  um so mehr auf eine Verbiegung hin, indem sich der Teil  $\mathcal{C}$   $\mathcal{B}$ , soweit die kupferne Feuerbuchsdecke und die Anker nachgeben, senkt, also der Kessel sich oben an der Decke durch Strecken verflacht und sich gleichzeitig von den als fest zu betrachtenden Stützpunkten  $\mathcal{A}$  und  $\mathcal{D}$  aus, soweit dies die Versteifungs-T-Eisen zulassen, in günstiger Weise nach oben seitlich ausbaucht, bis eine neue Gleichgewichtslage hergestellt ist.

Diesen Verbiegungen wirken nun im vorliegenden Falle allerdings die Temperaturspannungen entgegen, indem sich sowohl die kupferne Feuerbuchsdecke und die Anker zu strecken suchen. Bei der kalten Druckprobe verschwinden diese günstigen Wirkungen, was durch genaue Messung der dabei auftretenden Deformationen festgestellt werden kann.

Unter diesen Umständen können also erhebliche Biegekräfte auftreten, die sich mit dem wechselnden Druck und der Temperatur ändern und möglicherweise auch positive und negative Werte annehmen, wodurch Anbrüche entstehen, wie das bei diesem Beispiel auch der Fall war. Eine Verbesserung der Konstruktion kann nur durch Höherlegen der Queranker erfolgen, wodurch das Moment  $M$  verkleinert wird.

Im vorliegenden Fall wurde der Anbruch unter der Naht bei  $\mathcal{C}$  noch rechtzeitig entdeckt, sonst hätte infolge der wiederholten Verbiegung sehr leicht eine Explosion eintreten können.

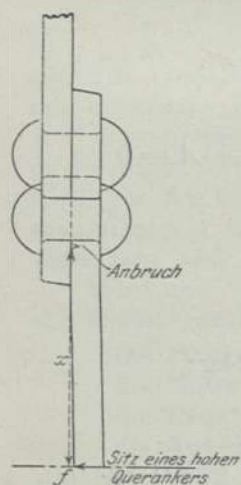


Fig. 432. Explosion eines Lokomotivkessels.

Fig. 432 zeigt eine solche Längsnaht an der Seitenwand einer anderen Lokomotive, die bei  $\mathcal{A}$  unter verheerenden Wirkungen plötzlich aufriß. Aus den nachträglich mit Kesseln gleicher Bauart vorgenommenen Druckproben konnte festgestellt werden, daß sich der Kessel unten in der Breitenrichtung ausdehnt, und da sich die kreisförmige Decke in ihrer Länge nicht ändern kann, so verflachte sich der obere Teil und nahm eine elliptische Gestalt an. Bei diesen Versuchen wurde in der Nähe der Bruchstelle ein beträchtlicher Unterschied in der Ausbiegung gefunden, und zwar in einer Entfernung  $x = 180 \text{ mm}$  von der Bruchstelle eine solche von  $f = 1,5 \text{ mm}$  oberhalb eines Querankers, die zu einer durch folgende Berechnung zu ermittelnden unzulässigen Materialspannung in der Kesselnahnt führte. Das äußere Kraftmoment an der Bruchstelle ist unter der Annahme, daß die Ausbiegung einer gleichmäßig verteilten Last  $P$  entspricht,  $M = \frac{P \cdot 2x}{12} = W \sigma$ , unter  $W$  das Widerstandsmoment des Bruchquerschnitts von der Breite  $l$  und der Höhe  $\delta \text{ cm}$ ,  $= \frac{l \cdot \delta^2}{6}$  verstanden. Die größte Materialspannung an dieser Stelle ist daher

$$\sigma = \frac{P \cdot x \cdot 6}{6 \cdot \delta^2} = \frac{P x}{\delta^2};$$



ferner ist die Durchbiegung in der Entfernung  $x$ ,

$$f = \frac{P(2x)^3}{EJ \cdot 8 \cdot 48} = \frac{\sigma \cdot \delta^2 (2x)^3}{xEJ \cdot 8 \cdot 48} = \frac{\sigma \delta^2 \cdot x^2}{48 \cdot EJ}$$

und daher

$$\sigma = \frac{4E\delta \cdot f}{x^2}.$$

Diese Berechnung würde dem Fall entsprechen, wenn die Naht infolge einer vollkommenen Steifigkeit, oder gewaltsam durch eine äußere Kraft in ihrer ursprünglichen Lage und Richtung genau erhalten würde; allein der Versuch zeigte, wie es auch von vornherein zu erwarten war, daß die Kesselnaht sich ebenfalls ausbog, und zwar unter einer Neigung von etwa  $\alpha = 22\frac{1}{2}' = 0,0065$ , hierdurch gestaltete sich die Ausbiegung günstiger; denn das Kraftmoment ist nun

$$M = \frac{Px}{6} - \frac{2EJ \cdot \alpha}{2x} = \frac{Px}{6} - \frac{EJ\alpha}{x} = W \cdot \sigma$$

und

$$\sigma = \frac{\frac{Px}{6} - \frac{EJ\alpha}{x}}{W} = \frac{Px}{\delta^2} - \frac{E\alpha\delta}{2x}$$

und die Durchbiegung

$$f = \frac{Px^3}{48EJ} + \frac{x\alpha}{2};$$

also

$$P = \left( \sigma + \frac{E\alpha\delta}{2x} \right) \cdot \frac{\delta^2}{x}$$

und

$$\begin{aligned} f &= \left( \sigma + \frac{E\alpha\delta}{2x} \right) \frac{\delta^2 \cdot x^3}{x \cdot 48EJ} + \frac{x\alpha}{2} = \frac{\sigma \cdot \delta^2 \cdot x^3}{48 \cdot xEJ} + \frac{E\alpha \cdot \delta^3 \cdot x^3}{2x^2 \cdot 48 \cdot EJ} + \frac{x\alpha}{2} \\ &= \frac{\sigma \cdot \delta^2 \cdot x^2}{48EJ} + \frac{\alpha}{2} x \left( 1 + \frac{\delta^3}{48J} \right) = \frac{\sigma \cdot \delta^2 \cdot x^2 \cdot 12}{48 \cdot E \cdot \delta^3} + \frac{\alpha x}{2} \left( 1 + \frac{\delta^3 \cdot 12}{48 \cdot 1 \cdot \delta^3} \right) = \frac{\sigma \cdot x^2}{4E\delta} + \frac{5\alpha x}{8} \end{aligned}$$

und hieraus

$$\sigma = \frac{4E\delta}{x^2} \left( f - \frac{5}{8} \alpha x \right).$$

Für  $\alpha = 0$  ergibt die Formel wieder den obigen Wert  $\sigma = \frac{4E\delta f}{x^2}$ ;  $f$  war = 0,15 cm und  $\alpha$  beim günstigsten Versuch = 0,0065; also die hieraus entstehende größte Materialspannung

$$\sigma = \frac{4 \cdot 2000000 \cdot 1,5}{18^2} \left( 0,15 - \frac{5}{8} \cdot 0,0065 \cdot 18 \right) = 2890 \text{ kg/qcm.}$$

Entsteht nun hierdurch nach und nach ein alter Anbruch und vergrößert sich die Durchbiegung nicht, so wird zwar die weitere Materialspannung kleiner, z. B. bei einem alten Anbruch von 5 mm Tiefe =  $\frac{10}{15} \cdot 2890 = 1927 \text{ kg/qcm}$ , aber der Bruch tritt schließlich infolge der wiederholten Verbiegungen doch ein.

Hieraus ist zu entnehmen, daß diese Einflüsse einseitiger Erwärmungen, die Temperaturspannungen und Verbiegungen zur Folge haben und nur durch mechanische Rostbeschickung wesentlich verringert werden könnten, nicht unbeachtet bleiben dürfen und schon beim Entwerfen eines Kessels berücksichtigt werden müssen. Es empfiehlt sich, die Kesselnähte, die bei einer um 10 bis 40% verminderten Festigkeit immer eine Stetigkeitsunterbrechung der Verbiegungen herbeiführen, so viel als möglich ganz zu vermeiden, also nahtlose Kessel aus zähem Material und Bleche größter Abmessungen, oder wenigstens statt der Überlappungs- mehrreihige (Doppel-)

Laschenvernietungen anzuwenden. Jedenfalls muß aber die Anordnung der Nähte mit größter Überlegung und ihre Herstellung nach kalter oder höchstens rotwarmer Verarbeitung, durch Bohren der Nietlöcher und maschinelle Nietung unter starkem Enddruck so sorgfältig als möglich erfolgen. Bei neuen Bauarten erscheint auch die Messung der Ausbiegungen bei der kalten und warmen Druckprobe und ihre gelegentliche Wiederholung bei großen Ausbesserungen unerlässlich; denn die zu befürchtenden Defekte liegen meistens unter den Nietüberlappungen so versteckt, daß sie bei der Revision durch bloße Besichtigung nicht gefunden werden können.

### c) Die übrigen Kesselbestandteile.

Die einfachste Bauart der Rauchkammer ist die unmittelbare Fortsetzung des Langkessels, während die sofaförmige Rauchkammer für die Rahmen und Zylinder eine besser gesicherte Befestigung bietet. Was den räumlichen Inhalt anbetrifft, so erscheint die Größe desselben nach amerikanischem Muster günstig auf das Zurückhalten der Funken einzuwirken, namentlich bei weicher Kohle mit starker Funkenbildung. Die Rauchkammertür ist für große Geschwindigkeiten als Windschneide zu gestalten.

Über den Rost ist das Nötige in den vorangegangenen Abschnitten angegeben. Es ist für die Stäbe das haltbarste Material (Stahlformguß) auszuwählen, das besonders der Hitze widersteht und dennoch nötigenfalls ein Nachrichten gestattet.

Die Anordnung und Feststellung der Zahl der Auswaschlukn muß bei ungünstigem Speisewasser mit größter Sachkenntnis und Sorgfalt geschehen, um empfindliche Betriebsstörungen infolge ungnügender Reinigung zu vermeiden.

Der Schornstein soll so hoch als möglich ausgeführt werden; bei der jetzt erreichten hohen Kessellage wird der Schornstein der Schnellzug-Lokomotiven allerdings immer kürzer, weshalb vorgeschlagen wird, ihn in konischer Form nach dem Innern der Rauchkammer fortzusetzen. Wo keine Brücken und Tunnel vorhanden sind, könnten auch bewegliche Aufsätze angebracht werden.

Der Aschkasten muß unter allen Umständen weit genug sein, um bei ganz geöffneter Klappe die nötige Verbrennungsluft zuführen zu können.

## 3. Das Laufwerk.

### A. Die Achsen.

#### a) Zahl der Achsen.

Das Lokomotivgewicht erfordert zu seiner Unterstützung eine gewisse Zahl von Achsen, da der Oberbau nur einen bestimmten größten Raddruck zuläßt. Für das Gewicht einer Lokomotive ist aber in erster Linie das des Kessels maßgebend, das wieder unmittelbar aus der Heizfläche und daher aus der verlangten Lokomotivkraft hervorgeht. Es ist also zunächst diese Abhängigkeit des Kesselgewichts von der Heizfläche festzustellen, was nur auf empirischen Wege auf Grund ausgeführter Konstruktionen geschehen kann. Hierzu dient die Zahlentafel 60, in der die Kesselgewichte verschiedener Lokomotivbauarten, unter Angabe der Heizflächen, der Siederöhren, Dampfspannung usw. zusammengestellt sind.



## Zahlentafel 60.

## Lokomotivgewichte.

## 1. Lokomotiven mit glatten Siederohren.

|                                 | Bezeichnung              | Einheit | Nebenbahnen-Tender-Lokom. | Hauptbahn-Lokomotiven mit Tender |               |               |               |               |                                     |
|---------------------------------|--------------------------|---------|---------------------------|----------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|-------------------------------------|
|                                 |                          |         |                           | Gekuppelt:                       | $\frac{2}{2}$ | $\frac{2}{3}$ | $\frac{3}{3}$ | $\frac{3}{4}$ |                                     |
| Kesselüberdruck . . . . .       | $p$                      | kg/qm   | 10                        | 12                               | 12            | 12            | 12            | 15            |                                     |
| Kesseldurchmesser . . . . .     | $D$                      | mm      | 940                       | 1290                             | 1400          | 1530          | 1530          | 1500          |                                     |
| Siederohre, Zahl . . . . .      | $z$                      | —       | 108                       | 197                              | 172           | 212           | 224           | 235           |                                     |
| „ Durchmesser . . . . .         | $\delta$                 | mm      | 41/45                     | 41/45                            | 45/50         | 45/50         | 45/50         | 45/50         |                                     |
| „ Länge . . . . .               | $l$                      | m       | 2,35                      | 3,80                             | 4,45          | 4,10          | 4,10          | 4,30          |                                     |
| Rostfläche . . . . .            | $F$                      | qm      | 1,02                      | 1,87                             | 1,53          | 2,30          | 2,25          | 2,54          |                                     |
| Heizfläche, direkte . . . . .   | $H_1$                    | „       | 5,0                       | 6,8                              | 7,8           | 11,4          | 10,3          | 12,7          | Durchschnitt für Hauptbahnlomotiven |
| „ indirekte . . . . .           | $H_2$                    | „       | 32,7                      | 96,4                             | 108,2         | 122,9         | 129,8         | 142,9         |                                     |
| „ gesamte . . . . .             | $H$                      | „       | 37,7                      | 103,2                            | 116,0         | 134,3         | 140,1         | 155,6         |                                     |
| Kesselgewicht . . . . .         | $\mathcal{G}$            | t       | 5,13                      | 10,88                            | 12,07         | 15,96         | 15,72         | 16,86         |                                     |
| Lokomotiv-Leergewicht . . . . . | $G'$                     | „       | 17,3                      | 33,7                             | 36,1          | 47,4          | 47,5          | 52,0          |                                     |
| Dienstgewicht . . . . .         | $G$                      | „       | 22,1                      | 38,0                             | 41,3          | 53,0          | 53,1          | 57,8          |                                     |
| Verhältnis . . . . .            | $\frac{\mathcal{G}}{H}$  | kg/qm   | 136                       | 106                              | 104           | 119           | 112           | 108           | 110                                 |
| „ . . . . .                     | $\frac{G'}{\mathcal{G}}$ | —       | 3,4                       | 3,1                              | 3,0           | 3,0           | 3,3           | 3,1           | 3,1                                 |
| „ . . . . .                     | $\frac{G}{\mathcal{G}}$  | —       | 4,3                       | 3,5                              | 3,4           | 3,3           | 3,4           | 3,4           | 3,4                                 |
| „ . . . . .                     | $\frac{G}{H}$            | t/qm    | 0,59                      | 0,37                             | 0,36          | 0,40          | 0,38          | 0,37          | 0,38                                |

## 2. Lokomotiven mit gerippten Siederohren.

|                                 | Bezeichnung              | Einheit | Hauptbahn-Lokomotiven mit Tender |               |               |               |              |
|---------------------------------|--------------------------|---------|----------------------------------|---------------|---------------|---------------|--------------|
|                                 |                          |         | Gekuppelt:                       | $\frac{2}{4}$ | $\frac{2}{5}$ | $\frac{3}{5}$ |              |
| Kesselüberdruck . . . . .       | $p$                      | kg/qcm  | 15                               | 16            | 16            | 15            |              |
| Kesseldurchmesser . . . . .     | $D$                      | mm      | 1350                             | 1450          | 1470          | 1550          |              |
| Siederohre, Zahl . . . . .      | $z$                      | —       | 104                              | 131           | 125           | 148           |              |
| „ Durchmesser . . . . .         | $\delta$                 | mm      | 65/70                            | 65/70         | 65/70         | 65/70         |              |
| „ Länge . . . . .               | $l$                      | m       | 3,80                             | 4,60          | 4,20          | 4,30          |              |
| Rostfläche . . . . .            | $F$                      | qm      | 2,28                             | 3,01          | 2,75          | 2,77          |              |
| Heizfläche, direkte . . . . .   | $H_1$                    | „       | 11,4                             | 10,6          | 14,5          | 15,1          | Durchschnitt |
| „ indirekte . . . . .           | $H_2$                    | „       | 158,5                            | 220,8         | 194,3         | 235,5         |              |
| „ gesamte . . . . .             | $H$                      | „       | 169,9                            | 231,4         | 208,8         | 250,6         |              |
| Kesselgewicht . . . . .         | $\mathcal{G}$            | t       | 14,90                            | 17,54         | 18,56         | 20,88         |              |
| Lokomotiv-Leergewicht . . . . . | $G'$                     | „       | 49,4                             | 58,4          | 62,0          | 67,3          |              |
| Dienstgewicht . . . . .         | $G$                      | „       | 54,0                             | 64,8          | 68,5          | 74,8          |              |
| Verhältnis . . . . .            | $\frac{\mathcal{G}}{H}$  | kg/qm   | 88                               | 76            | 89            | 84            | 84           |
| „ . . . . .                     | $\frac{G'}{\mathcal{G}}$ | —       | 3,3                              | 3,3           | 3,3           | 3,2           | 3,3          |
| „ . . . . .                     | $\frac{G}{\mathcal{G}}$  | —       | 3,6                              | 3,7           | 3,7           | 3,6           | 3,65         |
| „ . . . . .                     | $\frac{G}{H}$            | t/qm    | 0,32                             | 0,28          | 0,33          | 0,30          | 0,31         |

Bei der  $\frac{2}{2}$  gekuppelten Tenderlokomotive für Nebenbahnen ist das Kesselgewicht  $\mathcal{G}$  für 1 qm der gesamten Heizfläche  $= \frac{\mathcal{G}}{H} = 136 \text{ kg/qm}$  und bei den Hauptbahn-Lokomotiven (ausschließlich Tender)  $= 110$ ; die Leergewichte sind 3,4 bzw. 3,1 und die Dienstgewichte 4,3 bzw. 3,4 des Kesselgewichts und 0,59 bzw. 0,38 und bei den größten Lokomotiven 0,35 t/qm Heizfläche.

Aus einem Vergleich der Kleinbahn-Lokomotiven ergab sich das Verhältnis  $\frac{G}{H}$  bei den drei verschiedenen Spurweiten:

|                 | Tenderlokomotive | Mit Tender | und Normalspur |
|-----------------|------------------|------------|----------------|
| $s =$           | 0,75 m           | 1,00 m     | 1,435 m        |
| $\frac{G}{H} =$ | 0,40 „           | 0,50 „     | 0,60 t/qm.     |

Bei englischen Lokomotiven verschiedener Bauart war das Dienstgewicht ausschließlich Tender für 1 qm der gesamten Heizfläche  $\frac{G}{H} = 0,36$  im Durchschnitt und bei einer amerikanischen Lokomotive, Bauart *V a u c l a i n*, 0,40.

Hiernach kann beim Entwerfen einer neuen Lokomotivbauart das mutmaßliche Dienstgewicht ermittelt werden, und zwar nach den bekannten Gewichten ähnlicher Bauarten wie folgt:

Ist z. B.  $\mathcal{G}$  das Gewicht des Kessels einer  $\frac{2}{3}$  gekuppelten Personenzug-Lokomotive, wie er in der Kesselschmiede fertig gestellt und zur weiteren Bearbeitung nach der Montage gebracht wird, so ist zur Bestimmung des ganzen Lokomotivgewichts hinzuzurechnen:

|   |      |
|---|------|
| 1. für Rost, Aschkasten, Schornstein . . . . .    | 10%  |
| 2. „ , Armatur, Führerhaus, Verkleidung . . . . . | 30%  |
| 3. „ , das Triebwerk . . . . .                    | 55%  |
| 4. „ , Wasser . . . . .                           | 50%  |
| 5. „ , Kohle auf dem Roste . . . . .              | 5%   |
|   | 150% |

Erhält die Lokomotive  $n$  Achsen, so wird der hiervon abhängige Rahmenbau mit Achsen, Achsbuchsen, Federn usw.  $(4n) t$  wiegen, so daß das ganze Dienstgewicht  $G = (2,5 \mathcal{G} + 4n) t$  betragen wird. Im vorliegenden Fall ist das Kesselgewicht  $\mathcal{G}$  etwa 10,5 t, daher  $G = 2,5 \cdot 10,5 + 4 \cdot 3 = 38,25 t$ . Wird hiervon  $\frac{1}{3,4}$ , also 11,25 t für die vordere Laufachse gerechnet, so verbleiben für die beiden gekuppelten Achsen als Reibungsdruck 27 t, oder für jede 13,5 t.

### b) Achsenanordnung.

**Gekuppelte Achsen.** Hieran schließt sich nun eine Untersuchung der Achsenkuppelung. Wir haben gesehen, wie die oberste Grenze der am Treibradumfang auszuübenden Zugkraft von dem Reibungsdruck abhängt. Wird dieser mit  $A$  und der Reibungskoeffizient mit  $\mu$  bezeichnet, so ist diese Grenze bekanntlich  $\mu A$ .

Ist z. B. bei einer ungekuppelten Lokomotive  $A = 16 t$  und  $\mu = \frac{1}{6,5}$ , so kann die Zugkraft den Wert  $\frac{16,0}{6,5} = 2,46 t$  nicht überschreiten. Wäre z. B. der Eigenwiderstand des mit 100 km/st Geschwindigkeit auf wagerechter Bahn zu befördernden Durchgangszuges  $w = 1 + \frac{v^2}{2500}$  und das Lokomotiv-Dienstgewicht



$G_1 = 80$  t, so würde mit dieser ungekuppelten Lokomotive eine Zuglast  $G = \frac{2460 - G_1 w_1}{w}$  befördert werden können.

Nach einer Reihe von Versuchen mit ungekuppelten, sowie 2, 3, 4 und 5 fach gekuppelten Lokomotiven, bei der hier nur in Frage kommenden Fahrt ohne Dampf, kann im allgemeinen der Einfluß der Achsenkuppelung auf den Eigenwiderstand durch folgende Formeln dargestellt werden. Ist bei einer Personenzug-Lokomotive mit zwei gekuppelten Achsen die zweigliedrige Widerstandsformel  $w_1 = 3,0 + \frac{v^2}{1150}$ , so kann sie für die ungekuppelte Lokomotive, also bei Beseitigung der Kuppelstangen,  $= 2,5 + \frac{v^2}{1350}$  gesetzt werden und bei drei gekuppelten Achsen ist  $w_1 = 4,0 + \frac{v^2}{1000}$  kg/t, so daß z. B. für  $v = 60$  km/st die betreffenden Eigenwiderstände:

$$5,2, \quad 6,1 \text{ und } 7,6 \text{ kg/t}$$

sein würden. Ist ferner bei einer dreifach gekuppelten Güterzug-Lokomotive  $w_1 = 4,5 + \frac{v^2}{350}$ , so ist für dieselbe Lokomotive mit zwei gekuppelten Achsen  $w_1 = 4,0 + \frac{v^2}{500}$ ; bei vierfach gekuppelten Achsen ist  $w_1 = 5,0 + \frac{v^2}{170}$  und bei fünffach gekuppelten Achsen  $w_1 = 5,5 + \frac{v^2}{55}$  (nach Versuchen mit den  $\frac{4}{4}$  und  $\frac{5}{5}$  gekuppelten H a g a n s - Lokomotiven). Die betreffenden Eigenwiderstände sind daher z. B. für  $v = 30$  km/st

$$5,8, \quad 7,1, \quad 10,3 \text{ und } 21,9 \text{ kg/t.}$$

In unserem obigen Beispiel wird daher die Zuglast:

$$G = \frac{2460 - 80 \left( 2,5 + \frac{100^2}{1350} \right)}{1 + \frac{100^2}{2500}} = 334 \text{ t,}$$

oder etwa 42 Achsen zu 8 t Belastung. Allein das Ingangsetzen dieses Zuges würde nur sehr langsam stattfinden können; denn die Beschleunigung ist bei gleicher Zugmasse der bewegenden Kraft  $P = Z - W$  proportional. Für dieselbe Lokomotive mit zwei gekuppelten Achsen würde zwar die zu befördernde Zuglast  $G$  nur

$$\frac{2460 - 80 \left( 3,0 + \frac{v^2}{1150} \right)}{1 + \frac{100^2}{2500}} = 305 \text{ t}$$

oder 38 Achsen betragen, weil die Lokomotive infolge der Achsenkuppelung einen um 18% größeren Eigenwiderstand hat, aber dieser Zug könnte mindestens mit der doppelten Anzugskraft in Gang gesetzt werden und in der halben Zeit die fahrplanmäßige Geschwindigkeit erreichen.

Dennoch kann der Fall eintreten, der auch eine eingehende Erwägung erfordert, daß das Anfahren nur selten, vielleicht nur einmal erfolgt und der Zug ohne zu halten bis zum Endziel durchgefahen wird, wie dies in England auf einigen Bahnen vorkommt, so daß solche ungekuppelte Lokomotiven (Single drivers) vollkommen zweckentsprechend erscheinen. Die Express-Passenger-Lokomotiven der Midland Railway haben z. B. bei einem Dienstgewicht von 42,415 t ein Reibungsgewicht der einzigen Treibachse von 17,125 t oder etwa 40% des Dienstgewichts.

Immerhin gehören die Laufachsen zur toten Last der Lokomotiven und können daher nur beim Personenzug-Dienst in Frage kommen, niemals aber beim Güterzug-Dienst auf Gebirgsbahnen, wo die Zugkraft gegenüber der Geschwindigkeit eine höhere Bedeutung erlangt.

Die Kuppelung der Achsen kann auf zwei verschiedene Arten erfolgen, und zwar mit den Treibachskurbeln gleich- oder entgegengesetzt gerichteten Kuppelkurbeln. Die letzteren (bei inneren Zylindern) gewähren eine zweckmäßige Gegenläufigkeit der Triebwerksmassen.

### c) Der Radstand.

#### 1. Der gesamte Radstand.

Er richtet sich nach den Bahnkrümmungen und den vorhandenen kurvenbeweglichen Achsen. Mit der Länge des Radstandes steigt die Ruhe des Ganges; sie wird aber in der Regel begrenzt durch die Größe der Drehscheiben und Schiebebühnen. Erst durch die Anwendung kurvenbeweglicher Achsen und der Drehgestelle ist es ermöglicht worden, bei größtem Radstand einen ruhigen Gang und zwangloses Durchfahren der Bahnkrümmungen zu erzielen. Ein Notbehelf ist auch die Seitenverschiebung einzelner Achsen. Bei den Güterzug-Lokomotiven führt die Kurvenbeweglichkeit zu verwickelten Bauarten, z. B. den früheren Doppellokomotiven von Fairlie, Meyer und den später entstandenen Bauarten von Klose, Hagans und Klien-Lindner, die aber nicht immer zu entbehren sind.

Der größte Nachteil eines zu kurzen Radstandes liegt in der Trägheitswirkung überhängender Massen, wie z. B. bei allen, namentlich aber den zwei- und dreiachsigen Lokomotiven, mit sämtlichen unter dem Langkessel angeordneten Achsen. Ist, wie dies bei diesen Lokomotiven der Fall ist, der schwere Hinterkessel nicht unmittelbar unterstützt, so bildet er ein ganz erhebliches Übergewicht, das besonders die nickenden Bewegungen der Lokomotive schon bei mäßigen Geschwindigkeiten in unzulässigem Grade verstärken kann.

Wird unter der nickenden Bewegung eine Schwingung der auf den Tragfedern ruhenden Lokomotivmasse  $m$  um ihre wagerechte Schwerpunktsachse verstanden, ist ferner  $Q$  das Trägheitsmoment für diese, so ist die Summe der auf diese Drehung wirkenden Kraftmomente  $M = -Q \frac{d\omega}{dt}$ , wenn  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der störenden Drehbewegung bezeichnet. Das Trägheitsmoment einer Lokomotivmasse  $Q = \int dm x^2$  ist  $= m \rho^2$ , wenn  $\rho$  den Trägheitshalbmesser bezeichnet. Soll dieser Wert annähernd genau ermittelt werden, so ist es allerdings nicht zu umgehen, die Gewichte der einzelnen Lokomotivbestandteile, ihre Abstände von einem bestimmten Punkte, z. B. der Treibachse und die Produkte aus Masse und Quadrat dieser Abstände zu ermitteln. Es soll aber doch versucht werden, eine einfache, überschlägliche Berechnung aufzustellen. Wird die ganze Lokomotivmasse  $m$  durch eine grade materielle Strecke von der Länge  $l$  ersetzt und ist ein Massenelement  $dm = q dx$ , so wird das Trägheitsmoment bezogen auf den Mittelpunkt

$$Q = 2 \int_0^{\frac{l}{2}} q dx x^2 = \left. \frac{2 \cdot q \cdot x^3}{3} \right|_0^{\frac{l}{2}} = \frac{2 \cdot q \cdot l^3}{8 \cdot 3} = \frac{q l^3}{12} = m \rho^2 = q l \cdot \rho^2;$$

daher  $\rho = \frac{l}{\sqrt{12}} = \frac{l}{2\sqrt{3}} = \frac{l}{3,46};$  etwa  $= \frac{2}{7} l.$



Im Ruhezustand der Lokomotive sind die nach oben wirkenden Feder­spannungen mit der Schwerkraft der Lokomotivmasse im Gleichgewicht. Tritt aber eine nickende Drehbewegung ein, so entstehen Be- und Entlastungen der Federn, deren Kraftmomente z. B. bei einer dreiachsigen Lokomotive, Fig. 433,

$$M = -2(P_1 x_1 + P_2 x_2 + P_3 x_3)$$

sind. Ist  $k$  der Starrheitskoeffizient der Federn und  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  und  $\delta_3$  ihre Durchbiegungen infolge der nickenden Bewegung, so sind diese bei einem Drehungswinkel  $\varphi$ ,

$$= x_1 \varphi, \quad x_2 \varphi \quad \text{und} \quad x_3 \varphi;$$

daher

$$\begin{aligned} M &= -2k\varphi(x_1^2 + x_2^2 + x_3^2) \\ &= -2k\varphi[3x_1^2 - 2x_1(a+b) + a^2 + b^2]. \end{aligned}$$

Sind z. B. die drei Achsbelastungen einander gleich, so ist der Schwerpunktsabstand von der Hinterachse

$$x_1 = \frac{a+b}{3};$$

also

$$M = -2k\varphi \cdot \frac{2}{3}(a^2 + b^2 - ab)$$

und daher die Winkelbeschleunigung

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M}{Q} = -\frac{4k\varphi(a^2 + b^2 - ab)}{3m\varrho^2} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{g\varphi}{l}$$

wie bei einem einfachen Pendel von der Länge  $l$ , wenn für diese hier der Wert

$$\frac{m\varrho^2 g}{\frac{4}{3}k(a^2 + b^2 - ab)} = \frac{3}{4} \cdot \frac{G \cdot \varrho^2}{k(a^2 + b^2 - ab)}$$

gesetzt wird.

Die Dauer einer ganzen Schwingung ist daher

$$\begin{aligned} \tau &= 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} = 2\pi \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \frac{G \varrho^2}{gk(a^2 + b^2 - ab)}} \\ &= 2\pi \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \frac{6 \cdot k \delta \cdot \varrho^2}{gk(a^2 + b^2 - ab)}} = 3\pi \varrho \sqrt{\frac{2\delta}{g(a^2 + b^2 - ab)}}, \end{aligned}$$

wenn  $\delta$  die Durchbiegung einer der Tragfedern unter ihrer Belastung  $= \frac{G}{6}$  bezeichnet.

Schon aus der obigen Formel für die Winkelverzögerung ist zu erkennen, daß der Ausdruck  $\frac{a^2 + b^2 - ab}{\varrho^2}$  als ein Maßstab für die Güte der Bauart zu betrachten und so groß als möglich zu machen ist.

Beispiele: 1. Die  $\frac{2}{3}$  gekuppelte Personenzug-Lokomotive  $\frac{2 \cdot 4 \cdot 0}{1 \cdot B}$ , das Trägheitsmoment derselben für die Treibachse ist nach der Formel  $Q = \int dm x^2$  berechnet worden und ist zunächst einschließlich der Achsen usw.  $= 9,024 \text{ t/qm}$  und nach Abzug der ohne Vermittelung der Tragfedern unmittelbar auf den Schienen ruhenden Massen von  $9,36 \text{ t}$  für die auf den Federn ruhende und schwingende Masse  $= 8,079 \text{ t/qm}$ . Da ferner der Schwerpunkt derselben um  $49 \text{ mm}$  von der Treibachse entfernt ist, so erhält man das Trägheitsmoment für diesen

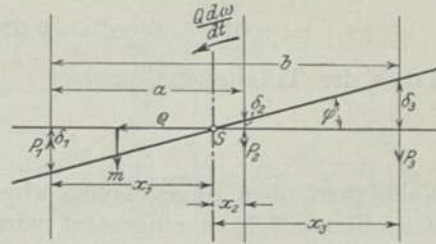


Fig. 433. Überhängende Massen.

$$= 8,079 - m \xi^2 = 8,079 - \frac{G}{g} \xi^2 = 8,079 - \frac{28,718}{9,81} \cdot 0,049^2$$

$$= 8,079 - 0,007 = 8,072 \text{ t/qm} = m \varrho^2 = \frac{G}{g} \varrho^2 = \frac{28,718}{9,81} \cdot \varrho^2;$$

daher der Trägheitshalbmesser

$$\varrho = \sqrt{\frac{8,072}{2,927}} = 1,66 \text{ m.}$$

Nach dem oben angegebenen abgekürzten Verfahren erhält man, wenn für  $l$  die Kessellänge 5,75 m eingesetzt wird,

$$\varrho = \frac{2}{7} \cdot 5,750 = 1,64 \text{ m.}$$

Da bei dieser Lokomotive der Wert von

$$a^2 + b^2 - ab = n = 2,5^2 + 4,5^2 - 2,5 \cdot 4,5 = 15,25,$$

so ist die Wertziffer

$$\frac{n}{\varrho^2} = \frac{15,25}{1,66^2} = 5,5.$$

2. Diese Verhältnisse sind aber bei Lokomotiven, deren sämtliche Achsen vor der Feuerbuchse unter dem Langkessel liegen, viel ungünstiger; z. B. bei der  $\frac{3}{3}$  gekuppelten Güterzug-Lokomotive ist

$$G = 40,50 - 8,25 = 32,25 \text{ t,}$$

$$\varrho = \frac{2}{7} \cdot l = \frac{2}{7} \cdot 6,116 = 1,75 \text{ m,}$$

$$Q = \frac{32,25}{9,81} \cdot 1,75^2 = 10,06 \text{ tqm.}$$

Ferner ist  $a^2 + b^2 - ab = 1,4^2 + 3,4^2 - 1,4 \cdot 3,4 = 8,76$ , daher die Vergleichswertziffer

$$\frac{n}{\varrho^2} = \frac{8,76}{1,75^2} = 2,86,$$

also etwa nur die Hälfte von der obigen, weshalb diese Lokomotiven für schnelleren Gang vollständig ungeeignet sind. In der Ziffer  $\varrho$  liegt der Begriff der überhängenden Masse, während  $n = a^2 + b^2 - ab$  die unterstützende Radbasis darstellt. Man wird daher in manchen Fällen, so z. B. bei den schneller laufenden Eilgüterzug-Lokomotiven, genötigt sein, die Feuerbuchse durch eine Achse, wenn möglich nur Laufachse, zu unterstützen, um nicht zu viel von der Feuerbuchstiefe und Heizfläche zu verlieren oder noch besser eine Achse hinter die Feuerbuchse zu verlegen.

## 2. Die einzelnen Radstände.

Sie bestimmen sich durch die beabsichtigte Lastverteilung. Bei zweiachsigen Fahrzeugen ist diese sofort bestimmt; denn ist der Radstand  $= a$ , der Abstand des Schwerpunkts von der hinteren Achse  $= \xi$  und  $G$  das auf den Federn ruhende Lokomotivgewicht, so ist die Belastung der beiden Vorderfedern  $G_1 = \frac{G\xi}{a}$  und auf den Hinterfedern  $G_2 = G \frac{a - \xi}{a}$  und beide werden gleich für  $\xi = \frac{a}{2}$ , d. h. wenn der Schwerpunkt in der Mitte liegt.



Die Schienendrucke erhält man durch Hinzufügen der Gewichte der Achsen, Achsbuchsen, Federstifte, Federn, der unmittelbar aufgelagerten Ausgleichhebel, Exzenterscheiben, Kuppelstangen und zum Teil der Kurbel- und Exzenterstangen.

Bei drei- und mehrachsigen Lokomotiven kann diese Berechnung nicht ohne weiteres durchgeführt werden, da man zunächst nur zwei Gleichungen zur Bestimmung der drei unbekanntenen Achsbelastungen aufstellen kann. Nach Fig. 434 seien diese  $P_1$ ,  $P_2$  und  $P_3$  und die beiden Gleichgewichtsbedingungen

$$\begin{aligned} P_1 + P_2 + P_3 &= P, \\ P_2 a + P_3 b &= P x. \end{aligned}$$

Wenn also der Körper  $AC$  auf starren Unterlagen ruhte, so wären die drei Achsdrucke unbestimmbar; allein bei den Eisenbahnfahrzeugen ist das nicht der Fall, sondern die Auflage ist vermittle der Tragfedern eine elastische und die Durchbiegung derselben ist der Belastung proportional; hierdurch erhält man noch eine dritte Gleichung; denn es ist bei ursprünglich gleicher Federhöhe und gleichem Starrheitsgrad der Federn

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\delta_2 - \delta_3}{\delta_1 - \delta_3} = \frac{b - a}{b},$$

wobei

$$P = \Sigma k \delta.$$

Auf diese Weise habe ich bereits in den sechziger Jahren beim Entwerfen neuer Lokomotiven die Achsbelastungen bestimmt und später in einer Abhandlung im Organ 1892, Heft 1, und in Glasers Annalen 1897, S. 489, eine Herleitung der Formeln gegeben, die hier, unter Anwendung gleicher Bezeichnungen, aber einfacher und kürzer wiederholt werden soll. Als gegeben zu betrachten sind die Schienenachsdrukke  $G_1$ ,  $G_2$  und  $G_3$  und die unter den Federn befindlichen unmittelbaren Achsgewichte einschließlich dieser  $A$ ,  $B$  und  $C$ , woraus durch Abzug die auf den Federn ruhenden Lasten  $P_1$ ,  $P_2$  und  $P_3$  erhalten werden. Haben die drei Federn nicht gleiche Stützhöhe, sondern sind sie beliebig angespannt und hat z. B. die mittlere Feder, wie es in der Figur angedeutet ist, eine um  $\delta_0$  niedrigere Lage, so daß ihre Belastung beim Senken der Lokomotivmasse eine geringere wird, so lautet die dritte Gleichung jetzt

$$\frac{\delta_2 + \delta_0 - \delta_3}{\delta_1 - \delta_3} = \frac{P_2 - P_3 + 2k\delta_0}{P_1 - P_3} = \frac{b - a}{b},$$

oder

$$P_2 b - P_3 a = P_1 (b - a) - 2 b k \delta_0.$$

Durch Multiplizieren der Gleichung 2 mit  $a$  und der Gleichung 3 mit  $b$  erhält man

$$P_2 a^2 + P_3 a b = P a x$$

und

$$P_2 b^2 - P_3 a b = P_1 b (b - a) - 2 b^2 k \delta_0$$

und durch Zusammenziehen

$$P_2 = \frac{P a x + P_1 b (b - a) - 2 b^2 k \delta_0}{a^2 + b^2}.$$

Ebenso erhält man durch Multiplikation mit  $b$  bzw.  $a$  und Abziehen

$$P_3 = \frac{P b x - P_1 a (b - a) + 2 a b k \delta_0}{a^2 + b^2};$$

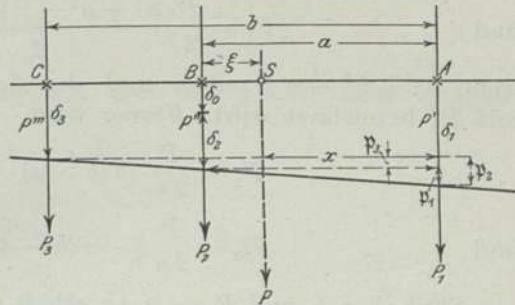


Fig. 434. Lastverteilung.

ferner

$$P_1(a^2 + b^2 + b^2 - ab - ab + a^2) = P(a^2 + b^2 - ax - bx) + 2bk\delta_0(b - a)$$

und

$$P_1 = \frac{P}{2} \cdot \frac{a^2 + b^2 - x(a + b)}{n} + \frac{P_0 b (b - a)}{2n},$$

wenn  $a^2 + b^2 - ab$  mit  $n$  und die der Pfeilhöhe  $\delta_0$  entsprechende Kraft  $2k\delta_0$  mit  $P_0$  bezeichnet wird. Ferner wird

$$P_2 = \frac{P}{2n} \cdot [b(b - a) + x(2a - b)] - \frac{P_0 \cdot b^2}{2n}$$

und

$$P_3 = \frac{P}{2n} [-a(b - a) + x(2b - a)] + \frac{P_0 ab}{2n}.$$

Sind aber  $\delta_0$  und  $P_0 = 0$ , so erhält man die gesuchten Federdrucke bei gleicher Stützhöhe

$$P' = P_1 - \frac{P_0 b (b - a)}{2n} = P_1 - p_1,$$

$$P'' = P_2 + \frac{P_0 b^2}{2n} = P_2 + p_2$$

und

$$P''' = P_3 - \frac{P_0 ab}{2n} = P_3 - p_3.$$

Die Ergänzungswerte  $p_1$ ,  $p_2$  und  $p_3$  verhalten sich wie  $b - a : b : a$ ; sie entsprechen daher einer über der Mittelachse angebrachten Last  $P_0$ , die sich auf die beiden anderen verteilt, so daß diese Werte auch unmittelbar bestimmt werden können, und zwar durch die Gleichungen

$$p_2 = p_1 + p_3,$$

$$p_1 a = p_3 (b - a)$$

und

$$\frac{P_1 - p_1 - (P_3 - p_3)}{P_1 - p_1 - (P_2 + p_2)} = \frac{P' - P'''}{P' - P''} = \frac{b}{a}$$

und hieraus

$$p_1 = \frac{(P_1 - P_2)b - (P_1 - P_3)a}{2n} (b - a),$$

$$p_2 = \frac{(P_1 - P_2)b - (P_1 - P_3)a}{2n} \cdot b$$

und

$$p_3 = \frac{(P_1 - P_2)b - (P_1 - P_3)a}{2n} \cdot a.$$

Aus den Werten für  $P'$  usw. kann nun die Lage des Schwerpunktes  $S$  gefunden werden, oder einfacher, indem man die Unterschiede

$$P' - P'' = p_1,$$

$$P' - P''' = p_2$$

und

$$P'' - P''' = p_3$$

in die Rechnung einführt. Zur Bestimmung derselben hat man

$$p_1 + p_2 = p_3,$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{a}{b} \quad \text{und} \quad 3P''' + p_2 + p_3 = P;$$

ferner

$$(P''' + p_2)x = (P''' + p_3)(a - x) + P'''(b - x);$$

also

$$p_1 = \frac{P}{2n} (a + b - 3x) a,$$



$$p_2 = \frac{P}{2n} (a + b - 3x) b$$

und

$$p_3 = \frac{P}{2n} (a + b - 3x) (b - a).$$

Diese Werte verschwinden gemeinschaftlich, also die Federdrucke  $P'$  usw. werden einander gleich, wenn

$$a + b - 3x = 0$$

oder

$$x = \frac{a + b}{3}$$

wird; daher ist

$$x = \frac{a + b}{3} - \frac{2n}{3a} \cdot \frac{p_1}{P} = \frac{a + b}{3} - \frac{2n}{3a} \cdot \frac{p_2}{P} \cdot \frac{a}{b} = \frac{a + b}{3} - \frac{2n}{3a} \cdot \frac{p_3}{P} \cdot \frac{a}{b - a}.$$

Wird der Schwerpunktsabstand von der Vorderachse bei gleicher Achsenbelastung  $x = \frac{a + b}{3}$  mit  $x_0$  bezeichnet, so ist  $x = x_0 - \frac{2n}{3a} \cdot \frac{p_1}{P}$  und z. B. für  $b = 2a$

$= x_0 - 2 \frac{p_1}{P} \cdot a$ , eine Beziehung einfachster Art zur Bestimmung der Schwerpunktslage aus dem Belastungsunterschied  $p_1$  der beiden vorderen Achsen.

In der oben erwähnten Abhandlung sind diese Untersuchungen noch weiter ausgedehnt und auch auf graphostatischem Wege durchgeführt worden; ferner sind die Ausgleichgewichte, Änderungen des Radstandes beim Entwerfen einer Lokomotive, das Regulieren der Federbelastungen durch die Spannschrauben und die Wirkung der Ausgleichhebel festgestellt und noch zwei Beispiele durchgerechnet werden.

Bildlich lassen sich die Gleichungen nach v. Borries darstellen, indem man zunächst in einer vom Punkte 0 ausgehenden Senkrechten die Kräfte  $P_1, P_2 \dots$  aneinander reiht und damit ihre Summe  $L_1$  bildet. Die Summe der Momente wird gebildet, indem man wagerecht neben 0 einen Polpunkt  $A$  wählt und von der Achse 1 ausgehend die Momentenlinie  $BCDE$  zieht, wobei  $BC$  parallel  $AP_1$ ,  $CD$  parallel  $AP_2$ ,  $DE$  parallel  $AP_3$  usw. gezogen werden. Von  $E$  aus wird dann parallel zu  $P_4 A$  die Linie  $EG$  gezogen, die auf der Grundlinie in  $G$  den Schwerpunktsabstand  $s_1$  abschneidet. (Fig. 435).

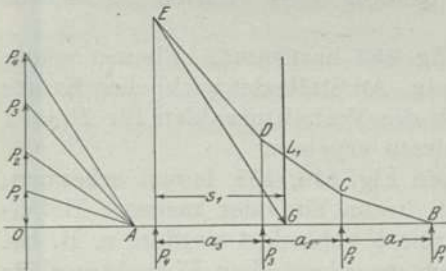


Fig. 435.

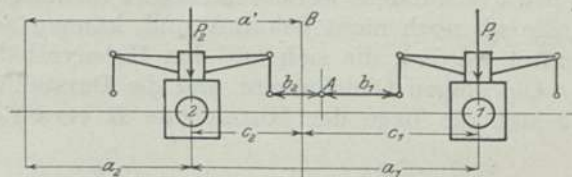


Fig. 436.

Auch auf diese Weise ist leicht zu erkennen, welche Veränderungen der Schwerpunktslage durch Veränderungen der Lasten  $P$  und ihrer Abstände bewirkt werden. In der Regel ist die Lage des Schwerpunktes gegeben. Man muß dann die Lasten  $P$  oder ihre Abstände  $a$  so lange ändern, bis die Linie  $EG$  den richtigen Abstand  $s_1$  trifft. Sind die Federn zweier Achsen 1 und 2 nach Fig. 436 durch Ausgleichhebel

miteinander verbunden, so befinden sich die Momente  $\frac{P_1}{2} \cdot b_1 = \frac{P_2}{2} \cdot b_2$  an den Hebeln im Gleichgewicht, es ist also

$$P_1 : P_2 = b_2 : b_1.$$

Man kann sich daher die Federdrucke  $P_1 + P_2$  in einer Mittelebene  $B$  vereinigt denken, deren Abstände  $c_1, c_2$  von den Achsmitten aus der Gleichung  $P_1 \cdot c_1 = P_2 \cdot c_2$  hervorgehen, so daß sich verhält

$$c_1 : c_2 = b_1 : b_2.$$

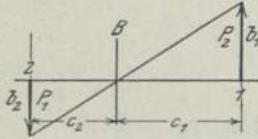


Fig. 437.

Bildlich kann die Lage der Ebene  $B$  nach Fig. 435 bestimmt werden oder indem man nach Fig. 437 in der Achsmittle 1 den Hebelarm  $b_1$  oder die Kräfte  $P_2$  nach oben, in 2 den Hebelarm  $b_2$  oder die Kraft  $P_1$  nach unten aufträgt. Die die Endpunkte verbindende Gerade schneidet auf der Mittellinie 1, 2 die Ebene  $B$  ab.

Die Ebene  $B$  fällt also nicht etwa mit den Drehpunkten  $A$  der Hebel zusammen, sondern sie liegt von diesen nach der stärker belasteten Feder hin. Ihr Abstand  $a'$  vom hinteren Ende ergibt sich aus der Momentengleichung

$$P_1 a_1' + P_2 a_2 = (P_1 + P_2) a' \text{ für } a_1 + a_2 = a_1'$$

und zu

$$a' = \frac{a_1' \cdot b_2 + a_2 \cdot b_1}{b_2 + b_1}.$$

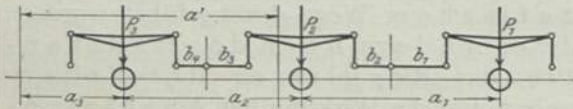


Fig. 438.

Sind die Federn dreier Achsen nach Fig. 438 miteinander verbunden, so ergibt sich der Abstand  $a'$  der Mittelebene  $B$  aus der Momentengleichung

$$P_1 a_1' = P_2 a_2' + P_3 a_3 = (P_1 + P_2 + P_3) a',$$

wenn

$$a_1 + a_2 + a_3 = a_1' \text{ und } a_1 + a_3 = a_2'$$

gesetzt werden. Da sich weiter

$$P_2 : P_3 = b_4 : b_3$$

verhält, so ergibt sich

$$a' = \frac{a_1' \cdot b_2 \cdot b_4 + a_2' \cdot b_1 \cdot b_4 + a_3 \cdot b_1 \cdot b_3}{b_2 \cdot b_4 + b_1 \cdot b_4 + b_1 \cdot b_3}.$$

Die allgemeine Form dieser Gleichung für beliebig viele Achsen ist hieraus zu erkennen.

Bildlich wird die Lage der Ebene  $B$  nach Fig. 435 bestimmt. Ebenso würde für etwa verbundene weitere Achsen zu verfahren sein. An Stelle der wirklichen Kräfte  $P$ , die oft noch nicht bekannt sind, können auch die Verhältniszahlen für  $P_1 = 1$  benutzt werden, die sich aus den Hebelverhältnissen ergeben.

Die obigen Gleichungen und die Darstellungen Fig. 436, 438 lassen erkennen, daß sich die Lage der Mittelebene  $B$  verschiebt, wenn ein oder mehrere Hebelarme  $b$  verändert werden, z. B. bei der amerikanischen Einrichtung für gesteigerte Treibachslast mit verschiebbarem Drehpunkt eines Ausgleichhebels. Wird zu gleichem Zwecke eine Kraft (Druckluftkolben) an einem Ausgleichhebel angebracht, so wird diese bei Ermittlung der Belastungen  $P$  mit berücksichtigt.

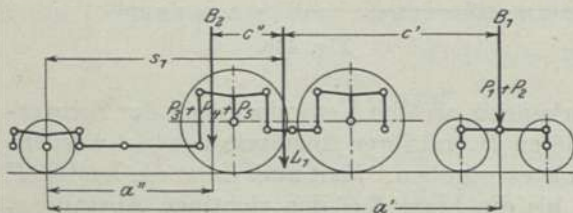


Fig. 439.

bei der amerikanischen Einrichtung für gesteigerte Treibachslast mit verschiebbarem Drehpunkt eines Ausgleichhebels. Wird zu gleichem Zwecke eine Kraft (Druckluftkolben) an einem Ausgleichhebel angebracht, so wird diese bei Ermittlung der Belastungen  $P$  mit berücksichtigt.



Die Federverbindungen werden vielfach nach Fig. 439 so ausgeführt, daß die Lokomotive in 3 oder 4 Punkten, in der Längenebene also in zwei Ebenen  $B_1$  und  $B_2$  auf ihren Federn ruht. Sind  $a'$  und  $a''$  die Abstände dieser Ebenen von der hinteren Achse, so ist

$$(P_1 + P_2) a' + (P_3 + P_4 + P_5) a'' = L_1 \cdot s_1.$$

Hieraus ergibt sich die Lastverteilung

$$P_1 + P_2 = L_1 \cdot \frac{s_1 - a''}{a' - a''},$$

$$P_3 + P_4 + P_5 = L_1 \cdot \frac{s_1 - a'}{a' - a''}.$$

Sind ferner  $c'$  und  $c''$  die Abstände der Ebenen  $B_1$  und  $B_2$  von der Schwerpunkts-ebene, so ist

$$(P_1 + P_2) \cdot c' = (P_3 + P_4 + P_5) \cdot c'',$$

also

$$P_1 + P_2 = L_1 \cdot \frac{c''}{c' + c''},$$

$$P_3 + P_4 + P_5 = L_1 \cdot \frac{c'}{c' + c''}.$$

Die Gleichungen gelten sinngemäß auch für andere Federverbindungen dieser Art mit zwei Tragebenen. In allen diesen Fällen ist die Lastverteilung einfach aus den Hebelgesetzen abzuleiten. Die Durchbiegung der Federn bleiben ohne Einfluß.

Bildlich läßt sich die Lastverteilung nach Fig. 440 ermitteln, indem man in  $B_2$  die Gesamtlast  $L_1 = B_2 C$  aufträgt, die Linie  $C B_1$  und dieser parallel die Linie  $L_1 D$  zieht. Dann ist  $B_2 D = P_1 + P_2$ ,  $D C = P_3 + P_4 + P_5$ .

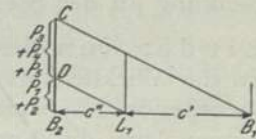


Fig. 440.

Wird an einem der Ausgleichhebel das Hebelverhältnis geändert, z. B. an der Hinterachse zur Vermehrung der Treibachslast, so ändert sich die Lastverteilung auf die miteinander verbundenen Achsen, die Lage der Mittelebene  $B_2$  und der Abstand  $c''$ ; damit auch die Lastverteilung auf die beiden Achsgruppen, die sich nach obiger Gleichung bildlich nach Fig. 440 ermitteln läßt. Bei stärkerer Belastung der Treibachsen rückt die Ebene  $B_2$  etwas nach vorn,  $c''$  wird kleiner, also auch  $P_1 + P_2$ .

Wird die Gesamtlast und ihre Verteilung dadurch geändert, daß an einem Punkte  $B$ , Fig. 441, im Abstände  $s_2$  von der Hinterachse eine Last  $L_2$  zu-, oder z. B. durch Verbrauch von Vorräten abgenommen wird, so ergibt sich für die neue Schwerpunktslage  $E$ ,  $s_3$  aus

$$L_1 s_1 \pm L_2 s_2 = L_3 s_3$$

und

$$L_1 \pm L_2 = L_3$$

zu

$$s_3 = \frac{L_1 \cdot s_1 \pm L_2 \cdot s_2}{L_1 \pm L_2}.$$

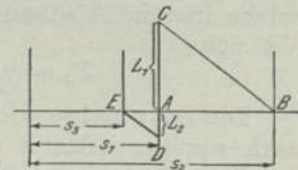


Fig. 441.

Bildlich ergibt sich  $s_3$  wie in Fig. 440 nach Fig. 441, indem man in der ersten Schwerpunktslage  $A$ ,  $AC = L_1$  und  $AD = -L_2$  aufträgt, die Linie  $CB$  und dieser parallel  $DE$  zieht, die im Punkte  $E$  den Abstand  $s_3$  abschneidet. Die neue Ebene  $E$  liegt also bei abnehmender Last von  $B$  aus auf der anderen Seite der alten Ebene  $A$ . Die neue Lastverteilung ergibt sich, wenn die Lokomotive in zwei Ebenen gestützt ist, nach den beschriebenen Verfahren in Fig. 440.

Nach Dr. Ing. Lindemann, Glasers Annalen 1904, S. 55 u. 229, kann auch eine allgemeine Formel zur Berechnung der Achsdrücke für  $n$  Stützen aufgestellt werden, nach der z. B. die Belastung der  $m^{\text{ten}}$  Stütze

$$P_m = P \cdot \frac{\Sigma a^2 - a_{1m} \cdot \Sigma a - x(\Sigma a - n a_{1m})}{\Sigma a^2 + \Sigma b^2 + \dots}$$

Hierin bezeichnet

- $P$  die Belastung in der Entfernung  $x$  von der Vorderachse,
- $\Sigma a^2$  die Summe der Quadrate der Radstände von der Vorderachse,
- $\Sigma b^2$  dsgl. von der zweiten Achse usf.,
- $\Sigma a$  die Summe der Radstände selbst von der Vorderachse und
- $n$  die Zahl der Achsen.

Der Ausdruck für  $P_m$  ist die Gleichung einer Geraden, die den Einfluß der Laststellung auf den Druck der betreffenden Feder darstellt.

$$\text{Für } x = \frac{1}{n} \Sigma a \text{ ist } P_m = P \cdot \frac{\Sigma a^2 - \frac{1}{n} (\Sigma a)^2}{\Sigma a^2 + \Sigma b^2 + \dots},$$

also die Durchbiegung aller Federn  $\delta$  konstant  $= \frac{P}{k}$ .

Die Lokomotive hat sich also unter ihrer Last gleichmäßig gesenkt. Die Senkung an der Stelle  $x = \frac{\Sigma a}{n}$  ist unabhängig von der Stellung der Last, so daß Lindemann diesen Punkt als den Schwerpunkt der Federanordnung bezeichnet. In der Wirklichkeit stellt man in der Regel die gewollten Belastungen durch entsprechendes Nachspannen der Federn her. Man kann dann die Einflußlinien dazu benutzen, um die Veränderungen der einzelnen Federbelastungen festzustellen, die durch Hinzufügen oder Fortnehmen von Lasten, z. B. durch Verbrauch der Vorräte auf Tenderlokomotiven entstehen.

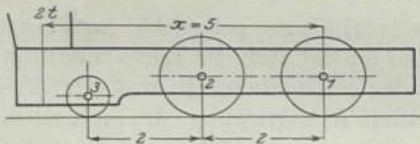


Fig. 442.

Als Beispiel werde eine dreiachsige Tenderlokomotive, Fig. 442, mit 4 m Radstand angenommen, bei der ermittelt werden soll, welche Veränderungen der Federbelastungen durch den Verbrauch von 2 t Kohlen eintreten,

welche in 5 m Abstand von der Vorderachse liegen. Nach obiger Gleichung ergibt sich

$$P_1 = 0,834 \text{ t}, \quad P_2 = -0,667 \text{ t}, \quad P_3 = -2,167 \text{ t}.$$

Die erste Achse wird also etwas mehr, die zweite etwas weniger und die dritte stark weniger belastet (wie sich auch unmittelbar aus den von mir S. 655 aufgestellten Formeln ergibt).

Bildlich wird in der Regel die beabsichtigte Lastverteilung nach Fig. 435 gegeben sein. Der Einfluß einer Lastveränderung auf die Federbelastungen läßt sich bildlich nur durch wiederholte Versuche ermitteln, indem man nach Fig. 443 zunächst eine geeignete Veränderung der Lage I in die Lage II annimmt, hiernach mittels  $P' = kd'$  die entsprechenden Veränderungen  $P'_1, P'_2, \dots$  der Federlasten berechnet, diese auf der Senkrechten neben dem Pol A aneinander

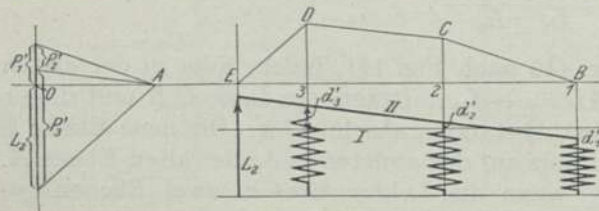


Fig. 443.

aufträgt und dann die Momenten-



linie  $BC$  parallel  $AP'_1$ ,  $CD$  parallel  $AP'_2$  usw. zieht. Der Punkt  $E$ , in dem diese die Wagerechte schneidet, ergibt die Lage der Laständerung, die die angenommenen Änderungen der Federlasten bewirken würde, die Summe  $P'_1 + P'_2 \dots = 0 P'_3$  ihre Größe. Beide müssen durch wiederholte Versuche mit der gegebenen Laständerung in Übereinstimmung gebracht werden. Fig. 443 entspricht dem vorher gewählten Beispiel. Bei der Ausführung zeichne man die Durchbiegung der Federn im Drei- bis Fünffachen der wirklichen Größe, um genaue Ergebnisse zu erzielen.

#### d) Bewegliche Achsen.

Mit Bezug auf die im Abschnitt II, 3 erfolgte Untersuchung mag hier noch ergänzend bemerkt werden, daß früher bei Bahnkrümmungen von 750 m Halbmesser  $\frac{2}{2}$  gekuppelte Personenzug-Lokomotiven mit 3 m festem Radstande vor der Feuerbuchse eine Fahrgeschwindigkeit von 60 km/st,  $\frac{2}{3}$  gekuppelte Lokomotiven mit 4 m festem Radstand bei unterstützter Feuerbuchse und 500 m Krümmungshalbmesser ebenfalls 60 km und  $\frac{3}{3}$  gekuppelte Güterzug-Lokomotiven mit 3,5 m festem Radstande vor der Feuerbuchse 45 km Geschwindigkeit zugelassen wurde, während bei größeren Geschwindigkeiten die Personenzug-Lokomotiven bewegliche Laufachsen und die vierachsigen Güterzug-Lokomotiven bei 350 m Halbmesser mindestens seitenbewegliche Achsen, bei Bahnkrümmungen von 250 m Halbmesser aber drehbare Motorgestelle aus wirtschaftlichen Gründen erhalten müssen. Die Rückstellvorrichtungen bestehen am besten aus Blattfedern von 800 m Länge und 10 bis 25 mm Durchbiegung bei Endspannungen von 1,2 bis 3,0 t je nach den vorliegenden äußeren Kräften und Widerständen. Auch die Einzelachsen werden in der Regel durch Federkräfte um  $\pm 25$  mm rückstellbar angeordnet.

#### e) Abmessungen.

##### 1. Raddurchmesser.

Der Durchmesser der Treibachsen bildet einen Hauptfaktor in der Berechnung der Lokomotivkraft und ist nach dem Kapitel 1 dieses Abschnitts zu bestimmen. Was aber den Durchmesser der Laufräder anbetrifft, so scheinen sich darüber bisher noch keine bestimmten Grundsätze herausgebildet zu haben; das erkennt man an den verschiedenen Maßen, sie liegen gegenwärtig zwischen 760 und 1360 mm; das erstere ist in Amerika gebräuchlich. Früher lag dieses Maß in etwas engeren Grenzen; hier macht man jetzt den Laufraddurchmesser in der Regel etwas über 1 m. Die Ursache dieser Unbestimmtheit mag darin liegen, daß die äußersten Werte ihre Vor- und Nachteile haben.

##### Vorteile der kleinen Räder:

1. Die Gefahr des Aufsteigens scheint geringer zu sein als bei großen Rädern, da der Abstand des Entgleisungs- vom Unterstützungspunkt am kleinsten ist. Bei großen Rädern erfolgt die Entgleisung langsamer und daher mutmaßlich bei geringerem Widerstande. Auf S. 541 ist der Abstand des gemeinschaftlichen Berührung- und Reibungspunktes zwischen Rad und Schiene von der Senkrechten durch die Radmitte bestimmt worden; er ist

$$z = \frac{[R + r(1 - \sin \gamma)] \sin \varphi \cdot \cos \varphi}{\operatorname{tg} \gamma}$$

und fast proportional dem Radhalbmesser  $R$ , während sich die Höhenlage



dieses Punktes nur wenig ändert. Das Maß  $z$  kann annähernd  $= 2R\varphi$  gesetzt werden, wächst also im graden Verhältnis mit der Größe der Räder und dem Anschneidwinkel. Die größere Entfernung  $z$  kann aber dadurch gefährlich wirken, wenn das Rad eine Gleisunebenheit in Gestalt einer Senkung überschreitet, wodurch der Berührungspunkt den geraden Teil der Hohlkehle verlassen und in die Rundung gelangen kann. Dies tritt ein, wenn das Maß 21,75 mm in der Fig. 357 bei einer Gleis-senkung von

$$21,75 - \frac{z^2}{2R} - 7 = \text{etwa } 14 \text{ mm}$$

erschöpft ist.

Dieses ziemlich konstante Maß bildet also die Sicherheitsgrenze, und die Gefahr der Entgleisung wächst mit der Größe des Rades, weil eine allmähliche Gleisunebenheit viel leichter eintreten kann als eine plötzliche.

- Die auf die Achswellen übertragenen Fliehkräfte und andere bei störenden Bewegungen auftretende seitlich wirkende Kräfte haben einen kleineren Hebelarm gegen Umkippen der Achsen und einseitige Entlastung derselben. Die Sicherheit ist daher größer, da immerhin der Fall eintreten kann, daß das stark entlastete Rad infolge einer gleichzeitigen schlingern den Bewegung augenblicklich das führende wird. Ferner haben die freien Lenkachsen einen um so unruhigeren Gang, je größer der Raddurchmesser ist.

#### Nachteile:

- Aus den unter 1 der Vorteile angeführten Gründen tritt die nachteilige Wirkung aller senkrechten und seitlichen Bahnunebenheiten stärker auf, so daß der Eigenwiderstand größer und der Gang unruhiger wird.
- Die von der Kegelform der Radreifen hervorgerufene schlängelnde Bewegung der Achsen im graden Gleise tritt heftiger auf, indem der Antrieb zur Seitenbewegung bei einer kürzeren Wellenlänge sich verstärkt.
- Die Lagerreibung wird infolge der größeren Umdrehungszahl größer.
- Ebenso die Erwärmung der Lager.

Hiernach ist ein bestimmtes Maß schwer festzustellen, so daß es sich empfiehlt, unter Erwägung aller Umstände, das Maß 1 bis 1,2 m anzuwenden.

## 2. Materialbeanspruchung.

### a) Berechnung der Achswellen.

Die auf eine Achswelle einwirkenden Kräfte sind folgende:

- die statische Belastung,
- die Fliehkraft in Bahnkrümmungen,
- senkrechte Stoßwirkungen,
- seitliche Stoßwirkungen,
- Verdrehungen durch Reibung und Massenwirkungen beim Schleudern,
- Windseitendruck. Bei Treib- und Kuppelachsen kommen noch die an den Zapfen wirkenden Kräfte hinzu.

Die unter 3 und 4 bezeichneten Kräfte sind dynamische Wirkungen der störenden Bewegungen. Werden diese, nach Scheffler, Organ 1861, mit  $\frac{\alpha G}{2}$  und  $\beta H$  bezeichnet, mit ihrem Sitz im Schwerpunkt  $S$ , so sind die beiderseitigen Achs-schenkel drucke

$$P = \alpha \cdot \frac{G}{2} \pm \beta \cdot \frac{G \cdot h}{a}, \quad \text{Fig. 444,} \quad = \left( \frac{\alpha}{2} \pm \beta \frac{h}{a} \right) G.$$



Hieraus ist auch zu erkennen, daß unter Umständen  $P = 0$  und negativ werden kann.

Durch die Koeffizienten  $\alpha$  und  $\beta$  werden die Stoßwirkungen ausgedrückt, die nach Versuchen von Wöhler  $\alpha = 1,89$  und  $\beta = 0,36$  sind, während v. Weber dieselben  $= 1,00$  bzw.  $0,56$  festgestellt hat. Hierzu kommt zunächst die Fliehkraft in Bahnkrümmungen

$$C = \frac{mv^2}{R} = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{v}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{1}{R} = \frac{G \cdot v^2}{3,6^2 \cdot g \cdot R} = \frac{1}{127} \frac{Gv^2}{R},$$

z. B. für  $v = 60 \text{ km/st}$

und  $R = 180 \text{ m}, = \frac{1}{127} \cdot \frac{G \cdot 60^2}{180} = \frac{1}{6,35} G = 0,16 G.$

Hiernach könnte die Seitenwirkung eine Höhe von  $(0,36 + 0,16) \frac{h}{a} G = 0,52 \frac{h}{a} G$  erreichen, z. B. im nachfolgenden Beispiel einer Tenderachse mit

$$G = 10 \text{ t}, \quad r = 0,5 \text{ m}, \quad a = 1,96 \text{ m}$$

und  $h = 1,1 \text{ m} = \frac{0,52 \cdot 1,1}{1,96} G = \pm 0,3 \cdot G.$

Bei der Berechnung der Achsenstärke ist eine hinreichende Sicherheit zu geben; wo diese nicht vorliegt, treten bald Anbrüche in größerer Zahl ein, wie z. B. bei überlasteten Tenderachsen. Man muß auch bedenken, daß es eine bestimmte Elastizitätsgrenze nicht gibt und die hier schnell wechselnden Dehnungen und Pressungen bleibende Formveränderungen hinterlassen, ferner daß die zulässige Materialbeanspruchung bei bewegter Last kleiner ist als bei ruhender Belastung. Fig. 445 zeigt z. B. diese Verhältnisse für nicht gehärteten Gußstahl im Brückenbau.

Die bei Tenderachsen mehrfach vorgekommenen Brüche erklären sich durch folgende Berechnung:

Das Dienstgewicht der dreiachsigenden Tender mit 15 cbm Wasservorrat ist 38 t, also für eine Achse  $\frac{38}{3} = 12,7 \text{ t}$ . Nach Abzug des Eigengewichts der Achse soll die

auf einer der Tragfedern ruhende Last  $\frac{G}{2} = 6 \text{ t}$  gerechnet werden. Das Maß zwischen den Achsschenkelmitten ist 1954 mm, daher der Hebelarm  $l = \frac{1954 - 1500}{2} = 227 \text{ mm}$  und das Kraftmoment des Schenkeldrucks auf die Achswelle

$$M = P \cdot l = 6000 \cdot 22,7 = 136200 \text{ kg/cm} = W \cdot \sigma = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \cdot \sigma = \frac{\pi \cdot 14,5^3}{32} \cdot \sigma$$

und daher die größte Materialspannung infolge dieser Beanspruchung

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{136200}{299} = 456 \text{ kg/qcm.}$$

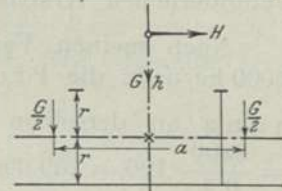


Fig. 444. Berechnung der Achswellen.

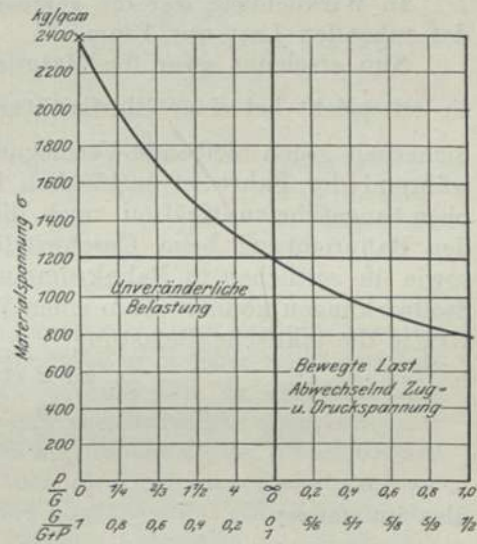


Fig. 445. Zulässige Materialspannung bei ruhender und bewegter Last. Ungehärteter Gußstahl.  $G$  Eigengewicht.  $P$  Nutzlast.

Die Biegung der Achswelle zwischen den beiden Naben erfolgt bei dem unveränderlichen Kraftmoment  $Pl$  nach einem Kreisbogen  $\varrho = \frac{EJ}{M} = \frac{E \cdot \pi d^4}{64 \cdot M}$ .

Nach meinen Versuchen mit Achsenstahl war die Bruchfestigkeit 6000 kg/qcm, die Proportionalitätsgrenze 3800 kg/qcm und die Dehnung an derselben 0,5%; daher das Verhältnis an dieser Grenze  $E = \frac{\sigma}{\lambda} = \frac{3800}{0,5} \cdot 100 = 760\,000$  kg/cm. Hiernach würde der Krümmungshalbmesser der im Stillstand belasteten Achswelle

$$\varrho = \frac{760\,000 \cdot 2175}{136\,200} = 121 \text{ m}$$

betragen und die Dehnung

$$\lambda = \frac{\sigma}{E} = \frac{456 \cdot 100}{760\,000} = \frac{d}{2\varrho} = \frac{145 \cdot 100}{2 \cdot 121 \cdot 1000} = 0,06\%;$$

ferner die Durchbiegung in der Mitte

$$\delta = \frac{\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2}{2\varrho} = \frac{\left(\frac{1360}{2}\right)^2}{2 \cdot 121\,000} = 1,9 \text{ mm.}$$

In Wirklichkeit war die gemessene Durchbiegung bei mehreren Achsen unter der ruhenden Last nur 1 mm.

Nun erscheint zwar die Materialspannung  $\sigma = 456$  kg/qcm sehr gering; denn sie entspricht bei einer Elastizitätsgrenze von 3800 kg/qcm einer  $\frac{3800}{456} = 8$  fachen Sicherheit gegen bleibende Verbiegung; allein die Beanspruchung der Tenderachsen während der Fahrt ist tatsächlich bedeutend größer; es kommen gegenüber den oben angeführten Kräften noch die Massenwirkungen des bewegten Wassers in der Bahnrichtung beim Geschwindigkeitswechsel und besonders beim Bremsen, sowie die seitlichen in Bahnkrümmungen hinzu. Diese und die übrigen seitlichen Stoßwirkungen können allein einen Wert von 0,5  $G$  erreichen, so daß noch folgende Kräfte die statische Belastung

$$\begin{aligned} &\text{zu 2 etwa um } 0,10 G, \\ &\text{„ 3 „ „ } 0,50 G, \\ &\text{„ 4 „ „ } 0,36 \cdot \frac{1,1}{1,96} G, \end{aligned}$$

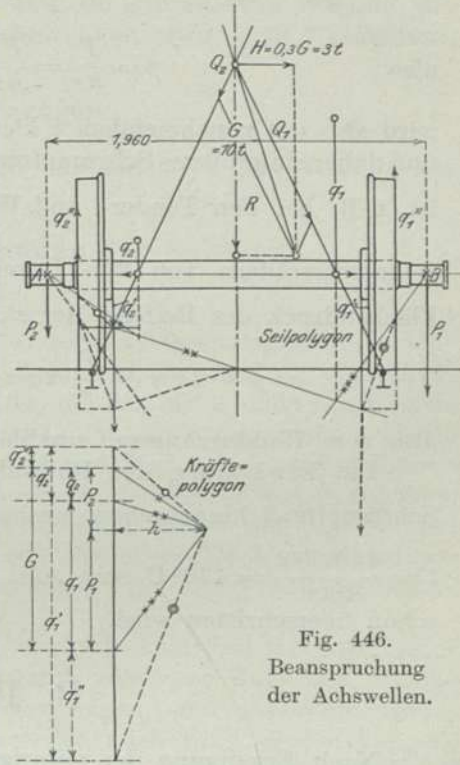
also im ganzen „ „ 0,80  $G = 1,6 \cdot \frac{G}{2}$

erhöhen, also die Beanspruchung auf das 2,6 fache gesteigert werden kann, wobei die oben unter 5 und 6 bezeichneten Kraftwirkungen noch nicht mitgerechnet sind; daher wird  $\sigma = 2,6 \cdot 456 = 1186$  kg/qcm und  $\delta = 2,6$  mm. Diese Durchbiegung ist aber zu groß, so daß die Stärke der Achswelle von 145 mm als zu gering erscheint. Bei allen statischen Belastungen von Brücken, Dächern usw. mit nur einseitiger Materialbeanspruchung wird höchstens  $\frac{1}{1000}$  der freitragenden Länge als zulässig betrachtet; dies würde hier 1,4 mm sein. Übrigens weisen die bei solchen Achsen mehrfach vorgekommenen Anbrüche darauf hin, daß die stoßartigen Nebenwirkungen doch wohl noch größer sein werden, als sie hier in Rechnung gestellt wurden. Es muß daher entweder die Stärke erhöht oder ein Material verwendet werden, das ohne Verringerung der Dehnung eine höhere Elastizitäts- und Bruchgrenze besitzt, wie z. B. der Nickelstahl mit 65 kg/qmm Festigkeit, 19% Dehnung und 50% Kontraktion bei einer Elastizitätsgrenze von 40 kg/qmm, während die Festigkeit allein und auch die Elastizitäts-



grenze bei dem härteren Nickel-Chromstahl noch bedeutend weiter gesteigert werden kann.

**Graphische Ermittlung der Wellenstärken.** Dieses Verfahren kann auch auf Lokomotiv- und Wagenachsen übertragen werden. Fig. 446 zeigt dasselbe in dem Kräfte- und Seilpolygon einer Tenderachse, bei vorläufiger Außerachtlassung der auf die Hohlkehlen der Zapfen und die Spurkränze der Radreifen übertragenen Seitenkräfte. Die Höhen  $y$  des Seilpolygons sind den äußeren Kraftmomenten proportional; denn diese sind für einen beliebigen Querschnitt in der Entfernung  $x$  von  $A$ ,  $M = P x = y h$ . Aus der Gestalt des Seilpolygons ist also die Formgebung der Achswelle zu erkennen; denn die Gleichgewichtsbedingung ist  $M = P x = W \sigma$ , wenn  $W$  das Widerstandsmoment  $\frac{\pi d^3}{32}$  und  $\sigma$  die Materialspannung bezeichnet. Wenn nun in der Figur die Kräfte (im halben Maßstabe) von  $1 t = 5 \text{ mm}$  oder  $1 \text{ kg} = \frac{1}{200} \text{ mm}$  und die Längen  $1 \text{ cm} = \frac{1}{2} \text{ mm}$  gezeichnet werden, so sind die Momente  $P x = \frac{P}{200} \cdot \frac{x}{2} = \frac{P x}{400} \text{ qmm}$ ; wenn ferner die Höhe  $h$  des Kräftepolygons  $= 24 \text{ mm}$  ist, so erhält man Polygonhöhen  $y = \frac{P x}{400 \cdot 24}$  oder  $P x = 9600 \cdot y \text{ kg/cm}$ . Das größte Moment bei der vorliegenden Beanspruchung, also der Bruchquerschnitt, liegt an der rechten inneren Nabe, da aber die Massenkräfte nach jeder Seite in gleicher Stärke wirken können, so ist das Seilpolygon auf der linken Seite symmetrisch zu ergänzen und in gleicher Weise die Achswelle auszubilden, so daß sie eine geschweifte Form mit einer etwas geringeren Stärke in ihrer Mitte erhält. Da die Wellenstärke innerhalb der Nabensitze gleich sein müssen, so sind daselbst auch die Ordinaten gleich groß zu machen. Fällt die Seitenkraft  $H$  fort, so wird das Kraftmoment für die statische Belastung, wie schon bemerkt, für den mittleren Teil der Achswelle unveränderlich und daher auch das Widerstandsmoment und die Stärke.



b) Die Radreifen.

Sie werden auf die Radgestelle mit einem Schrumpmaß von  $\lambda = \frac{1}{1000}$  warm aufgezogen, wodurch schon allein eine beträchtliche Materialspannung  $\sigma = E \lambda = \frac{2500000}{1000} = 2500 \text{ kg/qcm}$  hervorgerufen wird.

Der spezifische Flächendruck zwischen dem Speichenkranz und dem Radreifen ist

$$p = \frac{2P}{2br \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \varphi d\varphi} = \frac{2P}{2b \cdot r}$$

wenn  $2P = 2F\sigma$ , der Normalspannung im Reifenquerschnitt entsprechend, den ganzen Auflagerdruck bezeichnet; er ist auch

$$= 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p b r d\varphi \cdot \cos \varphi = 2 p b r;$$

also 
$$p = \frac{P}{b r} = \frac{F\sigma}{b r} = \frac{90 \cdot 2500}{13,5 \cdot r} = \frac{16667}{r} \text{ kg/qcm,}$$

wird also mit zunehmendem  $r$  kleiner, weshalb große Reifen leichter locker werden und daher ein größeres Schrumpfmaß erhalten müssen. Der spezifische Flächendruck  $p$  ist z. B. bei den Tender- und Wagenrädern  $= \frac{16667}{50} = 333 \text{ kg/qcm}$  und bei den Lokomotivrädern von 2 m Durchmesser nur  $\frac{16667}{100} = 167 \text{ kg/qcm}$ . Der ganze Flächendruck des Reifens, der sich aber während des Betriebes verringert, ist

$$= p \cdot b \cdot 2r\pi = \frac{P}{r} 2r\pi = 2\pi \cdot P = 2\pi \cdot 225000 = 1413000 \text{ kg,}$$

also vom Raddurchmesser unabhängig.

Die Erwärmung der Radreifen beim Aufziehen soll nicht über das 2fache Schrumpfmaß hinausgehen, weshalb  $\frac{t}{85000} = 2\lambda$ , also die Temperatur höchstens  $t = \frac{85000 \cdot 2}{1000} = 170^\circ \text{ C}$  sein soll, die also bei der blaßgelben Anlauffarbe ( $220^\circ$ ) schon überschritten wird.

## B. Der Rahmenbau.

Nach Erledigung der vorangegangenen Feststellungen kann der Entwurf der Rahmen in Angriff genommen werden. Sie bilden eine Verbindung der Achsen mit dem Kessel und nehmen das gesamte Triebwerk auf. Es gehören hierzu drei Bestandteile: die eigentlichen Rahmstücke, ihre Verbindungen, sowie Achsbuchsen, Tragfedern, Ausgleichhebel usw., die im folgenden, soweit es sich um Berechnungen handelt, näher untersucht werden sollen.

### a) Die eigentlichen Rahmenstücke.

#### 1. Bauarten.

Man unterscheidet einfache, aus dem ganzen gewalzte Träger, Plattenrahmen, und die in Amerika eingeführten Barrenrahmen; ferner der Lage nach innere Rahmen zwischen dem Hinterkessel und den Rädern mit einem Abstände zwischen den Außenkanten unter 1360 mm und die äußeren Rahmen außerhalb der Räder mit einem lichten Abstand von mehr als  $1360 + 2 \cdot 140 = 1640$  bis etwa 1775 mm. Diese Bauart mit Hall'schen Aufsteckkurbeln hat gewisse Vorteile; die Tragfederbasis wird im Verhältnis der Breitenmaße vergrößert und damit die Beruhigung der seitlichen Schwingungen, und die Feuerbuchse erhält eine größere Breite. Andererseits wird mit dem größeren Breitenmaß der äußeren Zylinder die schlingernde Bewegung wieder verstärkt, und der Anschluß an den Hinterkessel gestaltet sich weniger zuverlässig. Auch haben sich die Hall'schen Kurbeln infolge ihrer größeren Lager als nachteilig erwiesen.

Die Drehgestelle bestehen aus Blech- oder Barrenrahmen.



Die Achsführungsausschnitte erhalten unten zur Erhöhung der Festigkeit gut eingebaute Achsgabelverbindungen mit hinreichendem Spielraum gegen die Achsbuchsen.

Die massiven Rahmenbleche erhalten eine Stärke von 28 bis 30 mm und eine Höhe über den Ausschnitten von etwa 400 mm, im ganzen etwa 900 mm, die amerikanischen Barrenrahmen einen Querschnitt von etwa  $4'' \times 5''$  englisch.

## 2. Festigkeitsberechnungen.

Beanspruchung und Berechnung der Rahmen und der Hauptteile des Triebwerkes nach v. Borries.

### A. Beanspruchung und Berechnung der Rahmen.

#### 1. Im Betriebe.

Die Rahmen werden im Betriebe beansprucht: durch Längsspannungen, hervorgerufen durch den Druck des Dampfes auf die Zylinderdeckel und die Achslager, die Zugkraft, den Pufferdruck, die Trägheitskräfte, die das Mitnehmen des Kessels bei beschleunigter oder verzögerter Bewegung der Lokomotive hervorruft, und die Reibung des sich dehnenden oder verkürzenden Kessels auf den hinteren Kesselstützen; durch senkrechte Kräfte, die Belastung durch den Kessel nebst Zubehör, die auf sämtliche Kesselstützen wirkt; das Eigengewicht nebst den zugehörigen Bauteilen; den Druck der Federstützen: durch den seitlichen Druck der Achslager gegen ihre Führungen bei der Fahrt in Krümmungen, bei Dreh- und Schlingerbewegungen.

Diese Kräfte sind größtenteils veränderlich, wechseln zum Teil mit den Treibradumdrehungen, zum Teil unregelmäßig. Hierdurch entstehen Zug- und Druckspannungen im Material, die plötzlich aufeinander folgen, und außerdem verursachen die Spielräume zwischen den Triebwerksteilen auch noch Stoßwirkungen. Da außerdem die Rahmen stark wechselnde Querschnitte haben, so ist klar, daß eine vollständige Feststellung ihrer Beanspruchung unmöglich ist. Man kann nur einzelne Hauptbeanspruchungen berechnen und demnach die betreffenden Querschnitte bemessen. Dabei müssen die Spannungen so gering sein, daß auch die übrigen kleinen Beanspruchungen ohne Nachteil ertragen werden. Die Bauart muß gewährleisten, daß diese geringeren Beanspruchungen auch wirklich klein genug bleiben und möglichst in solchen Richtungen eintreten, in denen sie unschädlich sind. Die amerikanischen Barrenrahmen bieten gegen Brüche eine größere Sicherheit.

Da die Rahmen mit dem sehr steifen Kessel mehrfach verbunden, auch sonst noch versteift sind, so wird die Art ihrer Beanspruchung dadurch mitbestimmend, daß ihnen nur gewisse Formänderungen gestattet sind. Jede Materialspannung setzt eine Formänderung voraus; kann diese nicht eintreten, so unterbleibt auch die betreffende Materialspannung. Die Beanspruchung wird dann zum Teil von dem steifen Kessel aufgenommen und erzeugt dann Materialspannungen nur in solchen Richtungen, in denen Formänderungen stattfinden können. Man wird daher die Bauart, namentlich die Verbindung mit dem Kessel so wählen, daß Formänderungen, die starke Spannungen zulassen würden, möglichst ausgeschlossen werden.

**Beanspruchung durch den Dampfdruck.** Die stärkste Beanspruchung erfolgt durch den Dampfdruck auf die Zylinderdeckel, der einerseits sich durch die Rahmen, andererseits durch das Triebwerk auf die Achslager überträgt. Nach Fig. 447 erzeugt

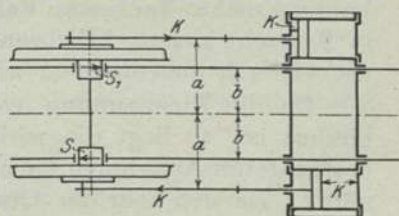


Fig. 447.



ein Dampfdruck  $K$  auf den rechten Kolben und den vorderen Zylinderdeckel im rechten Rahmen bei Außenzylindern eine Zugspannung  $S_1 = K \cdot \frac{a+b}{2b}$ , im linken eine Druckspannung  $S_1 = K \cdot \frac{a-b}{2b}$ . Bei gewissen Kurbelstellungen und Füllungen über 50% wirkt derselbe Dampfdruck auf den linken Kolben und hinteren Zylinderdeckel in umgekehrter Richtung, erzeugt also in beiden Rahmen vertauscht dieselben Spannungen. Beide erhalten also größte Spannungen

$$S + S_1 = K \cdot \frac{a}{b},$$

und zwar während einer Treibradumdrehung einmal wechselnd auf Druck und auf Zug. Für einen Zylinder von 500 mm Durchmesser und 12 Atm. Druck, also  $K = 24000$  kg ist diese Spannung bei  $a = 1020$ ,  $b = 630$  gleich 38000 kg. Befindet sich Wasser in den Zylindern, so kann die Kraft  $K$  noch weit größer werden. Bei Innenzylindern tritt die stärkste Beanspruchung ein, wenn beide Kolben

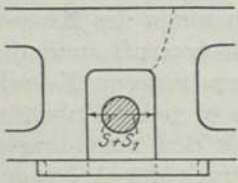


Fig. 448.

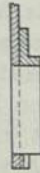


Fig. 449.

vollen Dampfdruck in gleicher Richtung haben, und zwar ist sie dann  $S + S_1 = K$ . Die größte Beanspruchung beträgt also etwa 63% derjenigen bei Außenzylindern, ein weiterer Vorzug der Innenzylinder. Die Beanspruchung nach Fig. 448 liegt in der Zylindermittellinie, also bei wagerechten Zylindern in der Höhe der Achsmitten. Sie verteilt sich im Rahmenblech je nach der

Gestalt der Ausschnitte. In den Achslagerausschnitten, Fig. 449, geht sie auf den oberen Teil und den unteren Verschlusssteg über. Wie sie sich hier verteilt, ist sehr zweifelhaft. Als günstigsten Fall könnte man annehmen, daß der Rahmen vorn an der Rauchkammer fest eingespannt und hinten am Kessel grade geführt sei und die Stege fest schließen, dann kann er sich nicht nach unten durchbiegen, es kann also kein wesentliches Biegemoment entstehen, und die Beanspruchung verteilt sich einigermaßen gleichförmig auf den Gesamtquerschnitt. Im ungünstigsten Falle könnte sich der Rahmen frei nach unten durchbiegen und die Stege säßen lose: dann tritt die Beanspruchung des oberen Querschnittes durch die darunter liegende Kraft ein. Die Materialspannung wird rechnermäßig an der Unterkante dieses Querschnittes am größten. Sie steigt aber an den kurz abgerundeten Ecken infolge ihres Verlaufes in die tiefer liegenden Teile seitlich des Ausschnittes auf erheblich größere Werte, die man bisher nicht berechnen, aber nach den Berechnungen gabelförmiger Körper von Bach auf das Doppelte der Spannung an der graden Unterkante schätzen kann. Aus diesem Grunde gehen die Rahmenbrüche vorwiegend von diesen Ecken aus und verlaufen dann weiter nach oben, wie in Fig. 448 punktiert angedeutet ist.

Um diese Ecken zu verstärken, hat man die gabelförmigen Führungsstücke, Fig. 449, eingeführt, an deren scharfen Ecken aber die Beanspruchung verhältnismäßig noch ungünstiger ausfällt. Man darf sich auch nicht etwa vorstellen, daß beide Teile zu einem einzigen Querschnitt vereinigt seien; dazu genügt ihre Verbindung nicht. Im besten Falle kann man die Trägheitsmomente beider Querschnitte in Betracht ziehen. Die verstärkten Ausschnitte sind also lange nicht so wirksam, wie vielfach angenommen wird; auch sie brechen bisweilen.

Da die Einspannung vorn nicht ganz fest, die freie Durchbiegung aber behindert ist, so liegt die wirkliche Beanspruchung jedenfalls zwischen den beiden betrachteten Annahmen, auch wohl je nach Umständen der einen oder der anderen näher. Da sich aber die Querschnittsverhältnisse, Fig. 449, stets sehr ähnlich sind, so ist es ziemlich einerlei, mit welcher Art der Beanspruchung man rechnet, voraus-



gesetzt, daß die bei jeder Annahme zulässige Materialspannung nicht willkürlich angenommen, sondern aus bewährten Ausführungen ermittelt wird. Das ist auch schon deshalb nötig, um die nebensächlichen, im folgenden behandelten Beanspruchungen zu berücksichtigen.

Der Einfachheit wegen rechnet man mit gleichförmig verteilter Spannung und stelle aus der Erfahrung fest, daß ein Rahmenblech von 350 mm Höhe über dem Ausschnitt und 25 mm Stärke ohne besondere Verstärkung bei einem größten Dampfdruck auf Kolben und Deckel von 20 000 kg in Außenzylindern, also bei einer Beanspruchung von rund 32 000 kg die nötige Sicherheit bietet. Das würde also einer Materialspannung von  $\frac{32\,000}{350 \cdot 25} = 3,7 \text{ kg/qmm}$  entsprechen.

Man wird also je nach Umständen eine Materialspannung aus dem Dampfdruck von 3,5 bis 4 kg annehmen dürfen. Dabei sind ähnliche Querschnittsformen und ein Stegquerschnitt von mindestens ein Fünftel des Rahmenquerschnittes vorausgesetzt. Verstärkungsgabeln wird man höchstens mit ihrem halben Querschnitt in Ansatz bringen, weil sie eben nicht voll mitbeansprucht werden. Die beste Verstärkung ist ein starker, dauernd dicht schließender Steg, der ein Anziehen gegen die äußeren Angriffsflächen des Rahmens gestattet, um Spielräume zu vermeiden. Doch sollte der Steg stets am Rahmen selber, nicht an der Führungsgabel angreifen, da diese nicht fest genug mit dem Rahmen verbunden ist.

Den so berechneten Querschnitt pflegt man auch dem übrigen Rahmen zwischen den Zylindern und der Treibachse zu geben. Welcher Anteil der größten Kolbenkraft durch die Kuppelstangen auf etwa vor der Treibachse liegenden Kuppelachsen übertragen wird, ist nicht genügend bekannt, daraufhin schon hinter diesen Kuppelachsen geringere Querschnitte anzuwenden.

Der amerikanische *Barrenrahmen* hat über den Achsbuchsen so geringe Höhe, daß er hier eine Beanspruchung auf Biegung nicht vertragen würde. Der Steg muß daher unbedingt dicht schließen und seinen vollen Anteil an der Beanspruchung übernehmen. Für diesen Rahmen ist daher die Berechnung auf gleichförmig verteilte Spannung die einzig anwendbare. Der Vergleich mit guten Ausführungen ergibt auch hier eine zulässige Beanspruchung von 3,5 bis 4 kg/qmm. Der Steg soll einen Querschnitt gleich ein Fünftel des Rahmens erhalten. Zwischen den Achsgabeln pflegt der Gesamtquerschnitt gleich demjenigen von Rahmen und Steg zu sein, nahe den Zylindern, der Verbindung wegen, noch größer.

**Sonstige Beanspruchungen.** Im Vergleich mit der Beanspruchung durch den Dampfdruck sind alle anderen verhältnismäßig gering, auch die durch Belastungen und die tragenden Kräfte der Federstützen entstehenden Biegemomente in senkrechter Ebene. Der hohe Blechrahmen ist in dieser Ebene ziemlich steif. Er überträgt daher diese Biegemomente ohne weiteres. Liegt unter dem Langkessel nur eine Treibachse nahe der Feuerkiste, so bedarf es, wie in England üblich, keiner Stütze unter dem Langkessel. Das Lastbiegemoment in dem Rahmenstück zwischen den Zylindern und der Feuerkiste wirkt dann auf Hochbiegen dieses Teiles, also dem Einbrechen der Ecken der Lagerausschnitte entgegen. Liegen mehrere Achsen unter dem Langkessel, so würde dieses Biegemoment zu stark werden, und man bringt Kesselstützen an. Sie werden aber zweckmäßig in der Mitte zwischen die einzelnen Achsen gesetzt, damit die Last-Biegemomente an den Lagerausschnitten die Richtung auf Zusammenbiegen behalten. Sie wirken dann entlastend auf die Zugbeanspruchung durch den Dampfdruck, können daher in der Rechnung unberücksichtigt bleiben.

Seitlich sind diese Rahmen nachgiebig, bedürfen also einer angemessenen Versteifung in wagerechter Ebene, um den seitlichen Druck der Achslager aufzunehmen. Es empfiehlt sich indes, den Rahmen eine gewisse seitliche Nachgiebigkeit zu lassen,



damit die Stöße federnd aufgenommen werden und die Einstellung in Krümmungen erleichtert wird. Die wagerechten Versteifungen sollen daher nicht in der Nähe, sondern zwischen zwei Achsen angreifen, am besten an den Kesselträgern. Die bezeichneten *englischen* Lokomotiven würden ohne die seitliche Nachgiebigkeit des mittleren Rahmenteiles in keine Weichenkrümmung passen. Liegt dicht hinter den Zylindern eine Kuppelachse, so ist der Rahmen hier der seitlichen Verbiegung besonders ausgesetzt und bricht gelegentlich an den Zylindern, wenn er nicht ausreichend versteift ist.

Bei starkem Bremsen, noch mehr bei starkem Anstoßen an andere Lokomotiven oder Züge muß die verzögernde Kraft für den Kessel durch die Verbindung mit der Rauchkammer übertragen werden. Diese Kraft wirkt aber am Rauchkammerboden, erzeugt also bei hochliegenden Kesseln bis zu den Rahmen hinab ein Biegemoment, das, soweit es nicht vom Rauchkammerboden aufgenommen ist, die Rahmen hinter den Zylindern auf Biegung beansprucht. Berechnen läßt sich diese Beanspruchung nicht, sie wird aber bei den hochliegenden Kesseln der heutigen *amerikanischen* Lokomotiven vielfach als die Ursache von Rahmenbrüchen hinter den Zylindern angesehen.

Eine gleiche Beanspruchung tritt dadurch ein, daß die Beschleunigungskräfte des Triebwerkes, die das Zucken bewirken, auf den Kessel nach Maßgabe seines Anteils am Gesamtgewichte übergehen.

Der Barrenrahmen ist in senkrechter Ebene wenig widerstandsfähig, bedarf daher ausreichender Kesselstützen, damit keine erheblichen Biegemomente und Schubkräfte in dieser Richtung auftreten. Der Kessel muß ihn grade halten. In wagerechter Ebene ist er gegen seitliche Kräfte steif und wird durch die Kesselstützen noch weiter versteift. Die Achsen können sich seitlich kaum verschieben, daher die starke Reibung und Abnutzung der inneren Nabenseiten an den Lagern.

Eine besondere Beanspruchung, die mit denen im Betriebe in der Regel nicht zusammenfällt, entsteht bei der Ausdehnung und Zusammenziehung des Kessels beim *Anheizen* und *Abkühlen* durch die Reibung auf den hinteren Kesselträgern. Da indes auf jeden Rahmen eine Last von 3000 bis 6000 kg kommt, so kann diese Beanspruchung nicht bedenklich werden, wenn die Führungen nicht etwa klemmen. Hierfür, und daß nicht vorstehende Muttern usw. die Ausdehnung hindern<sup>1)</sup>, muß gesorgt sein.

Der Kessel krümmt sich beim Anheizen etwas nach oben, weil er oben eher warm wird als unten. Sind die Rahmen durch ein Gußstück oder Zylindersattel vorn fest mit den runden Rauchkammerboden verbunden, so ist diese Verbindung sehr steif, und der Rahmen muß dann diese Durchbiegung mitmachen. Daraus mag bei der *amerikanischen* Bauart leicht eine Lockerung der Rahmenverbindung hinter den Zylindern entstehen. Zweckmäßig ist es, den Rahmen hinter den Zylindern niedrig zu halten, damit diese Biegung keine erheblichen Materialspannungen erzeugt. Die hier übliche Verbindung mittels seitlicher Rauchkammerstützen ist weniger steif und nimmt daher einen Teil der Verbiegung auf, so daß keine erhebliche Beanspruchung des Rahmens entsteht.<sup>2)</sup>

## 2. Beanspruchung beim Heben.

Eine besondere Beanspruchung der Rahmen entsteht, wenn die Lokomotive von ihren Achsen gehoben oder darauf gesetzt wird. Dabei wird sie in der Regel durch Querträger getragen, die nach Fig. 450 unter die beiden Rahmenenden *A* und *B* geschoben werden. Der Rahmen wird also auf Biegung beansprucht; er biegt

<sup>1)</sup> S. Busse, Organ 1905, 77.

<sup>2)</sup> Jahn, Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 1102.



sich etwas nach unten durch, so daß die mittleren Kesselstützen  $T$  nicht mehr tragen und das ganze Gewicht des Kessels an der Rauchkammer  $C$  und am hinteren Kesselträger  $D$  aufruht. Obgleich nun der Rahmen an der Rauchkammer ziemlich steif befestigt ist und der Durchbiegung nur daher beschränkt folgen kann, so wird man, um die Beanspruchung des mittleren Teiles  $C D$  zu ermitteln, der Sicherheit wegen doch annehmen, daß der Kessel in  $C$  und  $D$  lose aufliege.

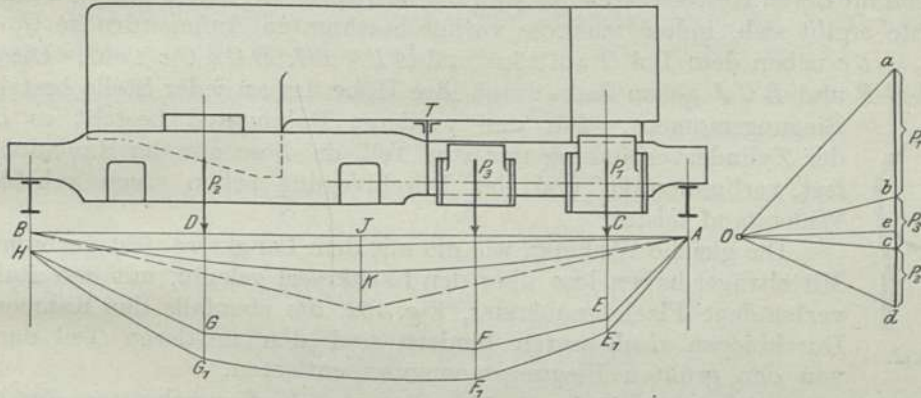


Fig. 450.

Die in  $C$  und  $D$  wirkenden Lasten  $P_1$  und  $P_2$  müssen besonders bestimmt werden; bei  $C$  ist das Gewicht der vorn liegenden Zylinder und ihrer Verbindungen zuzuzählen.

Etwa sonst vorhandene große Gewichte, z. B. mittlere Zylinder  $P_3$  sind für sich zu berücksichtigen. Zur Bestimmung der Beanspruchung des Rahmens und der Auflagerdrucke in  $A$  und  $B$  trägt man dann die Lasten  $P_1 = ab$ ,  $P_3 = bc$ ,  $P_2 = cd$  in angemessenem Abstände vom Pol  $O$  in richtiger Reihenfolge auf und zeichnet das Krafteck  $A E F G H$ , indem man  $A E$  parallel  $a O$ ,  $E F \parallel b O$ ,  $F G \parallel c O$ ,  $G H \parallel d O$  zieht und  $H$  mit  $A$  verbindet. Die Höhe dieses Kraftecks gibt an jeder Stelle das durch die drei Kräfte ausgeübte Biegemoment im Rahmen. Weiter zieht man  $O e \parallel H A$ , dann sind  $a e$  und  $e d$  die Auflagerdrucke in  $A$  und  $B$ .

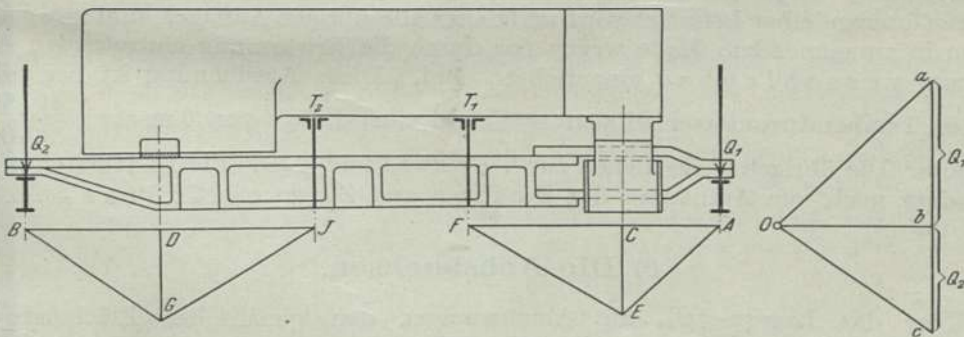


Fig. 451.

Zu dieser Beanspruchung tritt das Eigengewicht der Rahmen mit Zubehör. Man wird nicht weit fehl gehen, wenn man es als gleichförmig auf  $A B$  verteilte Last betrachtet. Das dadurch hervorgerufene Biegemoment wird dann durch die Parabel  $A K B$  dargestellt, deren Höhe in der Mitte  $J K$  halb so groß ist, als das Biegemoment infolge einer hier angebrachten gleichen Einzellast, für das das Krafteck punktiert angegeben ist. Die Parabelstücke werden nun dem Krafteck

$A E F G H$  hinzugefügt, wodurch man die Linie  $A_1 E_1 F_1 G_1 H$  erhält, deren Höhe unter  $A H$  überall das bestehende Biegemoment darstellt.

Sind die mittleren Kesselstützen  $T_1 T_2$ , Fig. 451, wie bei den Barrenrahmen, mit dem Langkessel fest verbunden, so kann sich der Rahmen nicht nach unten durchbiegen, weil ihn der weit steifere Langkessel festhält. Betrachtet man wieder  $C$  und  $D$  als lose Auflager, so werden nur die beiden Rahmenenden bis zu den nächstliegenden mittleren Kesselstützen auf Biegung beansprucht. Die Größe der Biegemomente ergibt sich, indem man die vorher bestimmten Auflagerdrucke  $Q_1 = a b$  und  $Q_2 = b c$  neben dem Pol  $O$  aufträgt und  $A E \parallel a O$ ,  $B G \parallel O c$  zieht. Die Dreiecke  $A E F$  und  $B G J$  geben dann durch ihre Höhe das an jeder Stelle bestehende Biegemoment. Für den vorderen Rahmenteil besteht es hinter der Zylinderverbindung nur zum Teil, da diese mit der Rauchkammer fest verbunden ist und der Durchbiegung schon einen erheblichen Widerstand leistet.



Fig. 452.

Die gleiche Wirkung, wie die mit dem Langkessel fest verbundenen Mittelträger haben lose über den Langkessel gelegte, mit den Rahmen verbundene Flacheisenbänder, Fig. 452, die ebenfalls den Rahmen am Durchbiegen nach unten hindern und den mittleren Teil dadurch von den größten Biegemomenten entlasten.

Die Beanspruchung der Rahmen über den Achslagerausschnitten durch die ermittelten Biegemomente darf mit Rücksicht darauf, daß sie sich in den Ecken vermutlich verdoppelt, und daß dieselben Stellen im Betriebe rasch wechselnder Beanspruchung auf Zug und Druck ausgesetzt sind, nicht über 5 bis 6 kg betragen. Dabei dürfen wieder die Verstärkungen nur mit ihrem eigenen Trägheitsmoment in Betracht gezogen werden. Fällt die Beanspruchung größer aus, so müssen entweder die betreffenden Lokomotiven mit den erwähnten Bändern versehen oder günstiger gelegene Angriffspunkte für die Hebezeuge gewählt werden, wozu aber meistens auch besondere Vorrichtungen nötig sein werden.

### b) Die Rahmenverbindungen.

Ein Teil dieser Querverbindungen dient zugleich zur Auflagerung des Kessels (Kesselträger), wobei zu beachten ist, daß das Rahmenstück vorn an der Rauchkammer unwandelbar befestigt wird und daher alle übrigen Auflager, und zwar nach hinten in zunehmendem Maße wegen der durch die Erwärmung eintretenden Ausdehnung *v e r s c h i e b b a r* einzurichten sind. Diese Ausdehnung ist bei einem größten Temperaturunterschied von  $40^{\circ}\text{C}$  und einer Länge von 6 m etwa  $\frac{40 \cdot 6000}{85000} = 3 \text{ mm}$ . Die übrigen Teile dienen zur *V e r s t e i f u n g* und die Endversteifungen außerdem noch zur Aufnahme der *P u f f e r* und *Z u g v o r r i c h t u n g e n*.

### c) Die Achsbuchsen.

Über das Lagermetall, die Abmessungen, den spezifischen Flächendruck, Reibungswiderstand usw. siehe Abschnitt II, 1.

### d) Die Tragfedern.

Sie dienen zur elastischen Übertragung der aus dem Kessel, Rahmen und Triebwerk bestehenden Lasten durch Vermittelung der Federhalter, Stützen und Achsbuchsen auf die Achslagerschenkel. Sie werden entweder über oder unterhalb der Achsbuchsen angebracht; im letzteren Fall dienen die Federhalter als Stützen, und



die Hängestücke übertragen die Last zwischen der Federkappe und der Achsbuchse mittels Auge und Bolzen. Die Berechnung der Tragfedern befindet sich im Abschnitt II, 3; sie erfolgt nach den Formeln

$$P = \frac{\sigma n b h^2}{3 \cdot l} \text{ kg} \quad \text{und} \quad \delta = \frac{3 P l^3}{E n b h^3} = \frac{\sigma l^2}{h E} \text{ cm.}$$

Die zulässige Materialspannung ist  $\sigma = 5800 \text{ kg/qcm}$  und der Elastizitätsmodul  $E = 2000000 \text{ kg/cm}$ . Eine kleine Zusammenstellung über die Hauptabmessungen und die Durchbiegungen für 1 t Belastung folgt hier.

| Tragfedern               | Sehne<br>mm | Pfeilhöhe<br>mm | Zahl<br>der Lagen<br><i>n</i> | Stärke<br><i>h</i><br>mm | Breite<br><i>b</i><br>mm | Durchbiegung<br>$\delta$<br>mm/t |
|--------------------------|-------------|-----------------|-------------------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------------|
| für Laufachsen . . . . . | 915         | 100             | 8                             | 13                       | 88                       | 9                                |
| „ Treibachsen . . . . .  | 927         | 70              | 11                            | 13                       | 88                       | 6                                |
| Querfedern . . . . .     | 1170        | 110             | 8                             | 14                       | 78                       | 10                               |

### e) Zug- und Stoßfedern.

**Berechnung der Pufferfedern.** Wird ein beladener Güterwagen mit 5 km/st Geschwindigkeit gegen andere stillstehende Wagen abgestoßen, und werden die dabei beteiligten vier Pufferfedern unter einer Pressung von 0 bis  $P \text{ kg}$  von 0 bis  $s \text{ mm}$  zusammengedrückt, so ist die lebendige Kraft der bewegten Wagenmasse  $m$  bei der Geschwindigkeit  $v \text{ km/st}$

$$\frac{m \cdot v^2}{2 \cdot 3,6^2} = 4 \cdot \frac{P}{2} s = 2 \cdot P \cdot s;$$

also 
$$P = \frac{G}{g} \cdot \frac{1000 \cdot v^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot 2 \cdot s} = \frac{3,93 \cdot G \cdot v^2}{2 s} = 1,965 \cdot \frac{G v^2}{s}.$$

Ist das Gewicht  $G$  des abgestoßenen Wagens = 20 t und  $s = 120 \text{ mm}$ , so wird 
$$P = \frac{1,965 \cdot 20 \cdot 5^2}{0,12} = 8192 \text{ kg.}$$
 Die von jeder Feder aufzunehmende Stoßarbeit der

elastischen Formänderung ist daher 
$$A = \frac{P \cdot s}{2} = \frac{8192 \cdot 0,12}{2} = 492 \text{ kgm}$$
 (siehe Jähns, Organ 1883, S. 207). Die Federn müssen nun eine solche Stärke besitzen, daß sie diese Stoßwirkung vollkommen aufnehmen, ohne aufzusitzen, andernfalls würde der Rest der Stoßarbeit unelastisch auf die Masse der Fahrzeuge übergehen, was aber unter zerstörenden Wirkungen für den ganzen Bau derselben in hohem Grade nachteilig ist. Dieser Rest an mechanischer Arbeit, den die Federn nicht mehr innerhalb ihrer Elastizität übertragen können, wird um so größer, je mehr die Federn durch Überanstrengung und Überschreitung der Elastizitätsgrenze sich bleibend gesetzt haben. Es kann auf diese Weise vorkommen, daß über die Hälfte der Stoßwirkung unmittelbar auf die Masse der Fahrzeuge übergeht und die betriebsfähige Erhaltung derselben erheblich erschwert.

### f) Die Ausgleichhebel.

Ihre Wirkungsweise und die Lastregulierung durch Nachspannen der Tragfedern ist bereits im Abschnitt II, 3 näher besprochen worden. Es sei hier nur noch einmal auf meine Abhandlung in Glasers Annalen 1897, S. 489, hingewiesen, in der ich auf Grund von Versuchen nachgewiesen habe, wie unzuverlässig und



unvollständig diese Ausgleichhebel im Ruhezustande der Lokomotive wirken, und daß besonders ihr Ersatz durch Winkelhebel fast zwecklos erscheint, wenn sie sich nicht in vollständig tadellosem und gut geöltem Zustande befinden.

## 4. Das Triebwerk.

### A. Die Steuerung.

Beim Entwerfen einer Lokomotivsteuerung wird es sich zuerst darum handeln, welchen Dienst die Lokomotive auszuführen hat, da z. B. bei Verschiebelokomotiven und auch öfters solchen für den Vorspanndienst, sowie für Klein- und Nebenbahnen nur eine kurz bemessene Dienstdauer bei geringer Geschwindigkeit beansprucht wird und daher bei einer kleineren Dampfzuströmungsgeschwindigkeit nach den Zylindern keine so großen Schiebereinströmungsöffnungen erforderlich erscheinen. Bei Schnellzug-Lokomotiven ist aber das Umgekehrte der Fall, so daß man bei diesen, wegen des starken Spannungsabfalls in den Zylindern, die Einströmungsöffnungen größer nehmen sollte als bisher. Wie aus diesen im Verein mit dem größten Füllungsgrad bei ausgelegter Steuerung und der Voreilung die Elemente einer Steuerung festzustellen sind, ist im Abschnitt I, 4 angegeben. Für schnellen Gang empfiehlt sich der *Trick*sche Schieberkanal, der die mittlere Dampfspannung  $p_m$  in den Zylindern z. B. bei der  $\frac{2}{3}$ gekuppelten Personenzug-Lokomotive für  $\varepsilon = 20\%$  und  $v = 60$  km/st um 6% erhöht. Vgl. den Aufsatz des Verfassers in Glasers Annalen 1895, S. 14. Die übrige Anordnung der Steuerung, ob innere oder äußere, mit senkrechter, wagerechter oder geneigter Schieberfläche richtet sich mit nach der Lage der Zylinder und der gewählten Bauart. Die senkrechte Lage hat insofern ihre Nachteile, als die Grundringe und Stopfbuchsen unter der größeren Belastung stärker in Anspruch genommen werden und öfter auszubuchsen sind. Am besten scheinen sich die dampfdichten *Kolbenschieber* zu bewähren, obwohl auch sie gewisse Nachteile besitzen.

### B. Die Kraftübertragung.

#### a) Bauarten.

Obwohl in gewissen Fällen die *Verbundwirkung* durch ihre größeren Füllungsgrade auf indikatorischem Gebiete und durch das geringere *Temperaturgefälle* zwischen dem Dampf und den Zylinderflächen auch in kalorischer Beziehung unbestreitbare Vorteile besitzt, so muß diese Bauart doch immer als eine Komplikation betrachtet werden, die voraussichtlich durch die Einführung des überhitzten Dampfes wieder beseitigt werden wird. Bei großen Geschwindigkeiten ist die *Gegenläufigkeit* der Triebwerksmassen vierzylindriger Bauarten höchst wünschenswert, während dreizylindrige Lokomotiven nicht ganz diesen Vorteil bieten. Am zweckmäßigsten erscheint in dieser Beziehung die vollkommen ausgeglichene vierzylindrige *Zwillingslokomotive* mit überhitztem Dampf. Man vgl. die *Versetzungswinkel* der Schiffsmaschinenkurbeln nach *Schlick*. Bei vierzylindrigen Lokomotiven bietet der *Einachsenantrieb* einige Vorteile, namentlich in der Bauart der Steuerung (*v. Borries*), während das doppelte Triebwerk (*de Glehn*) mit einer geringeren Radreifenabnutzung verbunden ist.



## b) Einzelheiten.

## 1. Die Zylinder.

Zur Bestimmung der Zylinderabmessungen, des Durchmessers  $d$  und des Kolbenhubes  $h$  hat man zunächst die Grundformeln für die indizierte Zugkraft  $Z = u p_m$  kg und die Dampfentwicklung  $M = \frac{u \varepsilon v \gamma}{1000}$  kg/st. Der mittlere, effektive Dampfdruck im Zylinder  $p_m$  ist eine Funktion des Kesselüberdrucks  $p$ , des Füllungsgrades  $\varepsilon$  und der Geschwindigkeit  $v$ ;  $p$  und  $\varepsilon$  werden vom Konstrukteur gewählt, und zwar besonders der Füllungsgrad auf Grund der beanspruchten Wirtschaftlichkeit oder bei festgesetzter Heizfläche aus der zweiten Formel. Die geforderte Leistung ist  $L = \frac{Z \cdot v}{270}$ . Hiernach kann die Wertziffer  $u = 100^2 \cdot \frac{d^2 h}{D} = \frac{Z}{p_m}$  festgestellt werden, und zur Bestimmung der einzelnen Glieder  $d$ ,  $h$  und  $D$  ist nun folgendes zu berücksichtigen. Das Verhältnis zwischen Kraft- und Lastarm  $\frac{r}{R} = \frac{h}{D}$  ist eine Funktion der Kolbengeschwindigkeit  $V = \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60} \cdot \frac{2h}{\pi D}$ , die ebenfalls zwischen gewissen Grenzen liegt und hiernach durch

$$\alpha = \frac{h}{D} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot V}{2 \cdot v} = 1,8 \cdot \frac{\pi \cdot V}{v}$$

berechnet werden kann, so daß die Wertziffer

$$u = 100^2 \frac{d^2 h}{D} = 100^2 \cdot \alpha \cdot d^2 = \frac{Z}{p_m}$$

und daher jetzt

$$d = \sqrt{\frac{Z}{\alpha \cdot p_m}} = \sqrt{\frac{Z \cdot v}{1,8 \cdot \pi \cdot V \cdot p_m}} = \sqrt{\frac{270 \cdot L}{1,8 \cdot \pi \cdot V \cdot p_m}} = 6,9 \sqrt{\frac{L}{V p_m}} \text{ cm}$$

bekannt ist.

Soll z. B. für eine Zwillinglokomotive bei

- einem Dampfüberdruck von . . . . .  $p = 12 \text{ kg/qcm}$ ,
- einem Füllungsgrad von . . . . .  $\varepsilon = 20\%$ ,
- einer Zuggeschwindigkeit von . . . . .  $v = 60 \text{ km/st}$  und
- einer Kolbengeschwindigkeit von . . . . .  $V = 3,5 \text{ m/sek}$
- die Leistung der Lokomotive . . . . .  $L = 480 \text{ PS}$

betragen, so ist der zugehörige Kolbendurchmesser

$$d = 6,9 \sqrt{\frac{480}{3,5 p_m}}$$

$$p_m = (p + 1) \left( \alpha + \frac{b}{\varepsilon} + \frac{c}{\varepsilon^2} \right) = (12 + 1) \left( 1 - \frac{20}{20} + \frac{130}{20^2} \right) = 13 \cdot 0,325 = 4,2 \text{ kg/qcm}$$

und daher der Kolbendurchmesser

$$d = 6,9 \sqrt{\frac{480}{3,5 \cdot 4,2}} = 395 \text{ mm.}$$

Ferner liegt auch das Verhältnis  $\frac{h}{d}$  in gewissen gebräuchlichen Grenzen, und zwar bzw. für Güter- und Schnellzug-Lokomotiven zwischen 1,2 und 1,5. Im vorliegenden Beispiel wird

$$h = \alpha D = 1,8 \cdot \pi \cdot \frac{V}{v} \cdot D = \frac{1,8 \cdot \pi \cdot 3,5 \cdot D}{60} = 0,35 D,$$

$$u = \frac{Z}{p_m} = \frac{270 \cdot L}{v \cdot p_m} = \frac{270 \cdot 480}{60 \cdot 4,2} = 514.$$

Wird aber das Verhältnis  $\frac{h}{d} = 1,4$  gewählt, so ist  $h = 1,4 \cdot 395 = 553$  und  $D = 3h = 1659$  mm.

Für Verbundlokomotiven wird bei gleich großem Hochdruckzylinder die Füllung doppelt so groß, während die Kolbenfläche des Niederdruckzylinders das 2,5 bis 3 fache von der des Hochdruckzylinders beträgt, indem dieselbe einerseits vom indikatorischem Standpunkt so groß als möglich zu machen ist, vom kalorischen aus und zur Vermeidung zu großer Triebwerksmassen aber möglichst klein, woraus der in obigen Grenzen liegende unsichere Zustand hervorgegangen ist. Bei genaueren indikatorischen Untersuchungen ist übrigens der Querschnitt der Kolbenstangen von dem der Zylinder in Abzug zu bringen, um die wahre wirksame Druckfläche und den genaueren Dampfzufüllungs- und Expansionsraum zu erhalten.

Die hinteren Kolbenstangen müssen, wenn sie eine ansehnliche, freitragende Länge haben, eine besondere Führung bekommen, um die Knickfestigkeit zu erhöhen. Eine Verbiegung kann namentlich durch Wasserschlag oder Erwärmen sehr leicht eintreten.

## 2. Die Gradführungen.

Bezeichnet  $l$  die frei tragende Länge,

$b$  die Breite und

$h$  die Höhe,

alles in cm, so ist die Materialspannung

$$\sigma = \frac{Pl}{4W} = \frac{Pl}{4 \cdot \frac{bh^2}{6}}$$

und die Durchbiegung

$$\delta = \frac{Pl^3}{48 \cdot EJ} = \frac{Pl^3}{48 \cdot E \cdot \frac{bh^3}{12}}$$

Ist z. B. der Kolbendruck  $K = 10000$  kg und bei einem Verhältnis  $\frac{r}{L}$  zwischen der Kurbel und Kurbelstange  $= \frac{1}{5}$ , der Gleisendruck  $P$  in der Mitte etwa  $= 2000$  kg,  $l = 150$ ,  $b = 7,8$ ,  $h = 9,2$  cm und der Elastizitätsmodul des Materials  $E = 2000000$  kg, also das Widerstandsmoment  $W = \frac{7,8 \cdot 9,2^2}{6} = 110$  und das Biegemoment

$J = \frac{7,8 \cdot 9,2^3}{12} = 506$ , so ist die Materialspannung  $\sigma = \frac{2000 \cdot 150}{4 \cdot 110} = 682$  kg, bei einer

Sicherheit gegen bleibende Durchbiegung von  $\frac{3800}{682} = 5,6$  und gegen Bruch  $\frac{6000}{682} = 8,8$ . Die Durchbiegung  $\delta = \frac{2000 \cdot 150^3}{48 \cdot 2000000 \cdot 506} = 1,4$  mm erscheint aber zu groß, weshalb die Querschnittsabmessungen, und zwar in erster Linie die Höhe  $h$  so vergrößert werden müßten, daß die Durchbiegung höchstens 1 mm beträgt.

## 3. Die Kurbelstangen.

Sie sind auf Zerknicken zu berechnen, und zwar zunächst nach der Euler'schen Formel  $P = \frac{\pi^2 EJ}{l^2}$ . Es ist bekannt, daß diese Festigkeitsberechnungen nicht auf ganz sicheren Grundlagen beruhen, so daß auch mehr oder weniger empirische Knickformeln, wie die von Schwarz-Rankine und Tetmajer



aufgestellt worden sind. Die in den Kurbelstangen zu übertragende Kraft  $P$  ist  $\frac{\text{der Kolbenkraft } K}{\cos \psi}$ , wenn das Verhältnis  $\frac{\text{Kurbelstange}}{\text{Kurbelstangenlänge}} = \frac{r}{L} = \sin \psi$ . Ist z. B. die Kolbenkraft  $K = 10000 \text{ kg}$ ,  $\frac{r}{L} = \sin \psi = \frac{1}{6}$ ; also  $\cos \psi = \sqrt{1 - \sin^2 \psi} = 0,986$ , so ist  $P = \frac{10000}{0,986} = 10142 \text{ kg}$ . In diesem Fall kann also bei der Unsicherheit der Kraftbestimmung der Winkel  $\psi$  vernachlässigt werden. Ist ferner  $l = 185 \text{ cm}$ ,  $b = 3,8$  und  $h = 8 \text{ cm}$ , also  $J = \frac{h \cdot b^3}{12} = \frac{8 \cdot 3,8^3}{12} = 36,6$ , so erhält man die Knickkraft an der zulässigen Belastungsgrenze

$$P = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 36,7}{185^2} = 21110 \text{ kg}$$

mit einer Sicherheit gegen Zerknicken von  $\frac{21110}{10142} = \text{etwa } 2,1$ . Für die weit geringere Beanspruchung während der Fahrt ist diese Sicherheit erheblich größer. Die Materialbeanspruchung kann aber andererseits noch verstärkt werden durch Stoßwirkungen, die durch Wasserschlag in den Zylindern und dadurch entstehen, daß Spielräume in den Lagern eintreten, ferner durch die Fliehkraft und Zapfenreibung.

#### 4. Die Kuppelstangen und Zapfen.

Die gewöhnliche Berechnung einer Kuppelstange nach der Eulerschen Knickformel  $P = \frac{\pi^2 EJ}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot h \cdot b^3}{12 \cdot l^2}$  führt bei den Abmessungen  $h = 9$ ,  $b = 4$  und  $l = 250 \text{ cm}$  zu folgendem Ergebnis

$$P = \frac{9,87 \cdot 2000000 \cdot 9 \cdot 4^3}{12 \cdot 250^2} = 15160 \text{ kg.}$$

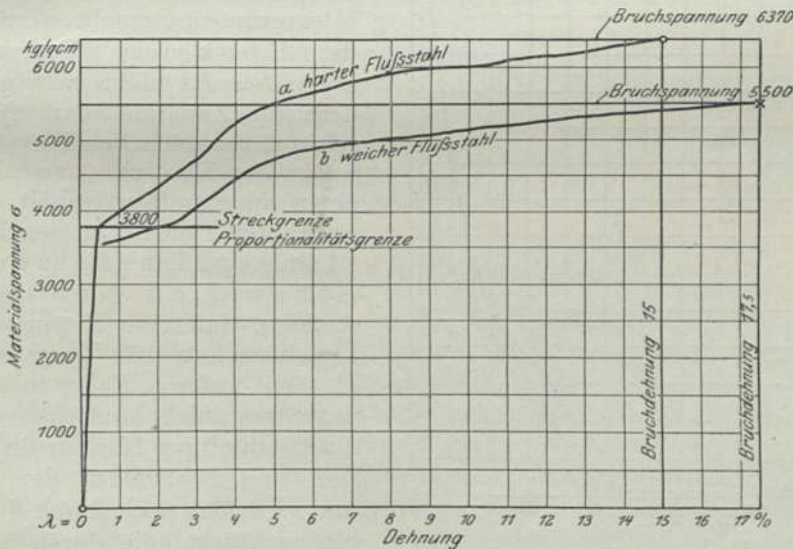


Fig. 453. Spannungskurven.

|   | Proportionalitätsgrenze |             |        | Bruchgrenze     |             |
|---|-------------------------|-------------|--------|-----------------|-------------|
|   | $\sigma$ kg/qcm         | $\lambda$ % | $E$    | $\sigma$ kg/qcm | $\lambda$ % |
| a | 3800                    | 0,55        | 691000 | 6370            | 15,0        |
| b | 3500                    | 0,40        | 875000 | 5500            | 17,0        |

Eine solche Kuppelstange kann daher nach dieser Berechnung bis zu ihrer seitlichen Ausbiegung eine Kraft von etwa 15 t übertragen. Die wirkliche Beanspruchung ist aber unter regelrechten Umständen bei zweifach gekuppelten Lokomotiven eigentlich nur etwa ein Drittel so groß, so daß hiernach etwa eine dreifache Sicherheit vorliegen würde; allein die Beanspruchung steigert sich unter Umständen noch ganz erheblich. Der Fall ist leicht denkbar, daß bei einem augenblicklichen Ausweichen der Treibräder auf den Schienen infolge verminderten Reibungswiderstandes und sogar stoßweise, die ganze Kraft auf die Kuppelstange übertragen wird, so daß schon hierdurch allein eine Stangenkatastrophe als durchaus leicht möglich erscheint und tatsächlich auch mehrfach eingetreten ist. Ich habe diese Erscheinungen in der Z. Ver. deutsch. Ing. 1900, S. 417, genauer untersucht und berechnet, bei denen neben diesen Stangenverbiegungen auch solche der Kurbelzapfen und Achswellen eingetreten waren. Die Berechnung erfordert zunächst eine Erweiterung der gegenwärtigen Festigkeitslehre über die vollkommene Elastizität hinaus, zur Stoßelastizität und Festigkeit, was auf Grund von Biege-, Zerreiß- und Schlagproben erfolgt ist. Einige dieser Ergebnisse mögen hier noch angeführt werden. Fig. 453 zeigt die Materialspannung (Spannungskurve) als Funktion der Dehnung, auf die ursprüngliche Stärke und Länge des Versuchsstabes bezogen, und zwar

- für gewöhnlichen Flußstahl und
- für ein etwas weiches Material.

Fig. 454 enthält umgekehrt die elastischen und bleibenden Dehnungen als Funktion der Materialspannung, also die Dehnungskurve. Aus diesen Untersuchungen ist gleichzeitig zu erkennen, daß eine vollkommene Elastizität eigentlich nicht vorhanden ist und daß ein gewisser Grad derselben, wenn auch immer schwächer, bis zum Bruche fortbesteht. Sollen nun die Kraftwirkungen und Formveränderungen außerhalb der sogenannten Elastizitätsgrenze untersucht werden, so ist das Hooke'sche Proportionalitätsgesetz  $\sigma = E\lambda$  nicht mehr gültig, sondern die Zunahme der Spannung  $\sigma$  folgt der empirischen Formel  $\sigma^5 = E\lambda$ , wobei der Elastizitätsmodul natürlich einen anderen Wert erhält. Die oben erwähnten Defekte an den Kuppelstangen, Kurbelzapfen und Achswellen waren dadurch entstanden, daß eine Kuppelstange, die also höchstens 15 t Tragkraft besitzt, in ihrer unteren Lage, in der die andere Stange nicht hinderlich sein konnte, durch einseitiges Nachlassen der Adhäsion und Schleudern der Treibachse und vielleicht noch durch Stoßwirkungen verstärkt, die durch unzulässige Spielräume der Achsbuchsen, Achsgabeln und Stangenlager verursacht wurden, eine kleine Ausbiegung und Verkürzung erhielt, wobei die Treib-

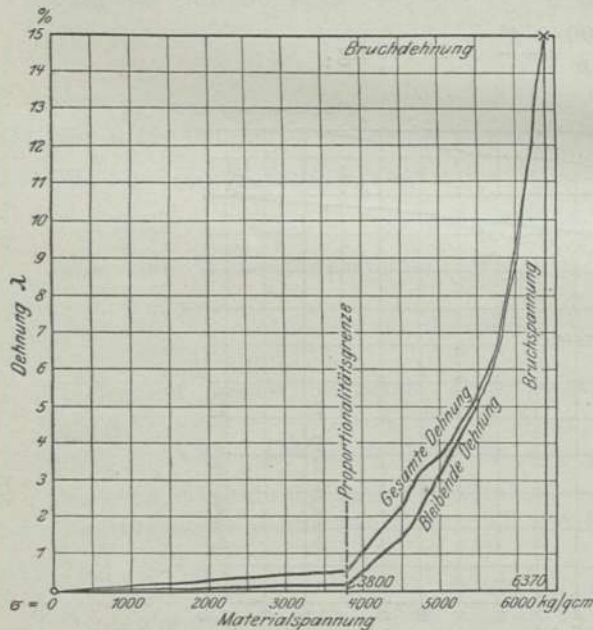


Fig. 454. Dehnungskurve. Härterer Flußstahl.

$$\text{Dehnungskoeffizient } \alpha = \operatorname{tg} \varphi = \frac{\lambda}{\sigma}$$

$$\text{Elastizitätsmodul } E = \frac{\sigma}{\lambda} = \frac{1}{\alpha}$$

achse fortbesteht. Sollen nun die Kraftwirkungen und Formveränderungen außerhalb der sogenannten Elastizitätsgrenze untersucht werden, so ist das Hooke'sche Proportionalitätsgesetz  $\sigma = E\lambda$  nicht mehr gültig, sondern die Zunahme der Spannung  $\sigma$  folgt der empirischen Formel  $\sigma^5 = E\lambda$ , wobei der Elastizitätsmodul natürlich einen anderen Wert erhält. Die oben erwähnten Defekte an den Kuppelstangen, Kurbelzapfen und Achswellen waren dadurch entstanden, daß eine Kuppelstange, die also höchstens 15 t Tragkraft besitzt, in ihrer unteren Lage, in der die andere Stange nicht hinderlich sein konnte, durch einseitiges Nachlassen der Adhäsion und Schleudern der Treibachse und vielleicht noch durch Stoßwirkungen verstärkt, die durch unzulässige Spielräume der Achsbuchsen, Achsgabeln und Stangenlager verursacht wurden, eine kleine Ausbiegung und Verkürzung erhielt, wobei die Treib-



achse eine entsprechende Verdrehung erlangte, die hierbei entstandenen Deformationen in dem nächsten toten Punkte sich verstärkten und sich auch noch auf die Zapfen und Achswellen erstreckten. In einem besonderen Fall hatten sich die Kuppelachsapfen an ihren Enden um 23 und 30 mm und die Achswelle in der Mitte in der entgegengesetzten Richtung um 10 mm durchgebogen. Die ersteren ergaben einen Krümmungshalbmesser der Mittellinie von etwa  $\rho = \frac{240^2}{2 \cdot 30} = 1 \text{ m}$  und daher eine bleibende

Dehnung von  $\lambda = \frac{130 \cdot 100}{2 \cdot 1000} = 6,5\%$ , was nach der Fig. 454 eine Materialspannung von etwa 57,5 kg/qmm und einer Kraftwirkung von

$$P = \frac{W\sigma}{l} = \frac{\pi \cdot 13^3}{32} \cdot \frac{5750}{24} = 51,7 \text{ t}$$

entspricht. Bei der Achswelle war

$$\rho = \frac{588^2}{2 \cdot 10} = \text{etwa } 17 \text{ m}, \quad \lambda = \frac{180 \cdot 100}{2 \cdot 17000} = 0,53\%$$

und  $\sigma = 41 \text{ kg/qmm}$ ; daher

$$P = \frac{\pi \cdot 18^3 \cdot 4100}{32 \cdot 44,7} = 52,5 \text{ t.}$$

Hieraus wird also zu schließen sein, daß die Stangen vor der Verbiegung zwar einen größeren Widerstand leisten können, aber auch die Stoßwirkungen unter Umständen noch größer sein werden, als das Dreifache des Dampfdrucks. Im erwähnten Aufsatz des Verfassers über die Stoßelastizität und Festigkeit ist mit Hilfe der ergänzten Theorie und Berechnung der Deformationsarbeit ein noch höherer Wert des Zapfendruckes  $P$  gefunden worden. Es erscheint daher zweckmäßig, für solche Triebwerksteile ein festes, weiter veredeltes Material zu verwenden, wozu sich der Nickelstahl am besten zu eignen scheint, dessen Festigkeitseigenschaften aus der Fig. 455 zu ersehen sind.

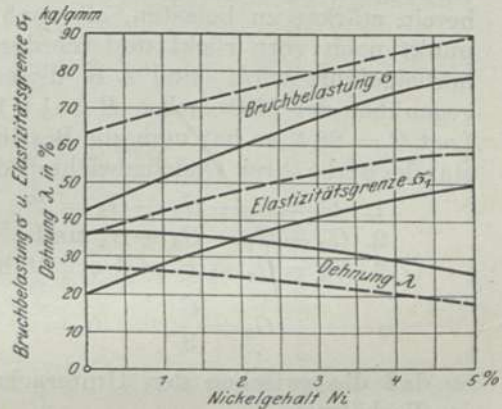


Fig. 455. Nickelstahl.  
Kohlenstoffgehalt: ——— 0,24—0,26 %  
----- 0,40—0,42 %.

## 5. Ausrüstung der Lokomotiven.

Über die Exhaustoren, Sicherheitsventile, Strahlpumpen und Bremsvorrichtungen ist das Nötige in den früheren Abschnitten enthalten; an den übrigen Nebenbestandteilen, wie den Wasserständen, Manometern, Pfeifen, Schmiervorrichtungen, Kesselverkleidungen, Führerständen, Sandstreuvorrichtungen und Läutewerken sind keine Berechnungen auszuführen. Der Lokomotivbetrieb erfordert aber noch die Mitnahme einer gewissen, zur Krafterzeugung unentbehrlichen Menge von Material (Wasser- und Kohlenvorräte) auf der sogenannten Tenderlokomotive selbst oder auf einem besonderen Fahrzeug, dem Schlepptender. Die tote Last des letzteren fällt aber bei kleinen Zügen und auf starken Steigungen so empfindlich ins Gewicht, daß in diesen Fällen nur Tenderlokomotiven benutzt werden, ebenso beim Verschiebedienst. Der Wasservorrat kann bei diesen Lokomotiven über, unter und neben dem Langkessel angeordnet

werden; die letztere Einrichtung erhöht aber die seitlich überhängenden Massen und daher die schwankenden Bewegungen, weshalb solche Kleinbahn-Lokomotiven öfters sehr unruhig gehen.

### Der Tender.

Man ist jetzt bestrebt, nicht nur starke Personen- und Güterzüge, ohne anzuhalten, auf längeren Strecken durchzuführen, also, wenn man so sagen darf, den Aktionsradius zu vergrößern, sondern auch die Lokomotiven bis zu ihrer Ausspanne möglichst lange im Dienst zu erhalten, was bezüglich ihrer Ausnutzung sehr vorteilhaft erscheint, wodurch aber die mitzunehmenden Kohlen- und Wasservorräte und hiermit auch das Eigengewicht der Tender immer größer geworden sind, so daß die vierachsigen Tender mit 20 t Wasser und 5 t Kohlenvorrat bei 47 t Dienstgewicht nicht mehr ausreichen. Zur Beschränkung der Wasserschwankungen empfiehlt sich die Anbringung von Querplatten (Wellenbrecher) im Wasserraum.

Es ist bekannt, daß sich die Belastungsverhältnisse der Tender nicht nur mit der Abnahme der Kohlen- und Wasservorräte, sondern auch bei jedem Geschwindigkeitswechsel infolge der dabei auftretenden Massenkräfte ändern und z. B. die Hinterachsen beim Bremsen entlastet werden, wodurch die Bremswirkung beeinträchtigt wird. Es erscheint daher um so mehr geboten, diese Achsen von vorn herein stärker zu belasten, als nach Maßgabe des Wasserverbrauchs der Schwerpunkt nach vorn rückt und hierdurch ebenfalls eine ungünstigere Lastverteilung herbeigeführt wird. Soll z. B. dieses Übergewicht bei einem dreiachsigen Tender gegenüber der Mittelachse  $P = \frac{1}{2} t$  betragen und ist die auf den Federn ruhende Last  $G = 28 t$ , so hat man zur Bestimmung der einzelnen Lasten bei gleichem Radstande  $a$  die drei Gleichgewichtsbedingungen:

1.  $G = G_1 + G_2 + G_3 = 28$ ,
2.  $G_2 - G_1 = G_3 - G_2$  und
3.  $G_3 = G_2 + P$  und erhält hieraus

$$G_2 = \frac{G}{3}, \quad G_3 = \frac{G}{3} + P \quad \text{und} \quad G_1 = \frac{G}{3} - P,$$

so daß die zwischen den Hinterachsen etwa anzubringenden Längsausgleichhebel im Verhältnis

$$\frac{\frac{G}{3} + P}{\frac{G}{3}} = 1 + \frac{3P}{G}$$

zu teilen sind  $= 1 + \frac{3 \cdot 0,5}{28} = 1,054$ .

Der Schwerpunkt liegt bei

$$x = \frac{G_1 \cdot 2a + G_2 a}{G} = \frac{\left(\frac{G}{3} - P\right) 2a + \frac{G}{3} a}{G} = \left(1 - \frac{2P}{G}\right) a = 0,964 \cdot a$$

von der Hinterachse entfernt. Die Schienendrucke erhält man durch Hinzufügen der unter den Tragfedern, einschließlich dieser, befindlichen Gewichte für 1 Achse, 2 Achsbuchsen, 2 Federn und 2 Satz Federgehängen im Gesamtgewicht von etwa 1,5 t.

Im leeren Zustande kann der Schwerpunkt von der oben berechneten Lage ab um etwa 150 mm nach vorn rücken, unter entsprechender Entlastung der Hinterachse.



## Anhang.

### Hauptverhältnisse der wichtigeren Lokomotivbauarten.

#### Bauart und Abmessungen der Lokomotiven.

##### A. Personenzug- und Schnellzug-Lokomotiven.

| Laufende Nummer . . . . .                      |                      | 1         | 2         | 3         | 4         | 5         | 6         | 7                 | 8              | 9         | 10                | 11                       | 12             |
|--|----------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------------|----------------|-----------|-------------------|--------------------------|----------------|
| Betriebsdienst . . . . .                       | Einheit<br>—         | Pers.-Zug | Pers.-Zug | Pers.-Zug | Pers.-Zug | Schnellz. | Schnellz. | Schnellz.         | Pers.-Zug      | Schnellz. | Schnellz.         | Schnellz.                | Schnellz.      |
| Bauart . . . . .                               | —                    | Normal    | Ruhr-Sieg | —         | —         | —         | Hannover  | Grafen-<br>staden | Stadt-<br>bahn | Hannover  | Grafen-<br>staden | Grafenst.<br>Serve-Rohre | Heiß-<br>dampf |
| Achsenkuppelung . . . . .                      | —                    | 2/3       | 2/3       | 2/4       | 2/4       | 2/4       | 2/4       | 2/4               | 2/4            | 2/5       | 2/5               | 2/5                      | 2/4            |
| Zwilling oder Verbund . . . . .                | —                    | Zwilling  | Zwilling  | Zwilling  | Verbund   | Verbund   | Verbund   | Verbund           | Zwilling       | Verbund   | Verbund           | Verbund                  | Zwilling       |
| Mit oder ohne Tender . . . . .                 | —                    | mit       | mit       | mit       | mit       | mit       | mit       | mit               | ohne           | mit       | mit               | mit                      | mit            |
| Zahl der Zylinder . . . . .                    | —                    | 2         | 2         | 2         | 2         | 2         | 4         | 4                 | 2              | 4         | 4                 | 4                        | 2              |
| Rostfläche . . . . .                           | qm                   | 1,9       | 1,7       | 2,3       | 2,3       | 2,3       | 2,3       | 2,3               | 1,6            | 2,7       | 2,7               | 3,0                      | 2,3            |
| Direkte Heizfläche                             | } feuer-<br>berührte | 7,2       | 6,7       | 9,0       | 9,0       | 9,0       | 9,7       | 11,4              | 7,7            | 10,0      | 14,6              | 10,5                     | 12,3/37,4      |
| Indirekte „                                    |                      | 96,8      | 89,5      | 110,0     | 109,0     | 110,0     | 109,0     | 110,6             | 88,3           | 153,0     | 140,4             | 220,5<br>(Serve)         | 126,6          |
| Gesamte „                                      | „                    | 104       | 96        | 119       | 118       | 119       | 119       | 122               | 96             | 163       | 155               | 231                      | 139            |
| Kesselüberdruck . . . . .                      | kg/qcm               | 12        | 10        | 12        | 12        | 12        | 14        | 14                | 12             | 14        | 14                | 16                       | 12             |
| Kolbendurchmesser . . . . .                    | mm                   | 400       | 420       | 460       | 460/680   | 460/680   | 330/520   | 340/530           | 430            | 360/560   | 340/560           | 340/560                  | 550            |
| Kolbenhub . . . . .                            | „                    | 560       | 600       | 600       | 600       | 600       | 600       | 640               | 650            | 600       | 640               | 640                      | 630            |
| Treibraddurchmesser . . . . .                  | „                    | 1730      | 1600      | 1730      | 1730      | 1980      | 1980      | 1980              | 1590           | 1980      | 1980              | 1980                     | 2100           |
| Laufraddurchmesser . . . . .                   | „                    | 1130      | 1000      | 980       | 1000      | 980       | 1000      | 900               | 1000           | 1000      | 900/1440          | 900/1200                 | 1000           |
| Radstand der Lokomotiven                       | m                    | 4,5       | 4,4       | 7,4       | 7,4       | 7,4       | 7,5       | 7,5               | 6,8            | 9,0       | 8,2               | 8,7                      | 8,0            |
| Leergewicht der „                              | t                    | 34        | 34        | 43        | 44        | 45        | 49        | 48                | 43             | 58        | 59                | 58                       | 54             |
| Dienstgewicht der „                            | „                    | 39        | 40        | 48        | 50        | 50        | 53        | 54                | 54             | 64        | 65                | 65                       | 60             |
| Reibungsgewicht der Loko-<br>motiven . . . . . | „                    | 25        | 27        | 28        | 30        | 30        | 32        | 32                | 27             | 30        | 32                | 32                       | 34             |
| Steuerung . . . . .                            | —                    | Allan     | Allan     | Heusinger | Heusinger | Heusinger | Heusinger | Heusinger         | Heusinger      | Heusinger | Heusinger         | Heusinger                | Heusinger      |
| Radstand des Tenders . . . . .                 | m                    | 3,3       | 3,3       | 3,3       | 3,3       | 3,4       | 4,7       | 4,7               | —              | 4,5       | 4,6               | 4,6                      | 4,6            |
| Leergewicht des Tenders . . . . .              | t                    | 16        | 14        | 16        | 16        | 16        | 21        | 22                | —              | 19        | 22                | 22                       | 24             |
| Dienstgewicht des Tenders . . . . .            | „                    | 30        | 29        | 32        | 33        | 33        | 42        | 43                | —              | 43        | 47                | 47                       | 52             |
| Gesamtradstand mit Tender                      | m                    | 10,7      | 10,6      | 13,2      | 13,2      | 13,4      | 14,8      | 14,6              | 6,8            | 15,3      | 15,4              | 15,5                     | 15,0           |
| Gesamtdienstgewicht mit<br>Tender . . . . .    | t                    | 69        | 69        | 80        | 83        | 83        | 95        | 97                | 54             | 107       | 112               | 112                      | 112            |

Anhang.

## Bauart und Abmessungen der Lokomotiven.

## B. Eilgüter- und Güterzug-Lokomotiven. C. Nebenbahn-Lokomotiven.

| Laufende Nummer . . . . .                   |              | 1            | 2        | 3            | 4            | 5        | 6        | 7         | 8        | 9        | 10        |
|---|--------------|--------------|----------|--------------|--------------|----------|----------|-----------|----------|----------|-----------|
| Betriebsdienst . . . . .                    | Einheit<br>— | Güterzug     | Güterzug | Eilgüterzug  | Eilgüterzug  | Güterzug | Güterzug | Güterzug  | Güterzug | Güterzug | Nebenbahn |
| Bauart . . . . .                            | —            | Normal       | —        | —            | —            | —        | —        | Mallet    | Hagans   | Hagans   | Normal    |
| Achsenkuppelung . . . . .                   | —            | 3/3          | 3/3      | 3/4          | 3/4          | 4/4      | 4/4      | 4/4       | 4/4      | 5/5      | 3/3       |
| Zwilling oder Verbund . . . . .             | —            | Zwilling     | Verbund  | Zwilling     | Verbund      | Zwilling | Verbund  | Verbund   | Zwilling | Zwilling | Zwilling  |
| Mit oder ohne Tender . . . . .              | —            | mit und ohne | mit      | mit und ohne | mit und ohne | mit      | mit      | mit       | ohne     | ohne     | ohne      |
| Zahl der Zylinder . . . . .                 | —            | 2            | 2        | 2            | 2            | 2        | 2        | 4         | 2        | 2        | 2         |
| Rostfläche . . . . .                        | qm           | 1,5          | 1,5      | 2,3          | 2,3          | 2,3      | 2,3      | 2,0       | 1,7      | 2,3      | 1,4       |
| Direkte Heizfläche, feuerberührte . . . . . | "            | 7,8          | 7,7      | 10,8         | 10,2         | 10,6     | 9,6      | 9,7       | 7,8      | 7,9      | 4,8       |
| Indirekte „ . . . . .                       | "            | 117,2        | 114,3    | 127,2        | 126,5        | 133,4    | 130,4    | 132,3     | 91,2     | 129,1    | 54,2      |
| Gesamte „ . . . . .                         | "            | 125          | 122      | 138          | 137          | 144      | 140      | 142       | 99       | 137      | 59        |
| Kesselüberdruck . . . . .                   | kg/qcm       | 10           | 12       | 10           | 12           | 10       | 12       | 12        | 12       | 12       | 12        |
| Kolbendurchmesser . . . . .                 | mm           | 450          | 460/650  | 450          | 500/750      | 520      | 530/750  | 390/600   | 430      | 520      | 350       |
| Kolbenhub . . . . .                         | "            | 630          | 630      | 630          | 630          | 630      | 630      | 600       | 630      | 630      | 550       |
| Treibraddurchmesser . . . . .               | "            | 1330         | 1330     | 1330         | 1350         | 1250     | 1250     | 1260      | 1250     | 1200     | 1080      |
| Laufraddurchmesser . . . . .                | "            | —            | —        | 1000         | 1000         | —        | —        | —         | —        | —        | —         |
| Radstand der Lokomotiven . . . . .          | m            | 3,4          | 6,2      | 6,3          | 6,0          | 4,5      | 4,5      | 5,8       | 5,7      | 6,9      | 3,0       |
| Leergewicht der Lokomotiven . . . . .       | t            | 34           | 35       | 42           | 47           | 45       | 48       | 48        | 48       | 55       | 22        |
| Dienstgewicht der Lokomotiven . . . . .     | "            | 39           | 40       | 49/53        | 52/56        | 53       | 54       | 54        | 56       | 70       | 32        |
| Reibungsgewicht der Lokomotiven . . . . .   | "            | 39           | 40       | 40           | 41           | 53       | 54       | 54        | 56       | 70       | 32        |
| Steuerung . . . . .                         | —            | Allan        | Allan    | Allan        | Heusinger    | Allan    | Allan    | Heusinger | Allan    | Allan    | Allan     |
| Radstand des Tenders . . . . .              | m            | 3,8          | 3,3      | 3,3          | 3,3          | 3,3      | 3,3      | 3,8       | —        | —        | —         |
| Leergewicht des Tenders . . . . .           | t            | 15           | 15       | 15           | 15           | 15       | 15       | 14        | —        | —        | —         |
| Dienstgewicht des Tenders . . . . .         | "            | 30           | 30       | 32           | 33           | 32       | 32       | 30        | —        | —        | —         |
| Gesamtradstand mit Tender . . . . .         | m            | 10,9         | 12,4     | 12,6         | 12,6         | 11,8     | 11,8     | 16,4      | 5,7      | 6,9      | 3,0       |
| Gesamtdienstgewicht mit Tender . . . . .    | t            | 69           | 70       | 81           | 85           | 85       | 86       | 84        | 56       | 70       | 32        |



# Sachverzeichnis.

Die beigedruckten Ziffern geben die Seitenzahlen an.

- Abfahrt 410.  
Abfahrtsstelle 599.  
Abgefederte Massen 31.  
Abkühlung 581, 634, 670.  
Ablaufkurven 277, 337, 339, 342.  
Ablaufversuche 275—279, 337, 339, 349, 363, 441, 549, 589.  
Abnutzung 54.  
Achsenbelastung 258, 262, 428, 445, 538, 624, 655.  
Achsenbrüche 664.  
Achsbuchsen 504, 522, 524, 526, 529, 625, 668, 670.  
Achsenanordnung 650, 657.  
Achsen, bewegliche 505, 652, 661.  
— festgelagerte 539.  
— gebremste 419.  
Achsenkuppelung 280, 399, 548, 650.  
Achsenreibung 298.  
Achsen (Rollen, Gleiten) 421.  
— (Seitenverschiebung) 505, 661.  
Achsenzahl 628, 648.  
Achsgabelverbindung 667, 668.  
Achshalter 668.  
Achslager 261, 265.  
Achslagerreibung 261, 262, 308, 326, 328.  
Achsschenkel 262, 304, 522.  
Achsschenkelbelastung 327.  
Achswellen 662, 678.  
Adhäsion 548, 549, 591, 627, 631.  
Adhäsionsbahnen 622.  
Adhäsionskoeffizient 380.  
Ätzkalk 56.  
Äther 147.  
Aktionsradius 680.  
Analyse, chemische 566.  
Anbrüche 663, 664.  
Anfachung (Feuer) 29, 35, 546, 550.  
Anfahren 375.  
Anfahrventil 371.  
Anfahrversuche 379.  
Anfahrvorrichtung 369, 370, 373, 658.  
Anfangswiderstand 510.  
Anhalten (Zeitverlust) 411.  
Anheizung 58, 546, 561, 567, 598, 670.  
Anheizmaterial 546.  
Anker (Kessel) 644.  
— (Richtkraft) 557, 651, 652.  
Ankunft 410.  
Anlauf(schneid)winkel 504, 507, 513, 542.  
Anrisse 642.  
Anthrazit 3.  
Anzug (Ingangsetzen) 368—370, 375, 627.  
Anzugskraft 253, 255, 329, 368, 369, 482.  
Arbeit, mechanische 50, 61, 63, 67.  
Arbeitsdampf 180, 186.  
Arbeitseinheit 1, 65.  
Arbeitsgleichung 433, 440, 446.  
Arbeitskörper 184.  
Arbeitsverlust 15, 30, 188, 618.  
Arbeitsvermögen 169, 483.  
Asche 50, 57, 58, 598.  
Aschkasten 50, 58, 579, 648.  
Aschklappe 13, 101, 567, 572, 549.  
Asbest 133.  
Aufenthalt 396.  
Aufkochen (schäumen) 56.  
Aufsteckkurbel 639, 666.  
Aufsteigen (Räder) 479, 539, 625, 661.  
Aufwalzen (Siederohre) 642.  
Ausbauchen (Kessel) 642.  
Ausbesserung 397, 411, 521, 550, 631.  
Ausbesserungskosten 631.  
Ausbesserungszeit 642.  
Ausbohren (Siederohrlöcher) 642.  
Ausgleich (Triebwerksmassen) 482, 657.  
Ausgleichshebel 475, 481, 484, 487, 538, 598, 625, 657, 658.  
Ausglühen 598.  
Auslaufkurven 277, 284, 285, 337, 342, 343.  
Auslaufversuche 275, 276, 280, 281, 285, 286, 300, 305, 329, 337, 338, 343, 347—349, 366, 549.  
Auslaufweg 282.  
Auslaufzeit 282.  
Auspuffdampf 73, 174.  
Ausschaben 258.  
Ausströmung 153, 156, 170, 548, 572, 616.  
Auswaschluken 648.  
Außenrahmen 639.  
Außenzylinder 668.  
Backkohle 4.  
Bänder (Heben der Lokomotive) 672.  
Bahn (Einwirkung) 446, 452.  
Bahneinteilung 563.  
Bahnhöfe 626.  
Bahnhofspersonal 563.  
Bahnkrümmung 395, 495, 625.  
Bahnmeisterwagen 329.  
Bahnneigung 445.  
Bahnstrecke (Beobachtung) 28, 544, 545, 565.  
— (Beschaffenheit) 562.  
Bahnunebenheiten 436, 473, 624.  
Bahnunterhaltung 631.  
Bahnwiderstände 267, 332, 446, 452, 473, 548.  
Barrenrahmen 666, 669, 670.  
Baryt 56.  
Barytverfahren 56.  
Beamte, leitende, bei Versuchen 550, 566.  
— mittlere, bei Versuchen 550.  
Bearbeitung, heiße 643.  
Beharrungsgeschwindigkeit 561.  
Beharrungsgleichung 177.  
Beharrungszustand 140, 170, 238, 252, 276, 317, 352, 353, 368, 377, 382, 383, 389, 401, 447, 561, 570, 571, 585, 627.  
Belastung, dynamische 662.  
— statische 662, 664.  
— (Regulierung) 657.  
Belüftung des Dampfes 102, 133.  
Benzin 73.  
Beobachtungsergebnisse 610.  
Bergfahrt 25.  
Berufung 57, 58.  
Beschaffungskosten 553.  
Beschickung, abwechselnde 32.  
Beschleunigung 368, 370, 376, 381, 382, 396, 397, 410, 434, 529, 557, 571, 627.  
Beschleunigungsdiagramm 243.  
Beschleunigungsgleichung 433, 439.  
Beschleunigungskräfte 220, 245, 516, 522, 524, 670.  
Beschleunigungskurven 238, 239, 242, 316, 370, 376, 378, 382, 386, 389, 523, 529.  
Beschleunigungsversuche 37, 233, 276, 315, 363, 379, 381, 382, 549, 589.



- Betrieb 544.  
 Betriebsbremsung 438, 444.  
 Betriebsdienst 404, 596, 626.  
 Betriebsergebnisse 545.  
 Betriebsfähigkeit 298.  
 Betriebskoeffizient 405.  
 Betriebskosten 54, 631.  
 Betriebslänge 405, 409.  
 Betriebssicherheit 258, 277, 279, 498, 531, 536, 538.  
 Betriebsstörungen 259.  
 Bettung 522.  
 Bewegung, drehende 452, 465, 472, 516.  
 — fortschreitende 447, 453.  
 — (Nicken) 453, 467, 625, 652.  
 — (Schlingern) 453, 536, 625.  
 — (Schwanken) 452, 624.  
 — des Schwerpunktes 447, 453.  
 — seitliche 452.  
 — störende 368, 446, 556, 559.  
 — (Wanken) 453, 624.  
 — widerstandslose 101, 197, 284.  
 — (Wogen) 452, 624.  
 — (Zucken) 452, 453, 456, 459.  
 Bitumen 4.  
 Blashahn 28, 82, 572, 575.  
 Blattfedern 508, 511, 516, 661.  
 Blockstation 397, 407.  
 Brandschäden 32.  
 Brandschiefer 28.  
 Braunkohle 3.  
 Brechpunkt 389.  
 Bremse 386, 396, 418, 564, 680.  
 — (Gegendampf) 414, 415, 430, 433.  
 — (Hand-) 415, 436, 438—441.  
 — (Hebelverhältnis) 659.  
 Bremsachse, rollende 421.  
 — schleifende 421.  
 Bremsdruck 419.  
 Bremsformel 442, 443.  
 Bremsklötze 413, 418.  
 Bremskraft 426, 429, 432, 433, 438, 445.  
 Bremskurve 436.  
 Bremsmittel 415, 433.  
 Bremsprocente 434, 438, 443—445.  
 Bremsreibung 260.  
 Bremsversuche 425—429, 432—436, 440—443.  
 Bremswärter 565.  
 Bremsweg 434—438, 445.  
 Bremswiderstand 419, 437, 438.  
 Bremswirkung 397, 416, 418, 431, 433, 439, 680.  
 Bremszeit 435, 438.  
 Brennmaterial 2, 549.  
 Briketts 4, 556.  
 Bruchdehnung 643, 678.  
 Bruchfestigkeit 664.  
 Bruchfläche 566.  
 Bruchgrenze 664, 677.  
 Brücken 397, 663, 664.  
 Chlor 5.  
 Chlorkohlenstoff 53.  
 Corliß-Steuerung 232.  
 Dämpfe 60, 62, 88.  
 Dampfarbeit 256, 323, 585.  
 Dampfausströmung 193—195.  
 Dampfausnutzung 232.  
 Dampfbelüftung 102, 132, 133.  
 Dampfberührte Flächen 127.  
 Dampfdom 640.  
 Dampfrehgestell 508, 521.  
 Dampfdurchlässigkeit 197.  
 Dampfeinströmung 110, 116, 118, 142, 614.  
 Dampfentwicklung 1, 35, 60, 79, 82, 85, 100, 200, 230, 547, 549, 574, 577, 579, 601, 609, 613, 634, 635, 638, 675.  
 Dampf, gesättigter 62.  
 Dampfgeschwindigkeit 110, 233, 547, 581.  
 Dampfkanäle 231.  
 Dampfkessel 634.  
 Dampfkesseldauer 55.  
 Dampfkessel, ortsfeste 26.  
 Dampfkolben 263.  
 Dampfkraft 243, 416, 447, 462, 466, 467, 470.  
 Dampfmangel 28.  
 Dampfmantel 134, 581.  
 Dampfmaschine, rotierende 447.  
 — verlustlose 175.  
 Dampfmenge, indizierte 118.  
 Dampfmasse 69, 71, 85, 105, 116, 120, 142, 158, 159, 169, 565, 567, 570, 572, 580, 613, 615, 618.  
 Dampfpumpe 99.  
 Dampfsammler 640.  
 Dampfsandstreuer 574, 601.  
 Dampfschieber 264, 298.  
 Dampfschiffmaschinen 230, 581.  
 Dampfschläge 18, 105.  
 Dampfschleier 32.  
 Dampfspannung 95, 100, 166, 168, 323, 544, 545, 567, 569, 585, 587—590, 604, 608, 627, 643, 675.  
 Dampfstöße 105, 136.  
 Dampfstrahlpumpe 105, 134, 547.  
 Dampf, trockner 197, 603.  
 Dampftrocknung 87, 109, 544, 640.  
 Dampfturbinen 197, 233.  
 Dampf, überhitzter 62, 180, 197, 620, 674.  
 Dampfverbrauch 2, 35, 78, 97, 100, 118, 188, 230, 324, 544, 547, 549, 574, 577, 580, 600, 614, 617, 628.  
 Dampfverluste 389, 544, 549, 561, 573, 576, 601.  
 Dampfverteilung 198, 548.  
 Dampfverwertung 1, 77, 78, 184, 198, 324, 567, 585, 600, 604 bis 608, 613, 629.  
 Dauferströmung 90, 674.  
 Dauerdiagramm 572.  
 Deckanker 642, 643.  
 Deckelkräfte 252.  
 Deformationsarbeit 679.  
 Dehnung (bleibende, elastische) 603, 604, 678.  
 Dehnungskoeffizient 678.  
 Dehnungskurve 678.  
 Destillationsprodukte 259.  
 Diagrammflächen 585.  
 Diagrammflächen (Völligke t) 570.  
 Dienstdauer 674.  
 Dienstgewicht 628, 650.  
 Differenzzugmesser 31.  
 Disgregationsarbeit 65.  
 Drehgestelle 332, 335, 399, 512, 539, 652.  
 Drehkolbenkraftmaschinen 233, 447.  
 Drehkraft 235, 248—250.  
 Drehpol 236.  
 Drehscheiben 232, 329, 652.  
 Drehschieber 252.  
 Drehzapfen 508.  
 Drosselung 105, 106, 197, 308, 316, 547, 568, 569, 574, 576, 577, 579, 580, 603, 606, 607, 620, 621, 634.  
 Drosselungskurven 129.  
 Drosselungsverluste 142.  
 Druckabfall 578.  
 Druckfläche 676.  
 Druckhöhe 569.  
 Druckluftkolben 658.  
 Druckprobe 197.  
 Druckpumpe 99.  
 Druckschwankungen 143, 575.  
 Druckskala 558.  
 Druckverluste 142, 544, 549.  
 Druckwechsel 246, 523.  
 Druckwechsellpunkte 309, 529.  
 Druckzug 14.  
 Durchfahren (zwanglos) 652.  
 Durchgangsverkehr 396, 650.  
 Durchmesser, zugeordneter 201.  
 Dynamometerversuche 326.  
 Eigengewicht 544, 627.  
 Eigenreibung 256.  
 Eigenschwingung 446.  
 Eigenwiderstand 548, 589.  
 — (der Lokomotive) 256, 257, 275, 298, 315, 316, 319, 321, 322, 324, 627, 662.  
 — (im Dampfe) 60, 324, 326, 389, 549, 550, 627.  
 — (der Wagen) 326, 337, 348.  
 Einachsenantrieb 674.  
 Einfettung 260, 268.  
 Einsetzen 313.  
 Einspritzkondensation 174.  
 Einstellung (in Krümmungen) 502, 515, 517.  
 Einströmungs-(Volldruck)linie 110, 111, 169, 181, 583.  
 Einströmung, innere 213.  
 — (Vor- und Nach-) 614.  
 Einzeldiagramm 140.  
 Eisenoxyd 546.  
 Eisensilikat 28.  
 Elastizitätsgrenze 663, 664, 677.  
 Elastizitätsmodul 664, 678.  
 Endlaufachsen 280, 293, 362, 626.  
 Endspannung 661.  
 Energie 100, 184.  
 — kinetische 15, 21, 100.  
 — potentielle 3, 197.  
 — chemische 61.  
 Energiequelle 3.  
 Energieverluste 2, 47, 188.  
 Entflammungspunkt 259.



- Entgleisung 398, 479, 498, 506, 538, 543.  
 Entgleisungspunkt 539.  
 Entlastung (der Achsen) 187, 189, 192, 521, 538, 547.  
 Entropie 184.  
 Entropiediagramm 66, 69, 135, 183.  
 Entzündungspunkt 259.  
 Erdöl 5.  
 Erdölrückstände 5.  
 Erhaltung der Kraft 61.  
 Exhaustor 575, 579, 603.  
 — Ausprobieren 572.  
 Exhaustordruck 15, 16, 19, 193, 575.  
 Exhaustorsteg 195, 573.  
 Exhaustorversuche 572.  
 Exhaustorwirkung 33, 546, 573.  
 Expansion 614, 676.  
 — adiabatische 146.  
 — dreistufige 600.  
 — feste 198.  
 Expansionsgleichung 614.  
 Expansionsgrade 548.  
 Expansionskraft 547.  
 Expansionskurve 144, 149, 152, 160, 614.  
 Expansion, isothermische 152.  
 — mehrstufige 133, 170, 600.  
 — polytropische 149, 614.  
 Expansionsschieber 232.  
 Expansion, umkehrbare 614.  
 Explosion (Kessel) 646.  
 Explosionsmaschinen 646.  
 Expres-Passenger-Lokomotive 651.  
 Exzenter 198.  
 Exzenter scheiben 224.  
 Exzenterstangen 198.  
 Exzentrizität 110.
- Fabrikationsfehler 549.  
 Fahrbeschränkungen 389, 395, 396, 404, 564, 565.  
 Fahrplan 396, 401, 404, 408, 563.  
 Fahrplankonstruktion 406.  
 Fahrplankorrektur 412.  
 Fahrrichtung (Rückwärtsgang, Vorwärtsgang) 280.  
 Fahrsignale 564.  
 Fahrzeit 389, 407, 408.  
 Fahrzeitzuschläge 407, 411.  
 Fahrzeit (Einholung) 393.  
 — (Kurve) 407.  
 Falle (Lok.-Tender-Kupp.) 516, 518.  
 Faltenbälge 336.  
 Federanordnung 660.  
 Federbelastung 531, 657.  
 Federdruck 658.  
 Federdurchbiegung 460, 461, 476.  
 Federgehänge 438, 506, 510, 532.  
 Federkräfte 446, 465—467.  
 Federnachspannen 660.  
 Federn (Puffer-) 673.  
 — (Schrauben-, Wickel-) 511.  
 — (Starrheitsgrad) 460.  
 — (Stoß-) 673.  
 — (Trag-) 466, 506, 510.  
 — verbundene 482.  
 — weiche 483.
- Federn (Zug-) 673.  
 Federregulierung 657.  
 Federreibung 485.  
 Federschwingungen 461.  
 Federspannung 446.  
 Federspiel 221, 452.  
 Feder(spezial)stahl 534.  
 Festigkeit (Knickformel) 676, 677.  
 Festigkeitsberechnung 641, 667.  
 Festigkeitslehre 678.  
 Fettkohle 4.  
 Feuerbedienung und Beobachtung 8, 34, 101, 565—567.  
 Feuerbuchsdecke 640.  
 Feuerbuchse 635, 640, 641.  
 Feuerbuchsheizfläche 546.  
 Feuerbuchsreinigung 546.  
 Feuerbuchsstehtbolzen 642.  
 Feuerbuchswände 85.  
 Feuerbuchswärme 45.  
 Feuer, durchgebranntes 35, 567.  
 Feuergabel 8, 34, 568.  
 Feuerhöhe 547, 570.  
 Feuerloch 640.  
 Feuer, lockeres 29.  
 Feuerluft 60.  
 Feuerregulierung 8.  
 Feuerschirm 30, 32, 568.  
 Feuertiefe 29, 34, 568, 654.  
 Feuertür 8.  
 Feuerung, angestrenzte 637, 638.  
 — (Doppel-) 32.  
 — (Lücken in derselben) 568.  
 — mechanische 32.  
 — (Oberluft-) 30, 32.  
 — rauchlose 32.  
 Feuer, verschlacktes 25, 26.  
 Flächendruck 258, 269, 548, 665, 666.  
 Flächengestaltung (Kolben) 133.  
 Flammpunkt 259.  
 Flammrohrkessel 88.  
 Fliehkraft 240, 397, 451, 531, 546.  
 — überschüssige 400, 445, 489, 494, 525.  
 Flüssigkeitsbremse 514.  
 Flüssigkeitspuffer 473.  
 Flüssigkeitswärme 66, 69.  
 Flugasche 27, 54, 55.  
 Flußeisen (Festigkeit) 641, 643.  
 Flußstahl 678.  
 Frachtbriefe 564.  
 Frischdampf 186, 370, 372.  
 Füllungsdruck 113.  
 Füllungsgrad 126, 194, 200, 205, 206, 208, 226, 544, 549, 559, 560, 566, 567, 571, 583, 585, 607, 627, 628, 675.  
 Füllungsverhältnisse 229.  
 Fundamentbefestigung (bei ortsfesten Dampfmaschinen) 456.  
 Funken 648.  
 Funkenbildung 547, 648.  
 Funkenfänger 33, 547.  
 Funkenflug 32, 47, 48, 57, 58.
- Gangart (der Lokomotive) 243, 495, 516, 549.  
 Gang, leichter 230.  
 — ruhiger 652, 662.  
 — schwerer 227.
- Gangwerk 259.  
 Gase, permanente 62, 73.  
 Gasfeuerung 50.  
 Gaskoks 5.  
 Gaskraftmaschinen 60.  
 Gebirgsbahnen 627, 652.  
 Gebirgslokomotiven 637.  
 Gefälle (Einfuß) 389, 393.  
 Gefällwechsel 391, 392, 410, 411.  
 Gefahrfälle 417, 444.  
 Gegendruck 166, 589.  
 Gegendruckarbeit 585.  
 Gegengewichte (Rad) 485.  
 Gegenläufig 400, 491, 674.  
 Gegenstrom 88.  
 Gehalt an CO<sub>2</sub> 35.  
 Gehänge (Drehgestell) 506.  
 Gelegenheitsfahrten 406.  
 Gepäckabfertigung 397.  
 Gesamtstücklohn 550.  
 Gesamtwärme 52, 65.  
 — widerstand 376.  
 Geschwindigkeit 544, 545, 548, 549.  
 Geschwindigkeitshöhe 100.  
 Geschwindigkeitskurve 405, 436.  
 Geschwindigkeitsmesser 316, 399, 555, 557, 558, 622.  
 — (Fern-) 558.  
 — elektrischer 276, 557.  
 — stetig zeigender 557.  
 Geschwindigkeitsuhr 557, 561, 562.  
 Gewerkebolzen 313.  
 Gips (Speisewasser) 56.  
 Glasur 127.  
 Gleichgewischt, labiles 508.  
 Gleichgewichtslage 646.  
 Gleichgewichtsdruckkurven 136, 161.  
 Gleis 530.  
 — (Gesamtspielraum) 535.  
 Gleisendruck 244.  
 Gleislage 262, 268, 624.  
 — schlechte 269.  
 Gleisunebenheiten 473.  
 Gleitfläche, geneigte 510.  
 Glycerin 57.  
 Gradführung 257, 448, 522, 676.  
 Graphitschmierung 305.  
 Grenzkurven 74, 75, 146, 147, 159, 166, 189.  
 Grenztemperatur 74.  
 Grubengas 6.  
 Grubenkoks 4.  
 Grundgeschwindigkeit 404.  
 Grundkurvenwiderstand 333.  
 Grundring 674.  
 Güterbeförderung 360.  
 Güterdienst 626.  
 Güteverhältnis 629.  
 Gummipuffer 510.
- Härtegrade (Wasser) 56.  
 Hakennägel 398.  
 Haltesignale 444, 564.  
 Haltestellen 407, 626.  
 Hauptsignale 564.  
 Heißdampf 87, 133, 159, 231, 259, 389.  
 — (Adiabate) 150, 189.  
 — (Isodyname) 153.



- Heißdampf (Isotherme) 152.  
 — (Lokomotive) 180, 189.  
 Heißläufer 259.  
 Heißluftmaschine 60.  
 Heiz-effekt 550.  
 Heizer 565, 638.  
 Heizkontrolle 11.  
 Heizfläche (Anstrengung) 51.  
 — (Bauart) 576.  
 — (Berufung) 57.  
 — direkte und indirekte 43, 85, 636, 637.  
 — (Größe, Wertziffer) 52, 534, 546, 628, 634, 635, 648, 654, 675.  
 Heizgase 30.  
 Heizkraft 1.  
 Heizmaterial 546, 548, 566, 574.  
 Heizstoff 3.  
 Heizwert 5, 599.  
 Herdrückstände 47.  
 Hilfsblashahn 14, 28.  
 Hinterkessel 640, 643.  
 Hinterwand, kupferne 642.  
 Hohlachse 508.  
 Hohlkehle (Brüche) 642.  
 Holz (Anfeuern) 546, 598.  
 Holzfeuerung 3.  
 Hubarbeit 166.  
 Hubkurven 166.  
 Hyperbel (Schieber) 205.  
 — (Widerstand) 282.  
 Indikator 316, 555, 570.  
 — (Antrieb) 556.  
 — (Diagramm) 135, 162, 243, 565, 586, 615.  
 — (Völligkeit) 162, 163, 165, 188, 548.  
 Indikatorische Untersuchung 135.  
 Indikatormaßstab 136.  
 Indikatorversuche 276, 324, 326, 415, 597, 598, 611, 614.  
 — (bei Leerfahrten) 324, 608.  
 Indizieren 135, 136, 569.  
 — (auf Zeitbasis) 136.  
 Induktionstrom 557.  
 Industrieanschlußgleise 84.  
 Injektore 566, 572, 601, 602.  
 Injektorschlabberwasser 556.  
 Interferenzerscheinungen 504.  
 Justierung 226.  
 Kältepunkt 327.  
 Kalk 546.  
 Kalorische Maschine 60.  
 — Untersuchung 169.  
 Kaltluftmaschine 102.  
 Kanalschieber 219, 231.  
 Kegelfedern 485, 516.  
 Keilflächen 506.  
 Kesselanlage (Wirkungsgrad) 49.  
 Kessel (Anstrengung) 51.  
 Kesselarmatur 35.  
 Kessel (Ausbesserung) 605.  
 — (Bauart) 54, 574, 637.  
 — (Betriebsdauer) 85.  
 — (Beharrungszustand) 577.  
 — (Brummen) 568.  
 Kesseldampf 174.  
 Kesseldampfnässe 575.  
 Kesseldampfraum 550, 575.  
 Kesseldruck 565.  
 Kesseldruckabnahme (beim Speisen) 100, 568.  
 Kesseldruckprobe 197.  
 Kesseldruckschwankungen 575.  
 Kesseldurchmesser 639.  
 Kessel, eiserner 643.  
 — (Erhaltung) 605.  
 Kesselgewicht 648, 649.  
 Kessel (Größe) 628.  
 — (Großwasserraum) 86, 604.  
 — (Haltbarkeit) 85.  
 Kesselheizung 34—36.  
 Kessel (Höhenlage) 498, 518, 546, 639.  
 Kesselnaht 646, 647.  
 Kessel, nahtlose 647.  
 Kesselreinigung 56.  
 Kessel (Reparaturkosten) 631.  
 Kesselschmiede 650.  
 Kesselspannung 54, 627.  
 Kesselspeisung 89.  
 Kesselstein 38, 54, 55, 58, 61, 546, 550.  
 Kesselsteinablagerung 54, 57, 641.  
 Kesselsteinbildner 55, 56, 566.  
 Kesselstützen 669, 670.  
 Kesselträger 672.  
 Kessel (Trennungsfläche zwischen Wasser und Dampf) 86, 604.  
 Kesselverankerung 644.  
 Kesselwasser 574.  
 Kesselwasserraum 575.  
 Kieselgur 133.  
 Kieselsäure 133.  
 Kilometersteine 561, 563.  
 Klapp(feuer)tür 8.  
 Knickkraft 677.  
 Kohäsion 4, 32.  
 Kohäsionskraft 67.  
 Kohle (Anheizen, Verbrauch) 598, 599, 612.  
 — backende 4.  
 — fossile 3.  
 — (geologische Lagerung) 3, 4, 568.  
 — gewaschene 26.  
 — (Glanz, silbergrau) 566.  
 — klare 34.  
 — kurzflammige 4, 5, 54.  
 — langflammige 4.  
 — magere 4, 568.  
 Kohlenersparnis 11.  
 Kohlennässen 35, 568, 601.  
 Kohlenoxyd 568.  
 Kohlensäure 73.  
 Kohlensaurer Kalk 56.  
 Kohlen (Sinter) 4.  
 Kohlenspritze 2, 574, 601, 602.  
 Kohlenstoff 5.  
 Kohlenstoffgehalt 679.  
 Kohlenverbrauch 584, 585, 598, 631, 637, 639.  
 Kohlenverstäubung 599.  
 Kohlenverwertung 599.  
 Kohlenvorräte 679, 680.  
 Kohlenwasserstoff 6.  
 Kohlenzüge 362, 367.  
 Kohlen (Zuammenbacken) 568.  
 Kohlunng 643.  
 Koks 4.  
 Koksfeuer 32.  
 Kolben 123, 257, 263, 676.  
 Kolbenbeschleunigung 244.  
 Kolbendruck 264, 447.  
 Kolbengeschwindigkeit 234, 238, 399, 400, 627, 675.  
 Kolbenhub 627.  
 Kolbenkraft 236, 308.  
 Kolbenmaschine 447.  
 Kolbenpumpe 99.  
 Kolbenreibung 309.  
 Kolbenringe 310.  
 Kolbenstange 676.  
 Kompression 133, 157, 161, 170, 227, 524, 572, 581, 603, 616, 623.  
 — adiabatische 158, 159, 161.  
 — polytropische 159.  
 Kompressionsgleichung 182, 616.  
 Kompressionsgrade 196.  
 Kompressionskurven 159, 616.  
 Kondensation 92, 174.  
 — innere 105, 116, 120, 148, 176, 232, 547, 578, 581, 614, 618, 620.  
 Kondensationsmaschinen 174.  
 Kondensationspunkt 75.  
 Kondensationsraum 92.  
 Konizität (Radreifen) 503.  
 Konstruktionsfehler 549.  
 Kontakte 399.  
 Kontaktheizfläche 54.  
 Kontraktion 664.  
 Kontrollmanometer 136, 558.  
 Kontrolluhr 622.  
 Kopfwind 272, 273, 306, 335, 548.  
 Kork 133.  
 Kräfte, innere 446.  
 — störende 446.  
 Kraft, beschleunigende 316, 376, 401.  
 — bewegende 316, 368.  
 Kraftbetrieb, elektrischer 521.  
 Kraftdiagramm 254, 415.  
 Kraftentwicklung 1, 134, 547.  
 Kraft, lebendige 418.  
 Kraftmaschine 522.  
 Kraftmesser 276, 556, 558, 559.  
 Kraftpolygon 665.  
 Kraftprocente 433, 434, 438.  
 Kraftschluß 233.  
 Kraftträger 50, 60.  
 Kraftübertragung 198, 244, 548, 674.  
 Kraftumkehrpunkt (-wechsel) 237, 243.  
 Kraft, verzögernde 413, 433, 439.  
 Kraftwechsel 447.  
 Kreisende Massen 485.  
 Kreisprozeß 61, 618.  
 — idealer 193.  
 — realer 193.  
 — umkehrbarer 68.  
 Krümmungsverhältnisse 628.  
 Krümmungswiderstand 500.  
 Kühlwasser 174.  
 Kugelförmige (Kugellager) 330.  
 Kugellager 330.  
 Kuhhaare 133.  
 Kulisse 203, 224.  
 — (Doppel-) 232.  
 Kulissenabhängung 222—224.  
 Kulissenbolzen 224.



- Kulissenhängestück 232.  
 Kulissenstein 224.  
 Kulissensteuerung 203, 204, 219.  
 Kupfer (Festigkeit) 641.  
 Kuppelachse 262.  
 — lenkbare 508.  
 Kuppelkurbel 652.  
 Kuppelstange 306, 677, 678.  
 Kuppelstangenlager 312.  
 Kuppelung 516.  
 — lose und straffe 625.  
 Kuppelzapfen 522.  
 Kurbelantrieb 447, 448, 632.  
 Kurbelgetriebe 198, 233, 234, 235, 244, 522.  
 Kurbelschleife 235.  
 Kurbelstangen 235, 237, 263, 311, 548, 625, 676, 677.  
 Kurbelstangenlager 265.  
 — fest angezogene 304.  
 Kurbelzapfen 522, 678.  
 Kurvenbeweglichkeit 271, 399, 507, 513, 625.  
 Kurvenwiderstand 267, 268, 270, 301, 303, 313, 332, 548.  
  
 Ladung (Einfluß) 358, 362.  
 — unsymmetrische 581.  
 Länge, virtuelle 404, 405.  
 Längsausgleichshebel 483, 625, 680.  
 Lager 259, 265, 311, 312.  
 Lagerbauart 257, 258.  
 Lagerdruck 257, 258, 260, 262, 265, 326, 327.  
 Lagererwärmung 662.  
 Lager, geschlossene und geteilte 257.  
 — (Klappern) 248.  
 Lagermaterial 257.  
 Lagerreibung 662.  
 Lager, Rollen- oder Walzen- 329.  
 Lagerschalen, halbe 257.  
 Lagerspielraum 261.  
 Langfedern 474, 475.  
 Langkessel 43.  
 Langsamfahren 396, 412.  
 Langsamfahrtsignal 564.  
 Laschenvernetzung 647.  
 Lastregulierung 662, 673.  
 Last, tote 679.  
 Lastveränderung 660.  
 Lastverteilung 481, 654, 655, 659, 680.  
 Latente Wärme 67.  
 Laufachse 399.  
 — bewegliche 334, 512.  
 Lauf auf unebener Bahn 497.  
 Lauffläche 258.  
 Laufräder (Durchmesser) 661.  
 Laufwiderstand 257.  
 Leergewicht 650.  
 Leerlauf 82, 256, 263, 264.  
 Leerlaufdiagramm 571.  
 Leerzug 362, 363.  
 Lehmumhüllung 134.  
 Leistung 230, 388.  
 — effektive 597.  
 — indizierte 78, 162—164, 166, 168, 192, 596.  
 — kilometrische 611.  
 Leistungsfähigkeit 323, 580.  
  
 Leistungskurven 321, 594, 595.  
 Leistungstabellen 320, 401, 595, 596.  
 Leistungsversuche 140, 238, 275, 320, 323, 584, 585, 598.  
 Leistungsziffer 436, 438.  
 Lemniskoidenlenker 215.  
 Lenkachsen 332, 479.  
 — freie 334, 497, 662.  
 — zwangsläufige 334.  
 Lenkplatte 33.  
 Lignit 3.  
 Lösche 35, 47, 50, 58.  
 Lokomotive, ausgeglichene 400.  
 — Ausrüstung 550, 555.  
 — Ausmessen 550.  
 — Bauarten 298, 299, 622, 626.  
 — Behandlung 549, 567.  
 — Bewegung 256, 571, 622.  
 — — drehende 623.  
 — — störende 622.  
 — — zuckende 623.  
 — -Bremsen 438.  
 — im Dampfe 276, 307.  
 — ohne Dampfschieber 279.  
 — Eigenwiderstand 572.  
 — Einstellung in Krümmungen 498.  
 — Entwerfen 626, 655, 657.  
 — Fahrt 368, 571.  
 — als Fahrzeug 257.  
 — feuerlose 83.  
 Lokomotivfeuerung 397.  
 Lokomotivführer 564.  
 Lokomotivgangart 622.  
 Lokomotivgewicht 649.  
 Lokomotivkessel 41, 43, 55, 641.  
 — Erhaltung 605.  
 — Ausbesserung 605.  
 Lokomotivkohle (Briketts) 27.  
 — Lieferungsbedingungen 26, 27.  
 Lokomotivkraft 3, 276, 368, 406, 563, 622, 648.  
 — Berechnung 626.  
 — Umkehrpunkt 623.  
 — Verzögerung 545.  
 Lokomotive, Lauf in gerader Bahn 496.  
 Lokomotiveleistungstabellen 396.  
 Lokomotivpersonal 563, 564.  
 Lokomotivprobeanheizung 573.  
 Lokomotivprüfstände 256, 307.  
 Lokomotivprüfungsanstalten 258, 300, 614.  
 Lokomotivschläge (Achslager) 622.  
 Lokomotive, Schleudern 569.  
 — Schwanken 478.  
 — Spielräume der Lager, kinematischer Zusammenhang 623.  
 Lokomotivstationen 626.  
 Lokomotivstirnfläche 274.  
 Lokomotivstöße (Triebwerk) 622.  
 Lokomotive, ungekuppelte 252.  
 Lokomotiv-Tender-Kuppelung 624.  
 Lokomotivversuche 544.  
 Lokomotivwiderstand 313.  
 Lokomotivzugkraft 447.  
 Luftbolzen 30.  
 Luftdruckbremsen 416, 417, 432, 433, 436, 438, 439.  
  
 Luftgedruckbremsen 416.  
 Luftmangel 9.  
 Luftpumpe 573, 599, 601, 602.  
 Luftsaugarbeit 267.  
 Luftsaugwirkung 267, 298.  
 Lufttenderbremse 432.  
 Luftüberschuß 6.  
 Luftverbrauch 6, 47, 57.  
 Luftverbrauchscoefficient 9.  
 Luftverdünnung 193, 575.  
 Luftwiderstand 256, 267, 271, 297, 298, 313, 335, 396.  
 Luftzufuhr 13, 568.  
 — geteilte 32.  
 Luftzug 638.  
 Luftzugregelung 25.  
  
 Mannloch 640.  
 Manometer 555.  
 Manometerprobierpumpe 569.  
 Marine, kaiserliche 558, 633.  
 Maschine, gemantelte und ungemantelte 134.  
 — kalorische 50.  
 Massenbeschleunigung 238, 239, 241.  
 Massen, hin- und hergehende 492.  
 Massenkraft 260, 450, 547, 680.  
 Massen, kreisende 492, 493.  
 — überhängende 399, 625, 652, 654.  
 Massenwiderstand 256.  
 Massenwirkung 399, 662, 664, 665.  
 Materialbeanspruchung 662.  
 Materialbedarf 357.  
 Materialempfang 564, 565.  
 Materialspannung 641, 643, 646, 663, 668, 678.  
 Mechanismus, kraftschlüssiger 233.  
 Meßstellen 563, 599, 600.  
 Metallstopfbuchsen 263.  
 Militärzwecke 549.  
 Mineralöl 259, 327, 567.  
 Mischöl 259.  
 Mischungen von Dampf und Luft 102.  
 Mittelachsen, verschiebbare 233.  
 Mittelstellfedern 497.  
 Mittelstellkräfte 497, 507, 510, 625.  
 Mittelstellvorrichtungen 510, 511, 537.  
 Mittelstellzapfen 508, 510.  
 Molekulartrennarbeit 71.  
 Montage 640.  
 Moos 133.  
 Motorgestelle 515.  
 — drehbare 661.  
  
 Nachschwingungen 498.  
 Nachspannen (Federn) 657.  
 Nachtrocknen 85.  
 Nachverdampfen 187, 571, 614, 620.  
 Nachtfahrten 445.  
 Naßdampf 71, 169, 184.  
 Naßdampfadiabate 158.  
 Nebenleistungen 171.  
 Nickelstahl 664, 679.  
 Nickelchromstahl 665.  
 Niederschlag 120, 620.



- Nietlöcher (Bohren) 648.  
 Nietung 647, 648.  
 — maschinelle 648.  
 Nivellieren (Strecke) 563.  
 Normalien 545.  
 Nutzeffekt 48, 52.  
 Nutzlast 631, 632.  
 Nutzleistung 166, 597, 622.
- Ö**lablauf 257.  
 Ölersparnis 569.  
 Ölfeuerung 5, 34.  
 Ölkissen 259.  
 Ölnuten 259.  
 Ölprämie 331.  
 Ölschichtdicke 257, 261.  
 Ölschmierung 261, 305.  
 Ölverbrauch 259, 330, 348, 584.  
 Ölzufuhr 259.  
 Ölzutritt 259.  
 Orkan 273.  
 Oxydation 5.  
 Oxydationsstufe 5.
- P**ackmeister 564.  
 Parallelstrom 88.  
 Paßrevision 396.  
 Pendelbewegung 474.  
 Pendel, schräge 510.  
 Pfannen 473.  
 Phosphor 5.  
 Phosphorbronze 258.  
 Photometer 57.  
 Planimetrieren 585.  
 Polieren 258.  
 Polytrope 149, 160.  
 Postbeförderung 397.  
 Preßkohle 4.  
 Probeanheizung 561.  
 Probefahrt 550, 561.  
 Proben (Biege) 678.  
 — (Schlag-) 678.  
 — (Zerreiß-) 678.  
 Proportionalitätsgesetz 678.  
 Prozeß, umkehrbarer 157.  
 Puffer 672, 673.  
 Pufferfedern 616.  
 Puffer (Festspannen) 502, 504.  
 Pufferflächen 517.  
 Pufferköpfe, keilförmige 517.  
 Pufferreibung 479.  
 Pumparbeit 267.  
 Pyrometer 568.  
 Pyrotechnisch 544.
- Q**ualm 30.  
 Queranker 643, 646.  
 Querfedern 474.  
 Querhebel 475, 482, 625.  
 Querplatten 680.  
 Querschaulinien 136, 614.
- R**ad- und Tragfederbasis 399, 472, 511, 654.  
 Raddruck 252, 268, 270, 481, 489, 532, 538.  
 Raddurchmesser 399, 661, 662.  
 Radgegengewichte 451, 465, 485, 486, 492, 623, 625.
- Radgestelle 665.  
 Radialeinstellung 495, 498, 507, 510, 514, 517.  
 Radreifen 622.  
 Radreifenabnutzung 521, 674.  
 Radreifenkonizität 534.  
 Radreifennäbvorrichtung 35.  
 Radreifenprofil 333.  
 Radstand 399, 545, 625, 652.  
 — fester 661.  
 — (Größe) 495.  
 Radstände, einzelne 654.  
 Räder, gleitende oder schleifende 268, 421, 423.  
 Räume, schädliche 105, 123, 133, 389, 524, 580.  
 Rahmen 639.  
 — (Aufhängung) 511.  
 — äußere 466, 467.  
 — (Barren) 667.  
 Rahmenbau 650, 666.  
 Rahmenbeanspruchung 492, 672.  
 Rahmenbleche 666.  
 Rahmenbrüche 668, 670.  
 Rahmen, innere 666.  
 Rahmen (Platten) 667.  
 Rahmenverbindung 670, 672.  
 Rangierbewegungen 602.  
 Rankinisieren 163, 164, 616.  
 Rauch 568.  
 Rauchbildung 31, 32, 57, 547.  
 Rauchgasanalyse 9, 546, 568.  
 Rauchgase 9, 35, 48, 55, 56, 88.  
 Rauchgasmesser 31.  
 Rauchkammer 50, 58, 87, 648.  
 — (Ausglühen) 568.  
 Rauchkammerboden 670.  
 Rauchkammerspritze 35, 569, 601, 602.  
 Rauchkammertür 567, 648.  
 Rauchkammervverluste 35.  
 Rauchplage 32.  
 Rauchschieber 26.  
 Rauchverbrennung 32, 547.  
 Regulator 87, 105, 547, 560, 567, 607, 609.  
 Reibung 260.  
 — gleitende 297, 417.  
 — rollende 267, 300, 313, 332.  
 Reibungsarbeit 258, 262, 263, 327.  
 Reibungsdruck 650.  
 Reibungsflächen 258.  
 Reibungskoeffizient 257, 261, 327, 380, 432, 436, 539, 548.  
 Reibungsfuge 261.  
 Reibungswiderstand 256, 257, 261, 265, 306, 368, 539, 548.  
 Reibungswinkel 631.  
 Reisegeschwindigkeit 396.  
 Reiserwellen 546.  
 Reparaturstand 55.  
 Restdampf 157, 160.  
 Revision, äußere, innere 631.  
 Ringeinsetzen (Exhaustor) 573.  
 Rohrmittentfernung 639.  
 Rohrwand 41, 639, 642.  
 — kupferne 642.  
 — — (Stege) 639.  
 Rost 13, 33, 50, 544, 569, 574, 575, 637—639, 648.
- Rostbeanspruchung (Belastung) 36, 52.  
 Rostbeschickung 29, 57.  
 — mechanische 647.  
 Rostfläche, ganze und freie 52, 546, 567.  
 Rostkühler 13, 35.  
 Rostspaltenweite 13.  
 Rostspritze 601, 602.  
 Roststäbe 567.  
 Rostverstopfung 568.  
 Rotguß 257.  
 Rotmetallager 258.  
 Rüböl, rohes 259, 567.  
 Rückdruck 153, 193, 316, 548, 572, 573, 603.  
 Rückprall 542.  
 Rückstände 27, 36, 50, 599.  
 — (im Aschkasten) 598.  
 — (in der Rauchkammer) 598.  
 Rückstellfedern 511.  
 Rückstellkraft 496, 504, 508.  
 Rückstellvorrichtung 478, 510, 535, 661.  
 Rück(tal)fahrt 589.  
 Rückwand (Absteifung) 643.  
 — eiserne 642.  
 Ruß 39, 54, 55, 546.  
 Rußbildung 30, 32.
- S**ättigungskurve 166.  
 Sandkohle 4.  
 Sandschiefer 28.  
 Sandstreuen 386, 396, 430, 433, 564, 569.  
 Saugdochte 327.  
 Saughöhe 93.  
 Saugwirkung 13.  
 Schaben 302.  
 Schaffner 565.  
 Schallgeschwindigkeit 90, 92.  
 Schichthöhe 29, 34.  
 Schiebebühnen 329, 652.  
 Schieber 199, 203—205, 257, 259, 260.  
 Schieberberechnung 206, 210, 217, 232, 414.  
 Schieberdeckung, äußere 110, 156, 198, 209, 524.  
 — innere 231.  
 Schieberdiagramm 198, 209.  
 Schieberdruck 226, 310.  
 SchieberEinstromung 200, 205, 219.  
 Schieberellipse 199, 200, 204, 207, 414, 560.  
 Schieberfläche, geneigt, senkrecht, wagerecht 207, 674.  
 Schiebergleichung 199, 200, 203.  
 Schieberhub 203, 205, 224.  
 Schieberhyperbel 205.  
 Schieberkastendruck 565, 571.  
 Schieberkreis 198, 199, 204.  
 Schieberkurven 201, 207.  
 Schieberöffnung (auch Voreilung) 142, 198, 203, 204, 207, 208, 221, 231, 308, 529, 674.  
 Schieberreibung 310.  
 Schieberstangen 210, 211.  
 Schiebersteuerungen 198.  
 Schiebervoreilung 198, 209.  
 Schiebervoreinstromung 200.



- Schiebetür 8.  
 Schieferton 28.  
 Schienen 268.  
 Schienenachsdruk 628.  
 Schienenabiegung 538.  
 Schienenbelastung 398, 522.  
 Schienendruck 262, 265, 530, 533.  
 Schienen, feuchte 433, 569.  
 Schienenlänge 474, 522.  
 Schienenprofil 539.  
 Schienenstöße 473, 474, 522, 624.  
 Schienenüberhöhung 535, 538.  
 Schiene (Gefechtswert, Kampfkraft) 633.  
 Schiffsmaschinen 230.  
 Schlaberwasser 573.  
 Schlacke 57, 58, 566, 577, 598.  
 Schlackenbildung 13, 568.  
 Schlackenmasse 133.  
 Schlaglöcher 529, 530.  
 Schlamm 55, 639.  
 Schlammablagerung 40, 57.  
 Schleifbacken 309.  
 Schleifen (Diagramm) 271, 302, 335.  
 Schleifenbildung 248.  
 Schlepptender 679.  
 Schleudern 87, 313, 396.  
 Schlingern 468, 470, 472, 478, 516.  
 Schlingerdiagramm 624.  
 Schlingervorrichtung 624.  
 Schlosser 565, 566.  
 Schmelzfaktor 28.  
 Schmiermaterial 257, 259, 331, 614.  
 Schmierkissen 327.  
 Schmieröl 567.  
 Schmierung 259, 327, 564, 565, 569.  
 Schnellbremsung 438.  
 Schnellfahrversuche 382.  
 Schnurbetrieb (Indikator) 556.  
 Schornstein 22, 648.  
 Schornsteinverluste 47.  
 Schrägrostfeuerung 34.  
 Schrumpfmaß 665.  
 Schubstange 467.  
 Schütthöhe 36.  
 Schwanken 449, 450.  
 Schwefel 6.  
 Schwefelsaures Natron 36.  
 Schwellen 268, 522.  
 Schwingungen 411, 472, 483, 624.  
 Seeskala (Wind) 274.  
 Seidenabfälle (Wärmeschutz) 133.  
 Seitenanprall 536.  
 Seitenbewegung (Drehgestellzapfen) 480.  
 Seitenkraft 519.  
 Seitenreibung 331.  
 Seitenschub 513, 515.  
 Seitenspielräume 334.  
 Seitenstoß 537.  
 Seitenwind 272, 274, 336, 548, 562.  
 Seitenwirkung 534.  
 Seitliche Ausbiegung (Kessel) 646.  
 Sekundärluft 30.  
 Selbstbegrenzung 472.  
 Selbstzündung 32.  
 Serverohre 590, 591, 638.  
 Sicherheitskoeffizient 643.  
 Sicherheitsventil 100, 567, 569, 574, 599, 601.  
 Sichtöler 260.  
 Siederohre 546, 639, 640.  
 — gerippte 649.  
 — glatte 649.  
 Siederrohrheizfläche 546.  
 Siederrohrlöcher 642.  
 Signale 397, 412, 563, 565.  
 Soda 56, 566.  
 Sodaverfahren 56.  
 Sonderfahrpläne 406.  
 Sonderzüge 404, 564.  
 Spannungsabfall 219, 674.  
 Spannungskurven 65, 677, 679.  
 Spannungssprung 164, 616.  
 Spannungsverhältnisse 643.  
 Speichenkranz 665.  
 Speisen 89.  
 — kalt und warm 99.  
 Speisewasser 93, 100, 566, 575, 616, 631.  
 Speisewasservorwärmer 102.  
 Sperrflüssigkeit 57.  
 Spielräume 452, 496, 504, 522, 548, 625, 677.  
 Spindelbremse 439.  
 Spiritus 73.  
 Spurerweiterung 500.  
 Spurkranz 502.  
 Spurkranzdruck 478.  
 Spurkranzreibung 260.  
 Stahlformguß 648.  
 Stangenkatastrophe 678.  
 Stangenlager 265, 311.  
 Stangenverbiegung 678.  
 Starrheitskoeffizient (Federn) 446, 460, 655.  
 Stationen 407.  
 Stege (Exhaustor) 573.  
 — (Rohrwand) 642.  
 Stehanker 643.  
 Steinbewegung 222, 224.  
 Steinkohle 3.  
 — (Briketts) 546.  
 Steinkohlengrus 4.  
 Steuerung 198, 226, 231.  
 — äußere und innere 674.  
 — (Ausklink) 233.  
 — (Auslage) 205.  
 — (Entwerfen) 208, 674.  
 — (Füllungsgrad) 323, 565.  
 — (Regulierung) 559.  
 — schrägliegende 213.  
 — (Ventil) 123, 233.  
 Steuerungsanordnung 213, 231.  
 Steuerungsbolzen 313.  
 Steuerungsellipse 210.  
 Steuerungskreis 204.  
 Steuerungskurbel 214.  
 Steuerungsmodell 225.  
 Steuerungswelle 224, 226.  
 Stopfbuchse 263, 304, 674.  
 Stöße 460, 524, 529.  
 Stoßarbeit 16, 519, 542.  
 Stoßelastizität und -festigkeit 678, 679.  
 Stoßfedern 518.  
 Stoßkraft 523.  
 Stoßpuffer 518.  
 Stoßschwellen 398.  
 Stoßwirkung 313, 460, 478, 519, 526, 662, 673, 677.  
 Strahlpumpen 566, 569, 572, 601, 602.  
 Strahlung 37.  
 Streckendienst 626.  
 Streckenpersonal 563.  
 Strömungsenergie 90, 196, 197.  
 Systemschwerpunkt 456.  
 Talfahrten (ohne Dampf) 357, 416.  
 Talgschmierung 261.  
 Tangentialkraft 235—237, 242 bis 244, 368.  
 — (Diagramm) 242.  
 Taschenkulisie 224.  
 Taupunkt 103, 150.  
 Temperaturgefälle 52, 68, 122, 123.  
 Temperaturkurven 43.  
 Temperaturspannung 85, 567, 642, 646, 647.  
 Temperaturverbiegungen 642.  
 Tender 517.  
 Tenderachsen, überlastete 663.  
 Tenderachslager 265.  
 Tenderbremse 440.  
 Thermodynamische Konstante 1.  
 Tonerde 28.  
 Tonschiefer 28.  
 Tonschiefersilikate 28.  
 Torf 3, 133, 146.  
 Träger der bewegenden Kräfte 3.  
 Trägheitskräfte 237, 263, 313, 400, 450, 465, 468, 470.  
 Trägheitshebelarm 469, 652.  
 Tragfedern 446, 625, 655, 666, 672, 673.  
 Tragfederbasis 467, 472, 518, 666.  
 Treibachskurbel 652.  
 Treibrad 627.  
 Treibradbremse 422, 430, 432, 433, 661.  
 Treibradlast 490.  
 Triebgestelle 502.  
 Triebwerk 198, 243, 279, 298, 580, 666, 674.  
 Triebwerkskräfte 235, 247.  
 Triebwerksmassen 237, 318, 485, 492, 625, 652, 674, 676.  
 Triebwerke (Stöße) 522.  
 Übergang (auf ein Gefälle und Steigung) 411.  
 Übergangsrampe 531.  
 Überhängende Massen 654.  
 Überhitzung 87, 107, 127, 545, 582, 641.  
 Überhitzung (Adiabate) 151.  
 Überhitzerheizfläche 88.  
 Überhitzerrohre 88.  
 Überleistung 577.  
 Umhüllungsdiagramm 616.  
 Umkehrbarer Prozeß 143, 149, 157, 160.  
 Umsteuerung 203.  
 Undichtwerden (Siederohre) 642.  
 Unebenheiten (Bahn) 432, 452.  
 Ungleichförmigkeitsgrad 453, 454.



- Untergestelle 531.  
 Unterhaltung (der Lokomotive) 521.  
 Unterlagsplatten 398.  
 Untersuchungen, indikatorische und kalorimetrische 192, 547, 549, 603, 614, 617, 619, 621.
- Vakuum 575—582, 628, 640.  
 Vakuummeter 553, 558, 565.  
 Ventilheberdiagramm 233.  
 Verankerung 643.  
 Verbesserungsvorschläge 549.  
 Verbindendruck 564, 571.  
 Verbrauchssätze 260, 330.  
 Verbrennung 1, 5, 47, 48, 58, 546, 574.  
 Verbrennungsgase 6, 41.  
 Verbrennungskraftmaschinen 60.  
 Verbrennungsgleichung 6.  
 Verbrennungsluft 50, 574.  
 Verbrennungsprodukte 60.  
 Verbrennungsprozeß 568.  
 Verbrennungstemperatur 546.  
 Verbrennungswärme 42, 49.  
 Verbundschaltung 607.  
 Verbundwirkung 123, 280, 370, 545, 674.  
 Verdampfung 1, 640.  
 Verdampfungsfähigkeit 544, 572.  
 Verdampfungsziffer 2, 585, 599, 600.  
 Verkehrsichte 563.  
 Verkokung 4.  
 Verluste (durch Injektoren) 602.  
 — (durch Kohlspritze) 602.  
 — (durch Luftpumpe) 602.  
 — (durch Rangieren) 602.  
 — (durch Rauchkammerspritze) 602.  
 — (durch Rostspritze) 602.  
 — (durch Sicherheitsventile) 602.  
 — (durch Zentralöler) 602.  
 Verschiebedienst 84, 399, 626, 627, 679.  
 Verschiebelokomotiven 224, 674.  
 Verschiebung (seitliche) 512.  
 Versteifungsbleche 669.  
 Versuche (Dampfraum) 604.  
 — (Regulator) 604.  
 — (Trennungsfäche) 604.  
 — (Wasserraum) 604.  
 — (Zuggeschwindigkeit) 604.  
 — (Zweck derselben) 545.  
 Versuchsanstalt 545—548.  
 Versuchsergebnisse 578.  
 Versuchsfahrten 544, 545, 585.  
 Versuchslokomotiven 549, 553.  
 Versuchspersonal 564.  
 Versuchssonderzug 563.  
 Versuchsstrecke 562.  
 Versuchszug 564.  
 Verzögerung 368, 397, 413, 434.  
 Viskosität 261.  
 Volldruck 111, 169, 181.  
 Volldruckarbeit 618.  
 Volldruckperiode 169, 170, 181.  
 Vollgang (d. Lokom.) 547, 625.  
 Volumen, spezifisches 62, 73, 171, 186.  
 Vorausströmung 153, 619.
- Voröffnung 198, 204, 207, 208, 221, 231, 308, 529.  
 Vorposten 563, 564.  
 Vorsignale 444, 564.  
 Vorspanne 396, 399, 404, 516, 566, 622, 627, 674.  
 Vorspannung (der Puffer) 517.  
 Vorversuche 564, 571.  
 Vorwärmer 102.
- Wärmeabgabe 37, 41, 120.  
 Wärmeäquivalent 65.  
 Wärmeaufwand 78.  
 Wärmeausstrahlung 133.  
 Wärmeaustausch 125, 127, 143, 144, 172, 173, 177, 547, 576, 620.  
 Wärmebilanz 48, 57, 58, 169, 182, 546, 547.  
 Wärmediagramm 184.  
 Wärmedurchgang 41, 42.  
 Wärmeentwicklung 3, 33, 37, 546, 601.  
 Wärme, fühlbare 66.  
 — gebundene 65, 67.  
 Wärmegewicht 49, 52, 68.  
 Wärmegleichung 92, 172, 175.  
 Wärmekraftmaschine 3, 60.  
 Wärme, latente 65, 69, 71.  
 Wärmeleitung 62.  
 Wärmemenge 68.  
 Wärme-prozeß, umkehrbarer 143.  
 Wärme (Verdampfungs-, Energie) 74.  
 Wärmequelle 3.  
 Wärmeschutzmittel 133.  
 Wärme, spezifische 41, 62, 66, 74.  
 Wärmeträger 60.  
 Wärmeübergang 37, 45, 85, 88.  
 Wärmeübergangskoeffizient 88, 122.  
 Wärmeumschlag 179, 181.  
 Wärmeursprung 37.  
 Wärmeverlust 7, 47, 547.  
 Wärmeverteilung 45.  
 Wärmeverwertung 184, 613.  
 Wärmewert 1.  
 Wärmezufuhr 69.  
 Wagenbremse 438.  
 Walzenlager 328, 329.  
 Wanken 465, 497.  
 Warmgehen 258, 312.  
 Wasserabscheider 87.  
 Wasserdampf 60.  
 — gesättigter 63.  
 — überhitzter 74.  
 Wassereinspritzung 415, 416.  
 Wassermessung 563.  
 Wasserraum (Kessel) 550, 640.  
 Wasserrest 158.  
 Wasser (Schäumen, Überkochen) 546, 604.  
 Wasserschlag 676, 677.  
 Wasserschwankungen 680.  
 Wasserskalen 556, 600.  
 Wasserstand 375, 550.  
 Wasserstation 626.  
 Wasserströmung 85, 91.  
 Wasserverbrauch 550, 576, 584, 585, 600, 602, 613.
- Wasserverlust 389, 549, 561, 573, 601.  
 Wegeschränken 564.  
 Wegeübergänge 485.  
 Weichen 397.  
 Weißmetall 257, 261, 326.  
 Weißlagerschalen 261, 266.  
 Weißlagerspiegel 258.  
 Wellenbrecher 680.  
 Werkstattserfahrungen 210, 233.  
 Wertziffer 168, 323, 626, 627.  
 — der Lokomotivkraft 633.  
 — der Maschine 576.  
 Westinghouse-Bremse 436.  
 Wickelfedern 508.  
 Widerstand 61, 256, 267, 270, 276, 368, 548.  
 — der Bahn 256, 332, 545, 549.  
 Widerstandsfähigkeit (der Gleise) 398.  
 Widerstandsformeln 278, 282, 284, 288, 289, 296, 329, 360, 398, 562.  
 Widerstandskoeffizient 438, 445.  
 Widerstandskurven 285, 286, 346.  
 Wiege, amerikanische 512.  
 Winddruck 273, 335.  
 Windgeschwindigkeit (Land- und Seeskala) 273, 274, 589.  
 Windschneide 274, 648.  
 Windseitendruck 662.  
 Wirbelstürme 557.  
 Wirkungen, dynamische 662.  
 Wirkungsgrad (Nutzeffekt, Dampfverwertung; mechanischer indikatorischer oder indizierter, pyrotechnischer, thermodynamischer, theoretischer, thermischer oder kalorischer, des idealen und realen Prozesses) 1, 2, 47, 50, 57, 58, 61, 85, 99, 133, 164, 174, 175, 180, 188, 192, 193, 550, 568, 597, 604, 617, 618.  
 Wirkung (störende, der Tragfedern) 452, 460.  
 Wirkungsweise (der Lokomotiven) 1.  
 Wirtschaftlichkeit 54, 388, 545, 626, 627, 629, 630, 637, 670.  
 Witterung 323, 365, 439, 545, 549.  
 Wogen 460.  
 Wurfhebelbremse 438.
- Zähflüssigkeit 259.  
 Zahnradbetrieb 622, 631, 632.  
 Zeitbasis 135.  
 Zeitdauer 446.  
 Zeitdiagramm 135.  
 Zeitverlust 410.  
 Zentralöler 567, 601.  
 — (Dampfverbrauch) 574.  
 Zentralschmierung 569.  
 Zentrifugalkraft 536.  
 Zerreißproben (auch Biege- und Schlagproben) 678.  
 Zink 5.  
 Zollabfertigung 396.  
 Zuckbewegung 472.  
 Zucken 453, 455, 516, 670.  
 Zuckweg 458.



Zugbeamter 564.  
 Zugbeschleunigung 251, 368, 375, 378.  
 — auf Stadt- und Straßenbahnen 384.  
 Zugwiderstand 572.  
 Zugförderung 631.  
 Zugführer 565.  
 Zuggeschwindigkeit 402, 405, 408, 565, 571, 603, 621, 626, 627.  
 Zuggewicht 564.  
 Zugketten 631.  
 Zugkraft 323, 324, 331, 375, 401, 408, 549, 632.  
 — effektive 597.  
 — indizierte 77, 166, 168, 251, 376, 585, 591, 592, 596, 626.

Zuglänge 352.  
 Zuglast 401, 592, 626, 627.  
 Zuglastbeschränkung 412, 631.  
 Zugstärke 320, 396, 545, 549, 564.  
 Zugstangen, durchgehende 255.  
 Zugstangenführung 332.  
 Zugvorrichtung 139, 672.  
 Zugwiderstand 251, 275, 359.  
 — effektiver 558.  
 Zugwirkung 29, 572.  
 Zusammenstoß 398.  
 Zuschläge (bei Fahrzeiten) 410, 411.  
 Zustandsänderungen 149, 150.  
 — adiabatische 143, 144, 149, 150, 157.

Zustandsänderungen, polytropische 129, 149.  
 Zustandsgleichung 67, 69.  
 Zustandsgleichgewicht 169.  
 Zwängen 515.  
 Zwangläufig 140, 556.  
 Zweck der Versuche 549.  
 Zwillingsmaschinen, wechselläufige 243.  
 Zwillingswirkung 123, 249, 372.  
 Zwischenanheizung 546.  
 Zylinder (Hoch- und Niederdruck) 389.  
 Zylinderdurchmesser 627.  
 Zylinderentwässerung 23, 232, 522.  
 Zylinderhähne 570.  
 Zylindersattel 670.

## Namenverzeichnis.

Adams 280, 281, 294, 297, 399, 496, 507.  
 Allan 207, 208, 209, 210, 211, 212, 217, 221, 308.  
 Ampère 68, 389.  
 Arago 557.  
 Avogadro 12.  
 Bach 643, 668.  
 Bantlin 134, 197.  
 Barbier 273, 365, 366, 626.  
 Bauschinger 86, 643.  
 Beaufort 273.  
 Belpaire 34, 640.  
 Berner 88.  
 Bissel 271, 399, 496, 507, 514.  
 Bissinger 416.  
 Bödecker 480, 501.  
 Bonnefond 233.  
 v. Borries 209, 219, 226, 228, 229, 230, 231, 244, 245, 246, 247, 263, 307, 312, 437, 468, 473, 483, 487, 509, 512, 529, 550, 657, 674.  
 Bourdon 558.  
 du Bousquet 515.  
 Brecht 521.  
 Brückmann 604.  
 Busse 496, 529, 530, 640.  
 Carnot 61, 68, 71, 102.  
 Le Chatelier 416.  
 Clapeyron 69, 71, 185.  
 Clark 288.  
 Colmann 175, 180, 233.  
 Constam 5.  
 Corliß 232.  
 Courtin 626.  
 Dalton 103.  
 Denninghoff 232.  
 Diepen 471.  
 Dultz 378, 379.  
 Durant-Lencauchez 301.  
 Euler 676, 677.  
 Fairlie 473, 652.  
 Flamand 87.  
 Foucault 557.  
 Fourier 471.

Frank 272, 273, 274, 299, 333, 365, 366.  
 Galton 260.  
 Garbe 127, 165.  
 Gay-Lussac 62, 63, 81.  
 de Glehn 255, 372, 528, 619, 674.  
 Gölsdorf 515.  
 Gooch 207, 209, 210, 211, 212, 213, 217, 221, 232.  
 Goß 26, 37, 52, 84.  
 Grashof 125, 522.  
 Gutermuth 192.  
 Haberkorn 232.  
 Hagans 294, 473, 488, 502, 508, 651, 652.  
 Hall 639, 666.  
 Haswell 488.  
 Haufhälter 557.  
 Heimann 261.  
 Helmholtz 215, 508, 509.  
 Henry 49, 55, 638, 639.  
 Henschel 459, 507.  
 Herrmann 49, 192.  
 Heusinger 207, 209, 210, 213, 214, 217, 221, 222, 225, 230, 313.  
 v. Heyden 632.  
 Hoffmann 332, 509, 537.  
 Hooke 678.  
 Horn 276, 557, 558.  
 Hrabák 125.  
 Jähns 673.  
 Jahn 237, 471, 492, 530, 607.  
 Joy 210, 211, 215, 216, 217, 221, 222.  
 Kempf 472.  
 Keßler 569.  
 Kirchwegner 261.  
 Kirsch 125.  
 Klien 508, 652.  
 Klose 216, 508, 652.  
 Klug 216.  
 Köchy 582.  
 Koob 192.  
 Körting 98.  
 Koppel 216, 221.  
 Krauß 192, 497, 512, 513.

Krupp 534.  
 Kuhn 228, 230.  
 Lasche 261.  
 Leitzmann 13, 14, 17, 21, 23, 33, 35, 52, 84, 86, 98, 133, 139, 143, 149, 212, 220, 222, 230, 233, 259, 271, 275, 278, 279, 282, 303, 317, 319, 323, 325, 328, 334, 352, 367, 370, 373, 374, 378, 381, 385, 406, 415, 416, 425, 438, 507, 511, 521, 531, 549, 556, 575, 605, 633, 655, 664, 673, 674, 678, 679.  
 Lentz 233.  
 Linde 192.  
 Lindemann 660.  
 Lindner 508, 652.  
 Lomonossow 626.  
 Lotter 509.  
 Märck 26.  
 Mallet 294, 306, 473, 502, 590, 591, 594, 626, 635.  
 Marcotty 32.  
 Marié 476, 518, 535.  
 Mariotte 62, 63, 81, 113, 146, 149, 153, 159, 162, 231, 615, 616.  
 Mayer 65.  
 Mehlis 478.  
 Meyer 473, 515, 652.  
 Mollier 192.  
 Müller 622, 640.  
 Navier 81.  
 Obergethmann 89, 582, 604.  
 Orsat 9, 568.  
 de Pambour 146, 148, 149.  
 Pelletier 228.  
 Pfitzner 225.  
 Pflug 26, 52.  
 Poncelet 146, 148, 149, 159.  
 Prinz 33.  
 Prüsmann 22.  
 Rankine 163, 164, 395, 617, 676.  
 Redtenbacher 446, 465, 466, 468.  
 Regnault 68, 69, 185.  
 Rimrott 473, 502.  
 Röcke 270, 271, 303.

Sanzin 591, 596, 600, 626.  
 Sauer 632.  
 Schäfer 375.  
 Scheffler 662.  
 Schintz 558.  
 Schläpfer 5.  
 Schlick 472, 488, 674.  
 Schmidt 88, 127, 165.  
 Schmitz 643.  
 Schröter 192.  
 Schwarz 676.  
 Schule 116.  
 Serve 590, 591, 593, 635, 638.  
 Stephenson 14, 189, 207, 209, 210,  
 211, 212, 213, 217, 221, 232, 308.  
 Stodola 192.  
 Strahl 10, 471, 626.

Struve 459, 472.  
 Sulzer 233.  
 Tetmajer 676;  
 Tilp 518.  
 Trick 220, 374, 674.  
 Troske 22, 23.  
 Übelacker 502.  
 Vaucelin 369, 490, 650.  
 Volt 68.  
 Vuillemin 272.  
 Walschaert 210.  
 Wanner 7.  
 Watt 68.  
 Webb 640.  
 v. Weber 268, 663.

Weddigen 510.  
 Wehrenfennig 56.  
 Weisbach 8.  
 v. Weiß 639.  
 Werner 41.  
 Westinghouse 431.  
 Wichert 433, 446.  
 Wittfeld 300, 301, 459, 472.  
 Wöhler 663.  
 Woolf 490.  
 Wootten 638.  
 Zech 466.  
 Zeuner 21, 23, 26, 68, 74, 75, 78,  
 84, 90, 131, 143, 144, 147, 150,  
 157, 192, 209, 210, 217, 466, 567.  
 Zillgen 404.

## Literaturverzeichnis.

### 1. Werke.

1. Zeuner, Technische Thermodynamik.
2. — Das Lokomotivblasrohr.
3. Grashof, Theorie der Kraftmaschinen.
4. — Die Festigkeitslehre.
5. Redtenbacher, Der Maschinenbau.
6. Ernst, Handbuch für den Schiffsmaschinendienst.
7. Busley, Die Schiffsmaschine.
8. Petzold, Die Lokomotive der Gegenwart.
9. v. Reiche, Anlage und Betrieb der Dampfkessel.
10. Holtzmann, Lehrbuch der theoretischen Mechanik.
11. v. Weber, Die Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise.
12. v. Borries, Die Eisenbahntechnik der Gegenwart.
13. Bödecker, Die Wirkungen zwischen Rad und Schiene.
14. Sinigaglia, Traité des Machines à vapeur.
15. Marié, Les oscillations du matériel et la voie.
16. Henry, Études expérimentales de la vaporisation dans les chaudières de Locomotives.
17. Welkner, Die Lokomotive.
18. Schwartz, Katechismus der stationären Dampfkessel und Dampfmaschinen.
19. Krauß, Graphische Kalorimetrie der Dampfmaschine.
20. — Die Thermodynamik der Dampfmaschine.
21. Garbe, Die Dampflokomotiven der Gegenwart.
22. Lotter, Handbuch zum Entwerfen regelspuriger Dampflokomotiven.
23. Herrmann, Die graphische Behandlung der mechanischen Wärmetheorie.
24. Deutsches Bauhandbuch.
25. Hütte, Des Ingenieurs Taschenbuch.
26. Handbuch für spezielle Eisenbahntechnik.

### 2. Zeitschriften.

1. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.
2. Glasers Annalen.
3. Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes.
4. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens.
5. Verkehrstechnische Woche.
6. Zentralblatt der Bauverwaltung.
7. Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen.
8. Zeitschrift des österreichischen Ingenieurvereins.



