

# PRZEGLĄD MECHANICZNY

ORGAN CENTRALNEGO  
ZARZĄDU PRZEMYSŁU  
METALOWEGO  
i  
STOWARZYSZENIA  
INŻYNIERÓW I TECH-  
NIKÓW MECHANIKÓW  
POLSKICH

Rok VII

Warszawa, Wrzesień 1948 rok

Zeszyt 9

## Obliczanie przekładni kół zębatach metodą wykładników

Prof. dr inż. EUGENIUSZ KUCZYŃSKI

*Podstawy metody wykładników. Wyznaczanie rozpiętości szeregu obrotów. Określanie ilorazu szeregu. Obliczanie przełożeń całkowitych. Dobór przełożeń częściowych. Graniczne wartości przełożeń częściowych. Dobór kół zębatach dla przełożeń częściowych. Obliczanie momentów.*

Metoda \*) opracowana przeze mnie w latach 1941 — 1942 na Politechnice Lwowskiej polega na zastosowaniu do obliczeń kinematycznych przekładni, wykładników potęg o zasadzie 1,06.

W tablicach liczb normalnych obrotów wrzecion tak dawniejszych (1), (2) bez uwzględnienia poślizgu silnika elektrycznego jak i w tablicach wg. projektu PN/N-510 (3), w których poślizg uwzględniono, podane zostały w pierwszej kolumnie logarytmy liczb normalnych obrotów.

Ponieważ logarytmy te są wykładnikami (2) dla zasady 1,06 — sposób poniższy obliczania nazwałem *metodą wykładników*.

Tablice te odpowiednio zastosowane ułatwiają obliczenia kinematyczne przekładni kół zębatach do obrabiarek przez co obliczenia te upraszczają się. Zamiast bowiem mnożenia i dzielenia liczb ułamkowych, stosuje się dodawanie i odejmowanie liczb całkowitych.

Poszczególne etapy obliczenia przekładni metodą wykładników przez zastosowanie pierwszej kolumny tablicy (3) liczb normalnych są omówione poniżej.

### 1) Wyznaczanie rozpiętości szeregu obrotów.

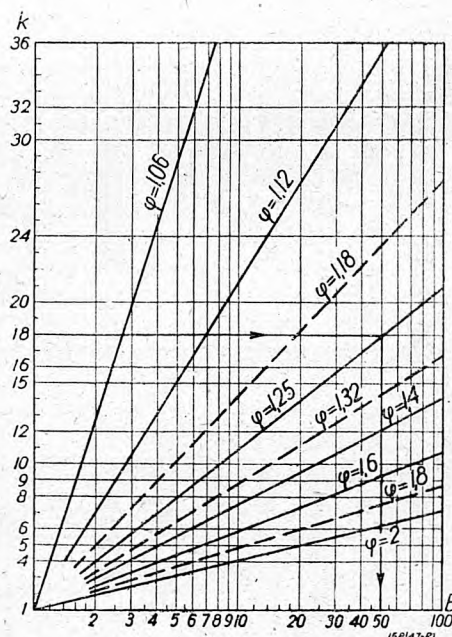
Rozpiętość szeregu obrotów  $B$  wynosi:  $B = \frac{n_k}{n_1}$ ,

gdzie  $n_k$  oznacza najwyższą liczbę obrotów (3),  $n_1$  — najniższą.

Sposób obliczenia rozpiętości za pomocą wykładników: z pierwszej kolumny liczb normalnych obrotów PN/N-510 odczytuje się logarytmy dla  $n_k$  i  $n_1$  — odejmuje się je od siebie, a dla otrzymanej różnicy wykładników odczytuje się odpowiednią wartość  $B$ . np.  $n_k = 710$  obr/min wykładnik (114),  $n_1 = 45$  obr/min wykładnik (66) różnica (114 — 66 = 48). Wykładnikowi (48) odpowiada wartość  $B = 16,0$ .

\*) Wyjątki z dysertacji Autora pod tym samym tytułem j. w.

Wykładniki pisze się w nawiasach (celem uniknięcia ewentualnej pomyłki) obok oznaczenia literami np. zamiast  $\varphi = 1,41$ , pisze się  $\varphi (6)$ , gdyż  $1,06^6 = 1,41$ .



Rys. 1. Wykres rozpiętości szeregu obrotów i liczby stopni przełożenia  $k \leq 36$ .

### 2) Określenie ilorazu szeregu.

Dla znanego  $B$  i przyjętej liczby stopni przełożenia  $k$ , podano w projekcie PN/N-510 (3) wykres, za pomocą którego można wyznaczyć  $\varphi$ , wzgl. jedną z tych wartości wobec dwu innych znanych (rys. 1).

Obliczanie zaś metodą wykładników jest następujące: wychodząc ze związku określającego, że  $\varphi = \sqrt[k-1]{B}$ , wzgl.  $\log \varphi = \frac{\log B}{k-1}$ , należy wartość wykładnika  $B$  podzielić przez  $k-1$ , aby uzyskać wykładnik dla  $\varphi$  t. j. „ $r$ ” (3) wzgl. przyjmąwszy „ $r$ ” — określić wielkość  $k-1$ .

PN/N-510 - LICZBY NORMALNE OBROTÓW WRZECION

L	szereg $\frac{q}{n}$																		
	1	2	(3)	4	(5)	6	8	(10)	12	14	16	18	2						
-40 0,100	106	112	118	125	132	14	16	18	2	0 100	106	112	118	125	132	14	16	18	2
-39 0,106										1 106									
-38 0,112										2 112									
-37 0,118										3 118									
-36 0,125										4 125									
-35 0,132										5 132									
-34 0,140										6 140									
-33 0,150										7 150									
-32 0,160										8 160									
-31 0,170										9 170									
-30 0,180										10 180									
-29 0,190										11 190									
-28 0,200										12 200									
-27 0,212										13 212									
-26 0,224										14 224									
-25 0,236										15 236									
-24 0,250										16 250									
-23 0,265										17 265									
-22 0,280										18 280									
-21 0,300										19 300									
-20 0,315										20 315									
-19 0,335										21 335									
-18 0,355										22 355									
-17 0,375										23 375									
-16 0,400										24 400									
-15 0,425										25 425									
-14 0,450										26 450									
-13 0,475										27 475									
-12 0,500										28 500									
-11 0,530										29 530									
-10 0,560										30 560									
-9 0,600										31 600									
-8 0,630										32 630									
-7 0,670										33 670									
-6 0,710										34 710									
-5 0,750										35 750									
-4 0,800										36 800									
-3 0,850										37 850									
-2 0,900										38 900									
-1 0,950										39 950									

PN/N-510

7

W przykładzie j. w. przyjęto  $k = 9$ , czyli  $k-1 = 8$  i otrzymano  $r = 6$ , czyli  $\varphi(6)$ .

Dla przykładu w następujących obliczeniach przyjęto wg. znakowania PN/N-510 (3) szereg: 6 ( $9/45 \div 710$ ). t.j. szereg o ilorazie 1,41, ( $1,06^6=1,41$ ), o dziewięciu wyrazach  $k = 9$ ,  $n_0 = 710$  obr/min,  $n_1 = 45$  obr/min (w myśl PN/N-510 szereg uprzywilejowany).

### 3) Obliczanie przełożeń całkowitych.

Przekładnia o liczbie  $k$  wyrazów szeregu posiada tyleż samo przełożeń całkowitych  $e_k$ , gdzie  $e_k$  oznacza przełożenie całkowite dla liczby obrotów  $n_k$  a

$e_k = \frac{n_k}{n_0}$ , gdzie  $n_0$  oznacza liczbę obrotów napędu. Tym samym wykładniki przełożeń na wolniejsze obroty mają znak minus, na szybsze obroty znak plus.

Tablica I. Rozszerzona tablica szeregów normalnych liczb obrotów wrzecion.

1,06 (1)		1,12 (2)		1,19 (3)		1,26 (4)		1,33 (5)		1,41 (6)		1,58 (8)		1,78 (10)*		2,00 (12)	
K	$\varphi^K$	K	$\varphi^K$	K	$\varphi^K$	K	$\varphi^K$	K	$\varphi^K$	K	$\varphi^K$	K	$\varphi^K$	K	$\varphi^K$	K	$\varphi^K$
0	1,00	0	1,00	0	1,00	0	1,00	0	1,00	0	1,00	0	1,00	0	1,00	0	1,00
1	1,06																
2	1,12	1	1,12														
3	1,19			1	1,19												
4	1,26	2	1,26			1	1,26										
5	1,33							1	1,33								
6	1,41	3	1,41	2	1,41					1	1,41						
7	1,50																
8	1,58	4	1,58			2	1,58					1	1,58				
9	1,68			3	1,68												
10	1,78	5	1,78					2	1,78					1	1,78		
11	1,88																
12	2,00	6	2,00	4	2,00	3	2,00			2	2,00					1	2,00
13	2,11																
14	2,24	7	2,24														
15	2,37			5	2,37			3	2,37								
16	2,51	8	2,51			4	2,51					2	2,51				
17	2,66																
18	2,82	9	2,82	6	2,82					3	2,82						
19	2,99 (3,00)																
20	3,16	10	3,16			5	3,16	4	3,16					2	3,16		
21	3,35			7	3,35												
22	3,55	11	3,55														
23	3,76																
24	3,98 (4,00)	12	3,98	8	3,98	6	3,98			4	3,98	3	3,98			2	3,98 (4,00)
25	4,22							5	4,22								
26	4,47	13	4,47														
27	4,73			9	4,73												
28	5,01	14	5,01			7	5,01										
29	5,31																
30	5,62	15	5,62	10	5,62			6	5,62	5	5,62			3	5,62		
31	5,96																
32	6,31	16	6,31			8	6,31					4	6,31				
33	6,68			11	6,68												
34	7,10	17	7,10														
35	7,50							7	7,50								
36	7,94 (8,00)	18	7,94	12	7,94	9	7,94			6	7,94					3	7,94 (8,00)
37	8,41																
38	8,91	19	8,91														
39	9,44			13	9,44												
40	10,00	20	10,00			10	10,00	8	10,00			5	10,00	4	10,00		
41	10,60																
42	11,20	21	11,20	14	11,20					7	11,20						
43	11,90																
44	12,60	22	12,60			11	12,60										
45	13,30			15	13,30			9	13,30								
46	14,10	23	14,10														
47	15,00																
48	15,80	24	15,80	16	15,80	12	15,80			8	15,80	6	15,80			4	15,80 (16,00)
49	16,80																
50	17,80	25	17,80					10	17,80					5	17,80		

Ponieważ kolejne przełożenia  $e_k \div e_1$ , jak i obroty  $n_k \div n_1$  tworzą szereg geometryczny o ilorazie wynoszącym  $1/\varphi$ , wykładniki ich tworzą szereg arytmetyczny o różnicy równej wykładnikowi  $1/\varphi$ . Np. dla  $n_0 = 710$  obr/min, oraz poprzednio przyjętego  $\varphi(6)$ , wykładnik dla  $1/\varphi$  wynosi  $(-6)$ , tym samym dla  $e_9 = 1 : 1$ , czyli  $e_9(0)$ , wykładniki przełożeń całkowitych tworzą szereg:

$$(0) \quad (-6) \quad (-12) \quad (-18) \quad (-24) \quad (-30) \quad (-36) \quad (-42) \quad (-48)$$

$$1 : 1 \quad 1 : 1,41 \quad 1 : 2 \quad 1 : 2,82 \quad 1 : 3,98 \quad 1 : 5,62 \quad 1 : 7,94 \quad 1 : 11,2 \quad 1 : 15,8$$

Dla porównania podano pod wykładnikami odpowiednie wartości dokładne przełożeń (3). Do obliczenia przełożeń całkowitych jak i częściowych służy wykres z rys. 1 lub rozszerzone tablica B z PN/N-510 do  $k = 50$  (Tablica I).

Dla  $k > 50$  wystarczy ogólna tablica liczb obrotów normalnych.

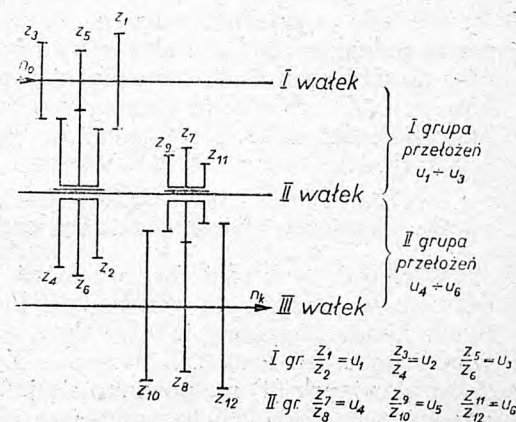
Różnica wykładników dla  $e_k$  i  $e_1$  wynosi

$$[0 - (-48) = 48]$$

Wykładnik (48) jest równocześnie wykładnikiem dla B, (przykład j. w.). Różnica wykładników przełożeń  $e_k$  i  $e_1$  daje tym samym kontrolę poprawnego doboru szeregu wykładników przełożeń całkowitych.

### 4) Dobór przełożeń częściowych.

Każda przekładnia posiada  $n$  przełożeń częściowych  $u_1 \div u_n$ , a iloczyny odpowiednich przełożeń częściowych dają poszczególne przełożenia całkowite  $e_k \div e_1$ .



Rys. 2. Układ przełożeń dla szeregu

$$6 \quad (9/45 \div 710).$$

Tym samym sumy wykładników odpowiednich przełożeń częściowych  $u_1 \div u_n$  dają wykładniki przełożeń całkowitych  $e_k \div e_1$ .

Po ustaleniu więc szeregu obrotów j. w. oraz liczby stopni przełożenia  $k$ , obiera się odpowiedni typ przekładni kół zębatach wraz z układem przełożeń częściowych  $u_1 \div u_n$  (rys. 2).

\* 1,78 (10) wypełnia lukę parzystych wykładników między (8) a (12)

Wykładniki tych przełożeń dobiera się w ten sposób, aby sumy ich dawały poprzednio obliczony szereg arytmetyczny wykładników przełożeń całkowitych.

Obliczenie to ujmuje się w zestawienie nazwane **układem przełożeń**.

Np. dla poprzedniego szeregu liczb obrotów 6 (9/45 ÷ 710),  $n_0 = 710$  obr/min, oraz szeregu arytmetycznego wykładników dla  $e_9 \div e_1$  (j. w.) przyjęto z dwu możliwych następujący układ przełożeń częściowych:

$$\begin{aligned} e_9 &= u_1 \cdot u_4, & e_8 &= u_2 \cdot u_4, & e_7 &= u_3 \cdot u_4, \\ e_6 &= u_1 \cdot u_5, & e_5 &= u_2 \cdot u_5, & e_4 &= u_3 \cdot u_5, \\ e_3 &= u_1 \cdot u_6, & e_2 &= u_2 \cdot u_6, & e_1 &= u_3 \cdot u_6, \end{aligned}$$

Dobór wykładników przełożeń częściowych ujęto w zestawienie (Tablica II).

**TABLICA II.**  
Układ przełożeń.

I grupa	II grupa	Wykładniki dla $e_9 \div e_1$
$u_1$ (-14)	$u_1$ (+14)	$e_9$ (0)
$u_2$ (-20)	„	$e_8$ (-6)
$u_3$ (-26)	„	$e_7$ (-12)
$u_1$ (-14)	$u_5$ (-4)	$e_6$ (-18)
$u_2$ (-20)	„	$e_5$ (-24)
$u_3$ (-26)	„	$e_4$ (-30)
$u_1$ (-14)	$u_6$ (-22)	$e_3$ (-36)
$u_2$ (-20)	„	$e_2$ (-42)
$u_3$ (-26)	„	$e_1$ (-48)

Wartość wykładnika dla  $u_1$  przyjęto dowolną z tym jednak warunkiem aby sumy reszty wykładników dawały wykładniki odpowiednich przełożeń całkowitych. Zestawienie to daje równocześnie kontrolę **prawidłowości doboru** wykładników przełożeń częściowych.

### 5) Granice wielkości przełożeń częściowych.

Wielkość wykładników przełożeń częściowych dobrano w powyższym przykładzie, kierując się jedynie zasadą aby sumy ich dawały wykładnik odpowiedniego przełożenia całkowitego. Ze względów konstrukcyjnych (4) nie powinno się jednak stosować przełożeń częściowych na wolniejsze obroty poniżej 1:4 (duże wymiary skrzynek), oraz powyżej 2:1. W pierwszym wypadku wykładnik wynosi (-24), w drugim (+12).

Dobór przełożeń częściowych należy zaczynać od  $e_1$  celem zorientowania się czy dana przekładnia daje się rozwiązać dla przyjętego  $\varphi$  i  $k$  bez przekroczenia granic j. w. (-24) i (+12), czy też przyjąć należy inne wartości dla  $\varphi$  i  $k$ , aby granic nie przekroczyć.

Np. w myśl poprzednich wywodów szereg 8 (9/22,4 ÷ 900) nie daje się rozwiązać jako 9-cio biegowa przekładnia, bez przekroczenia granic nawet wobec  $e_9$  (0), gdyż wykładniki niektórych przełożeń częściowych wynoszą (+16) i (-32).

Wykładniki przełożeń częściowych (zobacz układ przełożeń) również tworzą w poszczególnych grupach szeregi arytmetyczne np. w gr. I o różnicy (-6), w II gr. (-18). Zależność ta pozwala na zmianę obranych poprzednio wartości wykładników przełożeń częściowych—dając łatwą możliwość analizy doboru pod względem jego optimum.

### 6) Analiza doboru wykładników przełożeń częściowych.

Optimum doboru wykładników przełożeń częściowych tworzą następujące warunki:

- przełożenia dające się w łatwy sposób dobrać jak 1 : 2, 1 : 4,
- jak największa liczba jednakowych przełożeń w szczególności jak pod a),
- możliwość wiązania jednego koła (oszczędność),
- zachowanie granic przełożeń częściowych j. w.

Analizę przeprowadza się po wpisaniu pierwszego doboru wykładników z układu przełożeń do odp. tabeli (nazwaną „*analiza wykładników*“) i następną zmianę wykładnika  $u_1$ . Przez to zmieniać się musi i reszta wykładników  $u_2 \div u_n$ , gdyż wykładniki  $e_n \div e_1$  zostają bez zmiany.

**TABLICA III.**  
Analiza wykładników.

l. p.	I gr.			II gr.		
	$u_1$	$u_2$	$u_3$	$u_4$	$u_5$	$u_6$
1.	-6	-12	-18	+6	-12	-30
2.	-8	-14	-20	+8	-10	-28
3.	-10	-16	-22	+10	-8	-26
4.	-12	-18	-24	+12	-6	-24
5.	-14	-20	-26	+14	-4	-22
6.	-16	-22	-28	+16	-2	-20
7.	-18	-24	-30	+18	0	-18

W przykładzie analizy podanej w Tablicy III zmieniano wartość wykładnika  $u_1$  co 2 jednostki w górę i w dół.

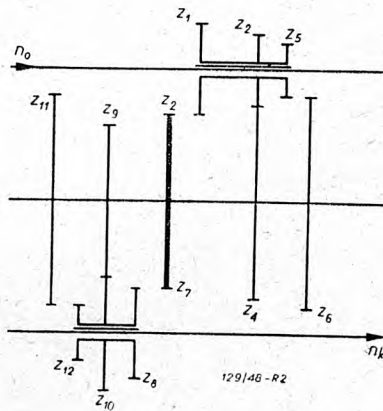
Z otrzymanych rozwiązań jedynie jedno (tj. wiersz 4 w ramach) odpowiada wszystkim warunkom optimum podanym poprzednio pod a) ÷ d).

Ze względu, że wartość wykładników  $u_1$  i  $u_4$  (w wierszu 4) są te same, a znaki przeciwne (+12) i (-12) może nastąpić wiązanie jednego koła ( $Z_7$  z rys. 2 można usunąć a  $Z_2$  będzie się ząbiać raz z kołem  $Z_1$  drugi raz z kołem  $Z_8$  wzgl. z obydwoma równocześnie rys. 3).

Koło wiązane oznaczono grubszą linią.

Ponieważ wartości wykładników  $u_1$  i  $u_6$  wg. wiersza 4 są wielokrotnościami wykładnika dla  $\varphi$  t. j. (6), przełożenia takie należy uważać jako typowe (jak również i wg. wiersza 1 i 7) w odróżnieniu od innych przełożeń podanych w wierszach 2, 3, 5 i 6, które należy uważać za nie typowe. Bardzo często jednak

przełożenia nie typowe dają łatwiejszy dobór odpowiednich liczb zębów i mniejsze odchyłki od normalnych obrotów niż tak zw. przełożenia typowe.



Rys. 3. Układ przełożeń z kołem wiązonym.

7) Dobór kół zębatych dla przełożeń częściowych.

Na zasadzie t. zw. *krzywej granicznej* (1,4) został opracowany przez autora wykres liczb zębów (rys. 4) dający przegląd wszystkich przełożeń od 1:1 — do 1:4,47 dla sumy zębów od

$$Z = 45 \div 120 \text{ zębów.}$$

Sposób doboru liczb zębów z wykresu jest następujący: po przypięciu wykresu do deski wbija się przypinki w odpowiednie punkty górne i dolne wykresu oznaczone tymi samymi wykładnikami — i przez przypinki przeciąga się kolorowe nitki, które tworzą linie kontrolne wykresu. Następnie zaczynając od dołu wykresu, odszukuje się taką linię liczbową (poziomą), na której wszystkie żądane przełożenia leżą. W wypadku gdyby jedno lub więcej przełożeń leżało na linii niższej (t. j. odpowiadającej sumie zębów o 1 mniejszej) można te przełożenia przyjąć z tym, że musi być zastosowana korekcja jednego lub obu kół tworzących dane przełożenie.

a) Np. dla poprzednio przyjętych przełożeń częściowych (wiersz 4 analizy) ułożonych wg. ich kolejnych wartości, t. j.

(-6), (+12), (-18), (-24) przeciągnięto przez punkty (-6) i (-6), (-12) i (-12), (-18) i (-18), (-24) i (-24), nitki i odczytano na linii liczbowej  $\Sigma Z = 111$  następujące liczby zębów

$$\frac{46}{65} = \frac{1}{1,41}; \quad \frac{37}{74} = \frac{1}{2} \text{ wzgl. } \frac{74}{37} = \frac{2}{1};$$

$$\frac{29}{82} = \frac{1}{2,82} \text{ oraz } \frac{22}{88} (k) = \frac{1}{4} (\Sigma Z = 110)$$

Znak (k) obok przełożenia oznacza korekcję j. w.

Ze względu na mniejsze granice odchyłek od obrotów normalnych w konstrukcji, nakreślone przez PN/N-510 (3) t. j. ( $\pm 1,5\%$ ) niż poprzednio stosowano, a to wg. *Schlesingera* ( $1 \pm 3\%$  wzgl. wg. *ISA* (3)  $\pm 2\%$ ), należy dokładnie przeliczyć obroty rzeczywiste uzyskane przez powyższe przełożenia, oraz % odchyłki tych obrotów od normalnych.

Koła zębate o liczbach zębów poprzednio odczytanych z wykresu dają następujące liczby obrotów rzeczywistych, (odchyłki podano obok):

- $n_9 = 710 \text{ obr/min (0\%)}$ ,  $n_8 = 503 \text{ obr/min (+0,6\%)}$ ,
- $n_7 = 355 \text{ obr/min (0\%)}$ ,  $n_6 = 252 \text{ obr/min (+0,8\%)}$ ,
- $n_5 = 177,5 \text{ obr/min (-1,39\%)}$ ,
- $n_4 = 126 \text{ obr/min (0,8\%)}$ ,  $n_3 = 88,8 \text{ obr/min (-1,33\%)}$ ,
- $n_2 = 63 \text{ obr/min (0\%)}$ ,  $n_1 = 44,4 \text{ obr/min (-1,34\%)}$ .

Odchyłki powyższe leżą poniżej granic określonych przez PN/N-510, tj. poniżej  $\pm 1,5\%$  — duża za to stosunkowo jest  $\Sigma Z = 111$  wzgl. 110 zębów.

b) rozwiązanie drugie np. dla  $\Sigma Z = 84$  zębów

$$\frac{35}{49} \frac{28}{56} \frac{56}{28} \frac{2}{62} \frac{17}{67} \text{ daje na } n_4$$

zbyt dużą odchyłkę, bo aż  $+2,8\%$ .

c) Stosunkowo najlepsze rozwiązanie ( $\Sigma Z$  wynosi minimum) dają następujące koła dla  $\Sigma Z = 70$  wzgl. 69, a to:

$$\frac{29}{41} \frac{23}{46} (k), \frac{46}{23} (k), \frac{18}{51} (k), \frac{14}{56}$$

z nast. odchyłkami od  $n_9$  począwszy 0%,  $+0,6\%$ , 0%,  $+0,8\%$ ,  $-1,39\%$ ,  $+0,64\%$ ,  $-1,44\%$ ,  $-0,63\%$ ,  $-1,40\%$ .

Istnieje jeszcze możliwość innego sposobu doboru liczb zębów mianowicie dla każdej grupy przełożeń częściowych osobno, (na różnych liniach liczbowych), od dołu wykresu wychodząc, wówczas jednak wiązanie jednego koła jest niemożliwym.

Przy sposobności omawiania przykładów doboru liczb zębów kół (j. w.) zauważyć należy, że liczby normalne obrotów powstały z zaokrąglenia liczb dokładnych uzyskanych przez obliczenie wartościami dokładnymi przełożeń częściowych (tablica B PN/N-510 podane na rys. 1 oraz tablica I).

Wskutek tego liczby normalne są już od razu niejako obciążone odchyłką w niektórych wypadkach dość znaczną, sięgającą — 2/3 odchyłki konstrukcyjnej. Dla przykładu podano w tablicy IV szereg obrotów w poprzednim przykładzie, wraz z wartościami dokładnymi oraz odchyłkami.

Stąd też max- odchyłka w przykładzie b) wynosząca  $+2,80\%$  od liczby normalnej wynosi dla dokładnej wartości tylko  $+1,66\%$ , a więc jest prawie w granicach dopuszczalnych (tj.  $\pm 1,5\%$ ), za to od-

Tablica IV. Zestawienie odchyłek.

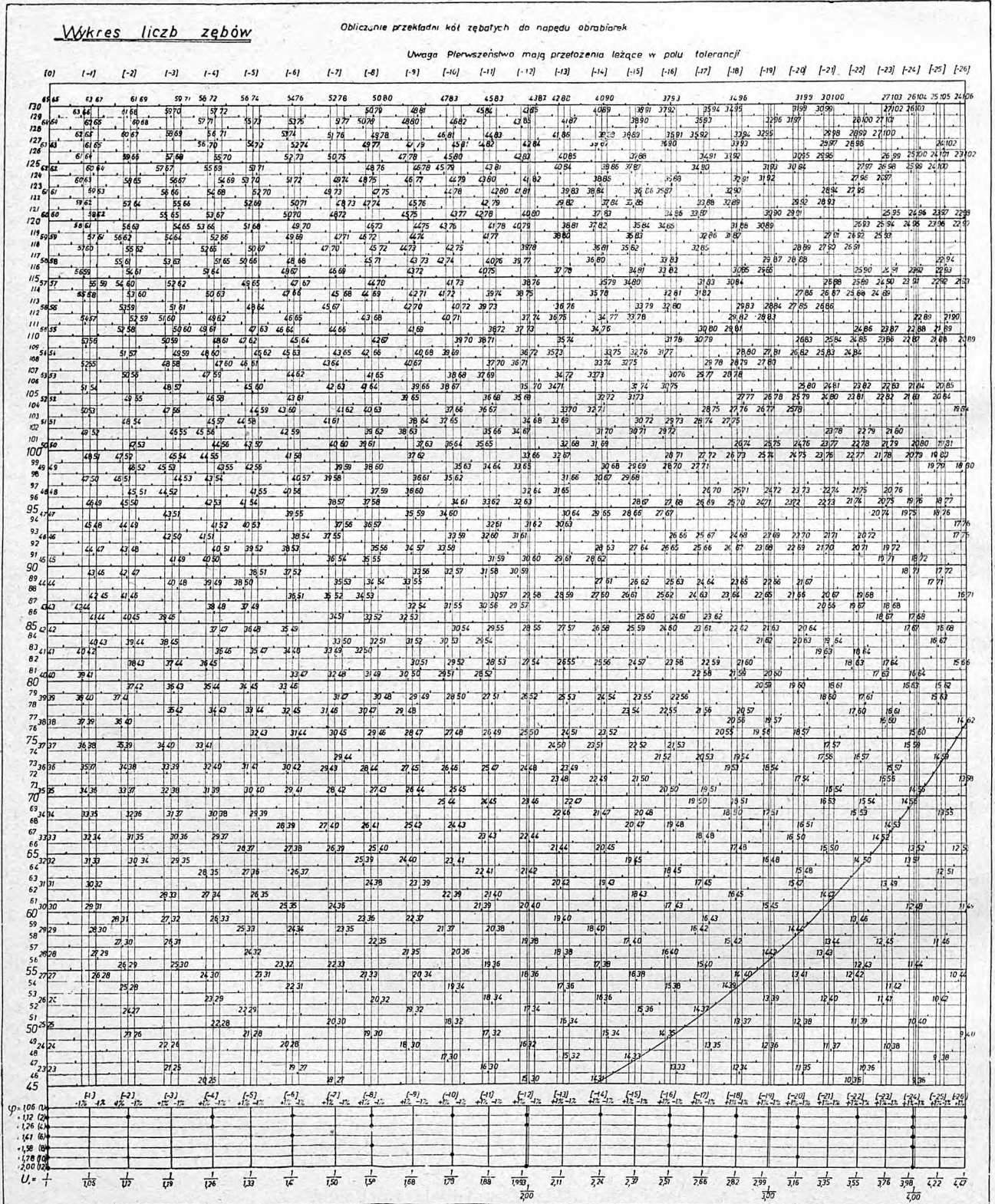
a) Obroty normalne:	710,	500,	535,	250,	180,0	125,0	9,0,0	63,0	4,5,0
b) Obroty dokładne:	710,	502,	355,	252,	178,2	126,1	89,3	63,3	44,8
c) % odchyłki od obrotów dokładnych	0%	-0,4%	0%	-0,8%	+1,2%	+0,88%	+0,78%	-0,47%	+0,44%

chyłka dla  $n_1$  zamiast +1,11% od liczby normalnej wynosi +1,56% w odniesieniu do liczby dokładnej.

Dopuszczalna odchyłka  $\pm 1,5\%$  może więc sprawić większe trudności w doborze liczb zębów dla przekładni o dużej liczbie przełożeń częściowych, niż dotychczas stosowana odchyłka  $\pm 2\%$ .

8) Obliczenie momentów obrotowych.

Logarytmów liczb normalnych obrotów można z wystarczającą dokładnością użyć również do obliczenia momentów obrotowych tak wrzeczona jak i wałków pośrednich.



Rys. 4. Wykres liczb zębów.

TABLICA V

Zestawienie obrotów i momentów.

I wałek		I grupa przełoż. $u_1 \div u_3$	II wałek		II grupa przełoż. $u_4 \div u_6$	III wałek	
Obrotы norm.	$M$ kGcm		Obrotы norm.	$M$ kGcm		Obrotы norm.	$M$ kGcm
710	500	$u_1 = \frac{23}{46}(k)$	355	950	$u_1 = \frac{46}{23}(k)$	710	450
		$u_2 = \frac{18}{51}(k)$	250	1320	„	500	630
		$u_3 = \frac{14}{56}$	180	1900	„	355	900
					$u_5 = \frac{29}{41}$	250	1250
					„	180	1800
					„	125	2500
					$u_6 = \frac{14}{56}$	90	3550
					„	63	5000
					„	45	7100

Ponieważ  $M = 716,2 \frac{N}{n}$  kGm, a  $\log_{1,06} 716,2 \approx \approx 114$ , dla obliczenia wartości momentu metodą wykładników należy dodać do liczby 114 wykładnik dla  $N$ , a odjąć wykładnik dla  $n$ . Dla uzyskanego w ten sposób wykładnika odczytuje się z tablicy liczb normalnych odpowiednią wartość dla  $M$  w kGm.

Dla pierwszego wałka przekładni przyjmuje się wartości z odczytu, dla wałka 2-go odczytuje się o jedną pozycję niższą — dla wałka 3-go o dwie pozycje niżej itd. Przez cofanie wartości dla  $M$  o jedną lub więcej pozycji uwzględnia się współczynnik  $\eta = 0,94$  (wałek na łożyskach tocznych) (2). Całe obliczenie dla przeglądu i ułatwienia rachunku ujmuję się w zestawieniu podanym na Tablicy V.

Za podstawę obliczenia momentów podanego w zestawieniu zastosowano szereg poprzedni, tj. 6 ( $9/45 \div 710$ ), oraz przyjęto moc silnika  $N_{sil} = 5$  KM (wykładnik 28).

Dla porównania przeprowadzono normalne obliczenie momentu przenieszonego przez 3. wałek dla  $n = 90$  obr./min, a to

$$M_3 = 716 \cdot 20 \cdot 5 \cdot 0,94^2 = 3520 \text{ KGcm}$$

Różnica między wartością obliczoną w sposób normalny a metodą wykładników wynosi  $+0,85\%$ .

Całe obliczenie kinematyczne przekładni daje się wykonać z łatwością za pomocą tablicy logarytmów

liczb normalnych, zwykłemu jedynie przeliczeniu podlegają rzeczywiste obroty oraz i odchyłki od liczb normalnych.

Metoda wykładników daje również wielkie ułatwienie w obliczeniu przekładni w 2 kołami wiązanyymi, jak również i w doborze silników elektrycznych asynchronicznych krótkozwartych, o czym będzie mowa w następujących artykułach.

## Piśmiennictwo:

- 1) *Schlesinger*: Werkzeugmaschinen.
- 2) *Inż. W. Szymanowski*: Podstawy do obliczania skrzynek prędkości w obrabarkach, *Przegląd Mechaniczny* 1939 Nr. 1 — 2.
- 3) *Mechanik* 1947: Nr. 4—5, oraz projekt PN/N-510. 510.
- 4) *Germer*: Getrieberechnung für Normdrehzahlen 1932.
- 5) *Bruins*: Werkzeugmaschinen für Spannabhebendes Formen 1943.
- 6) *Coenen*: Elemente des Werkzeugmaschinenbaues 1927.

## NAKLADEM INSTYTUTU WYDAWNICZEGO SIMP

ukazała się w druku pierwsza obszerna książka w polskiej literaturze technicznej z dziedziny elementów maszyn, przeznaczona dla szkół inżynierskich

prof. dr inż. *Wacław Moszyński* p. t. „WYKŁAD ELEMENTÓW MASZYN”

Część I. „Połączenia“ Stron XVI + 384, rysunków 348, tablic 36.

Cena zł 1600.—

# Przyczynek do teorii resorowania wózków wagonów osobowych

Inż. mech. TADEUSZ WISZNIIEWSKI

*Przykrość odczuwania drgań w zależności od częstotliwości i wielkości przyspieszeń. Wyniki badań amerykańskich. Analiza ruchów i przyspieszeń pudła wagonu przy podwójnym uresorowaniu wykazuje, że ma ono wyższość nad pojedynczym jedynie przy szybkościach bardzo dużych. Wnioski i wskazania konstrukcyjne oraz kierunki konstrukcyjne w Ameryce i we Francji.*

## Odczuwanie drgań.

Ponieważ resorowanie wagonów osobowych ma na celu wygodę podróżnych, przeto punktem wyjściowym rozważań na ten temat musi być wyjaśnienie odczuwania drgań przez ludzi. W mowie potocznej na określenie różnych drgań mamy wyrażenia: bujanie lub huśtanie, trzęsienie, drzenie.

Pod pierwszym rozumiemy ruchy oscylacyjne o małej częstotliwości, przy których przyspieszenia zmieniają się łagodnie; trzęsieniem, czy wstrząsami nazywamy nagle, krótkotrwałe lecz duże przyspieszenia, które nie koniecznie wywołują duże ruchy i są częstotliwości średniej, większej niż bujanie, ale na ogół możliwej jeszcze do liczenia. Drzeniem zaś nazywamy drgania o częstotliwości jeszcze większej, prawie lub całkiem niemożliwej do policzenia, będące często w obszarze niskiej częstotliwości akustycznej.

W pewnych wypadkach określamy ruch pojazdu jako płynny. Stwierdzenie to wyraża właśnie zupełną nieobecność drgań wysokiej i średniej częstotliwości, jakkolwiek nie neguje drgań powolnych, a pochodzi z obserwacji jazdy łożnią (oczywiście nie motorową), której ruch jest właśnie zupełnie pozbawiony drgań szybkich.

Dla ścisłego określenia tych subiektywnych wrażeń i wyrażenia ich w fizycznych jednostkach, Amerykanie z inicjatywy konstruktorów samochodowych przeprowadzili masowe badania dla ustalenia przeciętnych wielkości, bo oczywiście wszystkie odczucia subiektywne wahają się w zależności od indywidualnych właściwości ludzkich.

## Wskaźnik wygody.

Prowadząc badania nad stu blisko ludźmi, zarówno na stoisku laboratoryjnym, jak i w rzeczywistych pojazdach na drogach, stwierdzono dość wyraźnie przeciętną odczuwania drgań.

Dalej stwierdzono, że decydują o odczuwaniu przykrym nie amplitudy, a przyspieszenia i częstotliwości. Zmieniając jedno i drugie, stwierdzano, kiedy drgania stają się „niepokojące“ (*disturbing*) i kiedy poczynają być „niewygodne“ (*uncomfortable*) i ustalono zależność:

$$K = Ae^{0,6f}$$

gdzie  $K$  jest wielkością nazwaną „wskaźnikiem wygody“,  $A$  — jest przyspieszeniem,  $f$  — częstotliwością.

Jak z tego wynika, przykre odczuwanie wzrasta szybko, bo w skali potęgowej z częstotliwością. Poza tym kierunek drgań gra wielką rolę i gdy w kierunku pionowym są one najznośniejsze, to w kierunku poprzecznym najbardziej przykre.

Liczbowo  $K$  ma wartości następujące:

<u>Kierunek</u>	<u>Wrażenie</u>	<u>K</u>
Pionowy	niepokojące	950
	niewygodne	1970
Podłużny	niepokojące	122
	niewygodne	322
Poprzeczny	niepokojące	72
	niewygodne	250

Wszystko to odnosi się do twardych siedzeń. Przy miękkich siedzeniach przyspieszenia odnoszące się tak samo jak poprzednio do ludzkiego ciała, są znacznie znośniejsze i wskaźnik  $K$  ma dużo większe wartości.

Istnieje jednak inne jeszcze ograniczenie. Mianowicie częstotliwość  $f \leq 1$  okres/sek. może u niektórych osobników wywoływać objawy morskiej choroby, a wogóle na dłużej jest przykra. Wynika z tego, że okres własny wahań pojazdu (dłuższy o ile są dwa różne) winien być nieco krótszy od 1 sek., co zachodzi niemal zawsze zresztą, bo ugięcie statyczne resorów jest przeważnie mniejsze od 25 cm.

Po zanalizowaniu odczuwania drgań przechodzę do analizy ruchów pionowych pudła wagonu.

## Równanie ruchu.

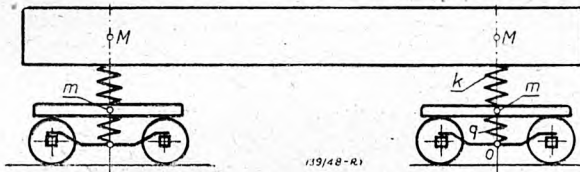
Połowa masy pudła wagonu spoczywa na wózku za pośrednictwem resorów bujakowych, masa zaś ramy wózka z kolei spoczywa na maźnicach za pośrednictwem resorów maźnicznych. W europejskich wozach rozstęp sworzni wózków jest taki, że możemy przyjąć, iż wahania jednego końca wagonu nie wpływają na wahania drugiego końca. Błąd takiego założenia będzie bardzo mały, bo dla spełnienia tego warunku należało by rozstawić wózki na odległość około 0,66 długości pudła w wypadku równomiernie rozłożonej jego masy, a rzeczywiste rozstawienie wózków wynosi około 0,72 długości wagonu, przyczem końce pudła są dodatkowo obciążone przez ściany czołowe, aparat zderzakowy itd.

Tłumienia drgań nie będą uwzględniać, bo w europejskich wagonach amortyzatorów nie stosuje się w ogromnej większości wypadków, a tarcie wewnętrzne resorów płaskich jest trudno uchwytnie matematycznie i nie zawsze jest duże.

Poza tym tłumienie, gdy jest nie wielkie, bardzo nieznacznie zmienia obraz fali, gdy ograniczamy się, jak w tym wypadku, do pierwszej fali jedynie lub nawet jej części, powstającej po pewnym czasie spoczynku. (Mam na myśli okres odpowiadający dłuższej fali układu 2 mas). Przyczyną bowiem najpowszejszego zakłócenia biegu wagonu w kierunku pio-



nowym jest przejście przez złącza szyn. A obraz zjawiska jest następujący. Szyna pod obciążeniem koła pojazdu ugina się wszędzie, lecz w miarę zbliżania się do złącza ugięcie szybko wzrasta tak, że koło początkowo łagodnie obniżające się przechodzi przez zagłębienie stosunkowo ostre, a środek wózka punkt 0 rys. 2 przebywa 2 fale, po których następuje okres spokoju lub bardzo łagodnego wznoszenia się ku środkowi szyny. W tym czasie zakłócenia mają czas uspokoić się i zjawisko drgań przy następnym złączu rozpoczyna się na nowo, wobec czego będziemy badać w dalszym ciągu jedynie przebiegi niestabilne, a równania nasze choć nie uwzględniają czynników tłumiących po przebyciu 2. fali przez punkt 0 rys. 2 tracą sens dalszy. Należy zaznaczyć, że jedną z myśli przewodnich niniejszej pracy jest



Rys. 1. Schemat uresorowania wagonu osobowego.  $M$  — masa pudła wagonu, przypadająca na 1 wózek.  $m$  — masa ramy wózka.  $k$  i  $q$  — stałe sprężyn bujających i maźniczych.

porównanie podwójnego resorowania, przyjętego powszechnie, z pojedynczym. Dla tego pominię zjawisko możliwości rezonansu niższej częstotliwości własnej z okresem przebywania całej długości szyny, co może nastąpić przy dostatecznie małym tłumieniu dla obu typów zawieszenia, ostrość bowiem krzywej rezonansu nie różni się prawie. Rzeczywisty tor punktu 0 przy przejściu złącza choć nie jest sinusoidalny, to jednak może być rozłożony w/g zasad analizy harmonicznej na szereg sinusoid, których wpływy sumują się algebraicznie, wobec czego najpierw zanalizujemy wypadek przejścia punktu 0 rys. 2 przez 2 fale o równaniu  $z = a(1 - \cos \omega t)$  z poprzedzającym i następującym odcinkiem poziomym i zbadamy ruchy pionowe i przyspieszenia pudła. Celem niniejszego rozważania jest stwierdzenie stopnia zmniejszenia przyspieszeń pudła w stosunku do przyspieszenia koła.

Resorowanie bowiem jest tym lepsze im bardziej zmniejszone są te przyspieszenia i im w szerszym zakresie szybkości jazdy to zachodzi. Schematycznie wagon przedstawiony jest na rys. 1, a wózek z przypadającą nań masą pudła przy przejeździe przez złącza szyn na rys. 2.

Jeżeli rzędne pionowe położenia masy  $M$  oznaczmy przez  $y$ , masy  $m$  przez  $x$ , a szybkość jazdy przez  $v$  m'/sek., to równanie ruchu dla obu tych mas będą:

$$M \frac{d^2y}{dt^2} = -(y-x)k \quad [1]$$

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = -x(q+k) + yk + qa(1 - \cos \omega t) \quad [2]$$

gdzie  $\omega = \frac{2\pi v}{L}$  a wyrażenie  $a(1 - \cos \omega t) = z$

Po przeróbkach, polegających na dwukrotnym zróżniczkowaniu każdego równania i po rozdzieleniu zmiennych otrzymamy:

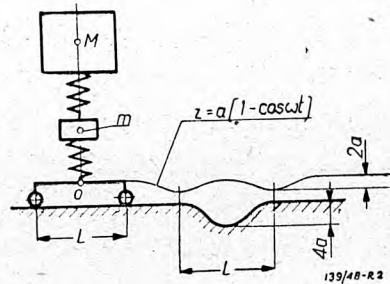
$$\frac{d^4y}{dt^4} + \frac{d^2y}{dt^2} \cdot \frac{km+(q+k)M}{Mm} + y \frac{qk}{Mm} = \frac{aqk}{Mm} - \frac{akq}{Mm} \cos \omega t \quad [3]$$

$$\frac{d^4x}{dt^4} + \frac{d^2x}{dt^2} \cdot \frac{km+(q+k)M}{Mm} + x \frac{qk}{Mm} = \frac{aqk}{Mm} - \frac{qk - qM^2}{Mm} a \cdot \cos \omega t \quad [4]$$

A po scałkowaniu

$$y = C_1 \cos \alpha t + C_2 \sin \alpha t + C_3 \cos \beta t + C_4 \sin \beta t - \frac{aqk \cos \omega t}{Mm \left( \omega^4 - \frac{km+(q+k)M}{Mm} \omega^2 + \frac{qk}{Mm} \right)} + a \quad [5]$$

przyczem  $\alpha$  i  $\beta$  są dodatnimi pierwiastkami równania, stanowiącego mianownik przy wyrazie  $\cos \omega t$ , zaś  $C_1, C_2, C_3, C_4$  są stałymi całkowania.



Rys. 2. Schemat dynamiczny wózka wagonu osobowego przy przejeździe przez złącza szyn.

Oznaczmy jeszcze przez

$$A = \frac{qk}{Mm \left( \omega^4 - \frac{km+(q+k)M}{Mm} \omega^2 + \frac{qk}{Mm} \right)} \quad [6]$$

Stałe całkowania określimy z następujących warunków:

dla początku rachuby czasu, tj. dla  $t = 0$  niech  $y = 0$ , wówczas

$$C_1 + C_3 - aA + a = 0 \quad [7]$$

Szybkość pionowa punktu  $M$  dla tejże chwili także równa jest zero, czyli

$$\frac{dy}{dt} = 0 \text{ a więc } C_2 \alpha + C_4 \beta = 0 \quad [8]$$

Przyspieszenie jest także równe zero, czyli

$$\frac{d^2y}{dt^2} = 0 \text{ a więc } -C_1 \alpha^2 - C_3 \beta^2 + aA \omega^2 = 0 \quad [9]$$

A w końcu zmiana przyspieszenia punktu  $M$ , która jest proporcjonalna do szybkości pionowej

punktu  $m$  jest również równa zero dla początku rachuby czasu, czyli

$$\frac{d^3 y}{dt^3} = 0 \text{ a więc } C_2 x^3 + C_4 \beta^3 = 0 \quad [10]$$

Po wyznaczeniu stałych całkowania otrzymujemy w ostatecznej postaci równanie ruchu

$$y = - \frac{A(\omega^2 - \beta^2) + \beta^2}{\beta^2 - \alpha^2} \cdot a \cos \alpha t + \frac{A(\omega^2 - \alpha^2) + \alpha^2}{\beta^2 - \alpha^2} \cdot a \cos \beta t - Aa \cos \omega t + a \quad [11]$$

a równanie przyspieszenia

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \alpha^2 \frac{A(\omega^2 - \beta^2) + \beta^2}{\beta^2 - \alpha^2} \cdot a \cos \alpha t - \beta^2 \frac{A(\omega^2 - \alpha^2) + \alpha^2}{\beta^2 - \alpha^2} \cdot a \cos \beta t + Aa \omega^2 \cos \omega t \quad [12]$$

Na ruchy pionowe punktu  $M$  wpływają następujące czynniki: masa pudła i wózka, czyli  $M$  i  $m$ , stałe sprężyn  $q$  i  $k$  oraz szybkość jazdy, czyli proporcjonalna do niej szybkość kątowa  $\omega$ .

Aby zmniejszyć ilość zmiennych poczynimy następujące założenia.

Niech suma mas  $M$  i  $m$  jest stała, czyli

$$M + m = M_0 = \text{const},$$

lecz udział masy  $m$  niech będzie różny, a więc niech

$$m = \varphi M_0, \text{ a } M = (1 - \varphi) M_0$$

W skrajnym wypadku dla  $\varphi = 0$  mamy całą masę wózka przyłączoną do pudła i resorowanie pojedyncze.

Po drugie założymy, że sumaryczna miękkość całego układu sprężyn pozostaje stała, czyli niech

$$\frac{1}{q} + \frac{1}{k} = \frac{1}{k_0} = \text{const}$$

a zmieniają się miękkości, czyli stałe sprężyn w ten sposób, że

$$\frac{1}{q} = \psi \frac{1}{k_0} \text{ i } \frac{1}{k} = (1 - \psi) \frac{1}{k_0}$$

Po podstawieniu tych związków w wyrażenie na  $A$  [6] po przeróbkach otrzymamy

$$A = \frac{1}{\left(\frac{k_0}{M_0}\right)^2 \varphi(1-\varphi)(1-\psi) - \left(\frac{k_0}{M_0}\right) [\psi + (1-\psi)(1-\varphi)] + 1} \quad [13]$$

Mamy tu 3 zmienne:  $\varphi$  i  $\psi$  wyżej określone oraz

$$\sqrt{\frac{\omega}{k_0}} = \delta$$

co jest stosunkiem szybkości kątowej drgań wzbudzących do szybkości kątowej drgań własnych układu pojedynczo resorowanego, tj. dla przypadku, gdzie cała masa wózka przyłączona jest do

pudła, a sumaryczna miękkość sprężyn nie zmienia się, czyli gdy  $\varphi = 0$ , a  $\psi = 1$ .

### Dyskusja równania ruchu.

Aby teraz zgodnie ze stwierdzeniami przytoczonymi na początku artykułu móc porównać wpływ wyżej określonych czynników na dobroć resorowania, należy dla szerokiego zakresu zmienności

$$\delta = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{k_0}{M_0}}}$$

określić zmienność i przebieg przyspieszeń oraz wyznaczyć ich maksyma przy przejściu wózka przez zagłębienie toru, np. złącze szyn.

Przede wszystkim należy zauważyć, że układ o dwóch masach jak na rysunku 2 posiada dwie częstotliwości własne, odpowiadające szybkościom kątowym  $\alpha$  i  $\beta$ , określonym z równania [5]. (5).

Dla orientacji należy zaznaczyć, że dla warunków rzeczywistych, gdzie  $m = \sim 0,25 M$  czyli  $\varphi = \frac{m}{M+m}$

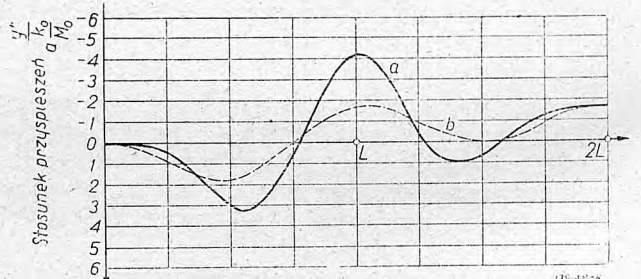
$$= \sim 0,2 \text{ i gdy } \psi = 0,5, \text{ to } \alpha = 1,08 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}, \text{ gdzie}$$

$\sqrt{\frac{k_0}{M_0}}$  jest szybkością kątową dla pojedynczego resorowania.

Druga szybkość kątowa wynosi

$$\beta = \sim 4,6 \cdot \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}$$

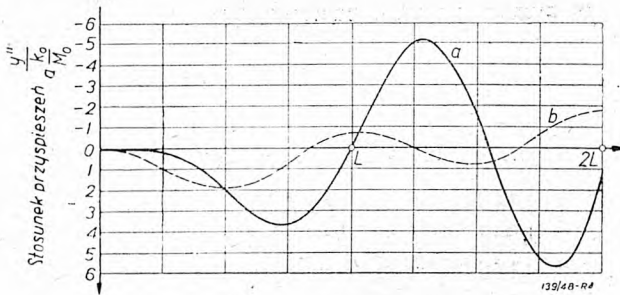
Wpływ czynników  $\varphi$  i  $\psi$  na wielkość szybkości krytycznych jest stosunkowo nieznaczny. Jeśli zmniejszać masę wózka schodząc do  $\varphi = 0,1$ , wówczas otrzymamy  $\beta = \sim 6,42 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}$  co jest niekorzystne, bo podczas normalnej szybkości podróży będziemy mniej oddaleni od szybkości krytycznej.



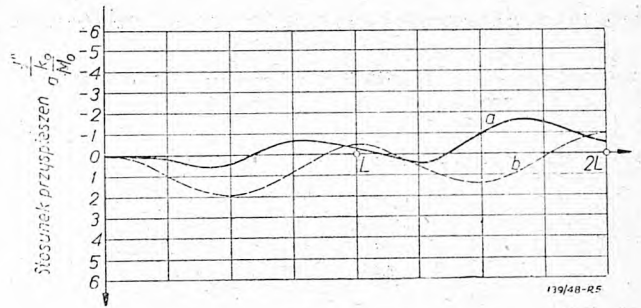
Rys. 3. Przebieg pionowych przyspieszeń  $y''$  pudła wagonu (równanie [12]) przy  $\delta = 3$  (szybkość około 40 km/godz.).

a. resorowanie podwójne  $\varphi = 0,2$  i  $\psi = 0,5$ ,  
b. resorowanie pojedyncze.

A z góry można przewidzieć, że jeśli częstotliwość wzbudząca jest niezbyt odległa od częstotliwości własnych, wówczas drgania masy  $M$  a tym samym i jej przyspieszenia będą znaczne. Jest to przy-



Rys. 4. Przebieg pionowych przyspieszeń  $y''$  pudła wagonu (równanie [12]) przy  $\delta = 5$  (szybkość około 65 km/godz.).  
 a. resorowanie podwójne  $\varphi = 0,2$  i  $\psi = 0,5$ .  
 b. resorowanie pojedyncze.



Rys. 5. Przebieg pionowych przyspieszeń  $y''$  pudła wagonu (równanie [12]) przy  $\delta = 8$  (szybkość około 105 km/godz.).  
 a. resorowanie podwójne  $\varphi = 0,2$  i  $\psi = 0,5$ .  
 b. resorowanie pojedyncze.

puszczenie również nieréalne, bo tak lekki wózek jest prawie niepodobieństwem zbudować.

Należałoby przeto iść w kierunku przeciwnym, tj. możliwie zwiększać jego masę. Jest to również nieréalne, bo nikt nie będzie sztucznie obciążać ramy wózka ponad potrzeby konstrukcyjne.

Możemy za to łatwo wpływać na drugi czynnik, to jest na  $\psi$ , czyli na stosunek miękkości sprężyn maźnicznych i bujakowych. Lecz i ten sposób nie wiele pomoże.

Mianowicie, gdy  $\psi$  zmienia się w granicach od 0,4 do 0,6 to  $\beta$  waha się w obszarze

$$4,6 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}} < \beta < 4,78 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}$$

osiągające najmniejszą wartość właśnie około

$$\beta = 4,6 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}} \text{ dla } \psi = \sim 0,5 \text{ A więc jako wniosek —}$$

resory maźniczne winny być możliwie tak miękkie jak bujakowe. Na pierwszą szybkość krytyczną, tj. na  $\alpha$  Oba czynniki  $\varphi$  i  $\psi$  mają wpływ znikomy i  $\alpha$

$$\text{pozostaje w obszarze } 1,04 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}} < \alpha < 1,08 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}$$

dla  $0,4 < \psi < 0,6$  i  $0,1 < \varphi < 0,3$ . Dla unaocznienia przebiegu samych przyspieszeń w funkcji drogi przy przebywaniu przez wózek nierówności toru jak na rys. 2 wykreślono drugą pochodną równania [11]

$$\text{przy } \varphi = 0,2 \text{ i } \psi = 0,5 \text{ dla } \omega = 3 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}, \text{ co}$$

$$\text{przedstawia rys. 3 i dla } \omega = 5 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}, \text{ co przedstawia}$$

rys. 4. W pierwszym wypadku częstotliwość wzbudząca leży niemal pośrodku pomiędzy częstotliwościami własnymi czyli  $\alpha < \omega < \beta$ , a w drugim blisko większej lecz już poza nią, czyli  $\omega > \beta$ . W tym ostatnim wypadku, jak wynika z wykresu, mamy dużo gorsze przyspieszenia pomimo większej szybkości jazdy.

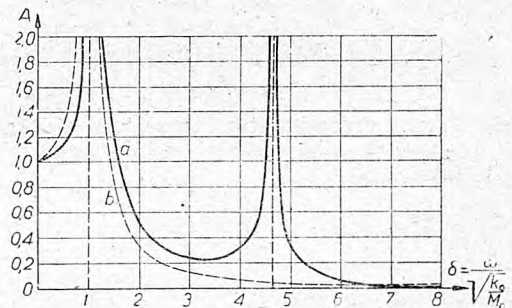
Z dalszym wzrostem  $\omega$  czyli prędkości jazdy warunki szybko się polepszają, ponieważ wyrażenie na  $A$  (równanie [13]) szybko maleje wobec zawierania

$$\text{w mianowniku czwartej potęgi } \delta = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{k_0}{M_0}}}$$

Rys. 5 przedstawia właśnie przebieg przyspieszeń

$$\text{dla } \omega = 8 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}$$

W tym wypadku przyspieszenia, zwłaszcza pierwsze fale, są już bardzo małe, mniejsze niż przy resorowaniu pojedynczym (obszerniejsze porównanie niżej) ale zakłóca obraz fala ostatnia. Wprawdzie można kwestionować ścisłość oddania przez prawą część wykresu rzeczywistego obrazu zjawiska, jako całość jednak nawet przy tak dużym  $\omega$  wyższość podwójnego resorowania nie jest zbyt przekonywująca.



Rys. 6. Zmiany amplitudy ustalonych drgań wymuszonych w zależności od częstotliwości drgań wzbudzających.  
 a. resorowanie podwójne  $\varphi = 0,2$  i  $\psi = 0,5$ .  
 b. resorowanie pojedyncze.

Na zakończenie na rys. 6 przedstawiono linią ciągłą wielkość  $A = f(\delta)$  od której są zależne stałe całkowania w równaniu (5) a stąd i przyspieszenia, i która to wielkość jest wprost proporcjonalna do amplitudy drgań ustalonych przy podwójnym resorowaniu. Linia zaś przerywana przedstawia amplitudę również drgań ustalonych ale przy pojedynczym odsprężynowaniu.

**Porównanie sposobów resorowania.**

Interesująco wypada porównanie podwójnego resorowania z pojedynczym. Równanie ruchu dla tego ostatniego będzie miało postać (bez tłumienia)

$$M_0 \frac{d^2 y}{dt^2} = -k_0 y + k_0 a (1 - \cos \omega t)$$

lub po scałkowaniu i określeniu stałych całkowania

$$y = -\frac{\delta^2}{\delta^2 - 1} \cdot a \cos \alpha_0 t + \frac{1}{\delta^2 - 1} \cdot a \cos \omega t + a \quad [14]$$

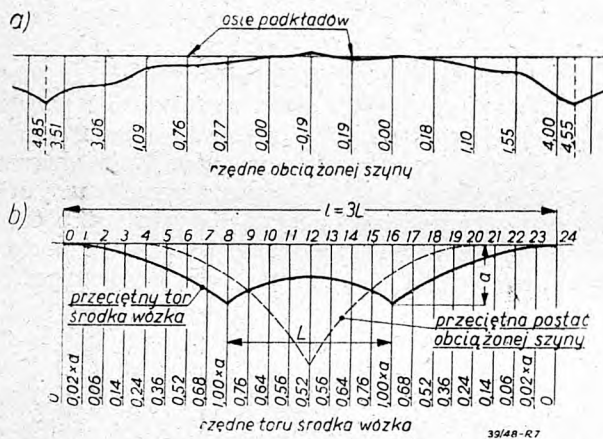
gdzie jak poprzednio:

$$\delta = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{k_0}{M_0}}} \quad \text{i} \quad \alpha_0 = \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}$$

Przyspieszenie wyraża się jak następuje:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{\delta^2 \alpha_0^2}{\delta^2 - 1} \cdot a \cdot \cos \alpha_0 t - \frac{\omega^2}{\delta^2 - 1} \cdot a \cdot \cos \omega t \quad [15]$$

Na wykresach 3, 4 i 5 krzywa kreskowana przedstawia właśnie przebieg funkcji [15] dla  $\delta = 3$ ,  $\delta = 5$  i  $\delta = 8$ .



Rys. 7. Warunki rzeczywistego przejścia wózka przez złącze szyn wg badań inż. Couard'a

- a. rzędne ugięcia obciążonej szyny,
- b. przeciętna postać obciążonej szyny i toru środka wózka.

Dla dwóch pierwszych wypadków porównanie wypada nieoczekiwanie ogromnie niekorzystnie dla podwójnego odsprężynowania, a dla trzeciego — wątpliwie. Dla całego zakresu  $\alpha < \omega < \beta$  i trochę poza nim przyspieszenia są kilkakrotnie większe przy systemie podwójnym niż pojedynczym i pierwszy sposób jest znacznie gorszym. Dopiero dla dużych szybkości stosunek odwraca się. Mianowicie w równaniu [15] wyrażenie  $\frac{\omega^2}{\delta^2 - 1} = \frac{\delta^2 \alpha_0^2}{\delta^2 - 1}$

dąży do  $\alpha_0^2$  przy wzroście  $\delta$  i nie możemy oczekiwać dalszego polepszenia wygody ze wzrostem szybkości jazdy. Inaczej jest przy odsprężynowaniu podwójnym gdzie, jak wyżej wykazano,  $A \rightarrow O$ .

Jeśli teraz od uproszczonego kształtu toru i drogi punktu 0 na rys. 2 przejść do rzeczywistej ich postaci, to na podstawie badań i pomiarów francuskiego inżyniera Couard'a (czytaj Koüar) otrzymamy obraz obciążonej przez koło szyny jak na rys. 7a, a torem punktu 0 będzie linia ciągła, zbudowana na podstawie wypośrodkowanej linii przeciętnej rys. 7b. Gdy teraz drogę punktu 0 na przestrzeni  $l$  rozłożyć na 12 składowych harmonicznym

to otrzymamy wynik następujący:

$$z = a (b_0 + \sum_{i=1}^{12} b_i \cos i \omega t)$$

przy czym wartości  $b$  równają się

$b_0 = 0,44$	$b_3 = -0,028$	$b_{10} = -0,021$
$b_1 = -0,365$	$b_6 = -0,0465$	$b_{11} = -0,0096$
$b_2 = -0,166$	$b_7 = -0,02$	$b_{12} = 0,0116$
$b_3 = 0,136$	$b_8 = -0,0116$	
$b_4 = -0,0416$	$b_9 = 0,026$	

Podstawienie wartości  $z$  do równania (1) da po scałkowaniu równanie ruchu i równanie przyspieszenia

$$y = \frac{(\sum B_i i^2 \omega^2 - \beta^2 \sum B_i) - \beta^2}{\beta^2 - \alpha^2} a \cos \alpha t - \frac{(\sum B_i i^2 \omega^2 - \alpha^2 \sum B_i) - \alpha^2}{\beta^2 - \alpha^2} a \cos \beta t + a \left( \sum \frac{b_i \cos i \omega t}{\delta_i^4 \varphi \psi (1-\varphi)(1-\psi) - \delta_i^2 [\psi + (1-\psi)(1-\varphi)] + 1} + b_0 \right) \quad [16]$$

$$y'' = \frac{(\sum B_i i^2 \omega^2 - \beta^2 \sum B_i) - \beta^2}{\alpha^2 - \beta^2} a \alpha^2 \cos \alpha t - \frac{(\sum B_i i^2 \omega^2 - \alpha^2 \sum B_i) - \alpha^2}{\alpha^2 - \beta^2} a \cdot \beta^2 \cos \beta t - a \sum \frac{b_i i^2 \omega^2 \cos i \omega t}{\delta_i^4 \varphi \psi (1-\varphi)(1-\psi) - \delta_i^2 [\psi + (1-\psi)(1-\varphi)] + 1} \quad [17]$$

gdzie

$$B_i = \frac{b_i}{\delta_i^4 \varphi \psi (1-\varphi)(1-\psi) - \delta_i^2 [\psi + (1-\psi)(1-\varphi)] + 1}$$

Nawiasowo należy zauważyć, że dla toru obecnie rozłożonego na składowe harmoniczne, długość fali trzeciej harmonicznnej odpowiada długości wózka czyli uprzednio wprowadzonej szybkości katowej, tak że teraz  $3\omega = \frac{2\pi \cdot v}{L}$  gdy długość fali zasadniczej jest około 3 razy większa czyli  $l = 3L$ .

Rys. 8 przedstawia wykres przyspieszeń dla szybkości jazdy tej samej co na rys. 5, a w szczególności linia ciągła dla podwójnego, a przerywana dla pojedynczego resorowania.

Teraz druga harmoniczna odgrywa rolę podobną do szybkości katowej z rysunku 4 gdzie

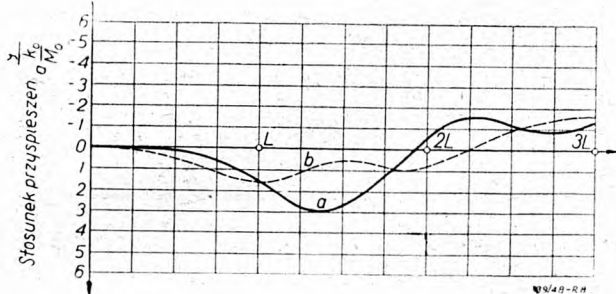
$$\omega = 5 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}$$

gdyż wynosi  $2\omega = 5,33 \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}$ , co tłumaczy,

że rzeczywiście przyspieszenia są bardziej niekorzystne niż dla toru wg rys. 2. Stawia to tym bardziej pod znakiem zapytania wyższość podwójnego odsprężynowania nad pojedynczym.

### Wnioski i wskazania konstrukcyjne.

Po zanalizowaniu przebiegu drgań należy zdać sobie sprawę z szybkości jazdy, jakim odpowiadają wykreślone krzywe przyspieszeń i szybkości krytyczne. Otóż w rzeczywistych wagonach okres własny drgań (dłuższy) wynosi w przybliżeniu 0,7 — 0,8 sek. czyli średnio 0,75 sek.



Rys. 8. Przebieg pionowych przyspieszeń  $y''$  pudła wagonu dla przeciętnego rzeczywistego ugięcia obciążonych szyn (równanie [17]) przy szybkości około 105 km/godz  
a. resorowanie podwójne  $q = 0,2$  i  $\psi = 0,5$ ,  
b. resorowanie pojedyncze.

Ponieważ z drugiej strony długość trzeciej harmonicznej fali na złączu rys. 7 jest równa odległości osi wózka czyli  $L$  — przeto możemy napisać

$$T_1 = \frac{l}{3v} = \frac{L}{v} = \sim 0,75 \text{ sek. Niech } L = 2,8 \text{ m, wówczas}$$

$$v_1 = \frac{L}{T_1} = \frac{2,8}{0,75} \text{ m/sek} = \frac{2,8 \cdot 3,6}{0,75} = 13,5 \text{ km/godz.}$$

Druga szybkość krytyczna jest tyle razy większa ile wynosi stosunek  $\frac{\beta}{\alpha}$  przeto  $v_2 = \frac{\beta}{\alpha} v_1 = \frac{4,6}{1,08} \cdot 13,5 = 58 \text{ km/godz.}$

Szybkość, przy której resorowanie podwójne przy sinusoidalnej postaci toru (rys. 2) zaczyna być lepsza od pojedynczego odpowiada  $\delta = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{k_0}{M_0}}} = 8$ ,

co przedstawia rys. 5, a wyraża się w kilometrach na godzinę jako  $v = 8 \cdot v_1 = 8 \cdot 13,5 = 108 \text{ km/godz.}$  Wielkość ta nie jest ścisła, wskazuje jednak aż nadto wyraźnie, że przewaga podwójnego zawieszenia uwydatnia się dopiero przy dużych szybkościach jazdy, a przy mniejszych pojedyncze zawieszenia ma wyraźną przewagę. W przytoczonych rozważaniach nie uwzględniano tłumienia, które w rzeczywistości zawsze zachodzi. O ile nie jest ono zbyt duże, nieznacznie tylko zmienia zjawisko, a szczególnie mało w pierwszej fali, chociaż ogromnie komplikuje wyrażenia matematyczne. Przy tym należy podkreślić, że tłumienie zwiększa maxima przyspieszeń, a więc pod tym względem pogarsza zawieszenie. Zwłaszcza niekorzystne jest tarcie wewnętrzne resorów płaskich, co ponad wszelkie oczekiwania wykazały badania amerykańskie. Mianowicie stwierdzono w pewnym wypadku, że przyspieszenie odpowiadało wzrostowi siły, która powinna by wywołać dodatkowe ugięcie resorów o 3 cale, podczas gdy rzeczywiste nie przekraczało 3/4 cala.

Po za tym resory płaskie w skrajnych wychyleniach mas dają skok siły o podwójną wartość tarcia, stąd powstaje nagła zmiana naprężeń w różnych częściach wagonu, wywołująca drgania wysokiej częstotliwości.

W końcu trzeba dodać, że przy przejściu każdej nierówności toru rama wózka zostaje rozbujana i potrzebuje pewnego chociaż krótkiego czasu dla uspokojenia się, stwarzając jeszcze jedno źródło drgań.

Streszczając powyższe wnioski można zestawić następujące wskazania konstrukcyjne.

1) Dla wozów nie biegnących z szybkością ponad 120 km/godz. stosować pojedyncze, starannie pomyślane w szczegółach, zawieszenie.

2) Stosować sprężyny beztarciowe, tj. zwojowe w razie niepokonalnych trudności wspólnie ze zwojowymi resorami płaskimi, długie o możliwie nielicznych piórach.

3) Dla tłumienia drgań przy szybkościach krytycznych stosować amortyzatory olejowe. W wykonaniu teleskopowym są one niezawodne, długotrwałe i nie drogie, a użycie znacznie tańszych sprężyn spiralnych z nawiązką opłaci wydatki na amortyzatory.

4) Dla wozów biegnących z szybkością ponad 100—120 km/godz. stosować podwójne zawieszenie na sprężynach wyłącznie spiralnych współpracujących z amortyzatorami hydraulicznymi.

### Kierunki konstrukcyjne za granicą.

Jest rzeczą charakterystyczną, że amerykańskie idą wybitnie w tym kierunku.

Wózek skonstruowany z inicjatywy specjalnej Komisji Ulepszeń przy Konferencji Przewodniczących Towarzystw Kolei Elektrycznych dla tramwajów (*street cars*) ma pojedyncze zawieszenie, a rezultaty wybitnie i jaskrawo lepsze od przeciętnych dotychczasowych konstrukcji. Podczas gdy dla wózków o podwójnym odsprężynowaniu wykresy pionowych przyspieszeń są wybitnie falistą linią, dla wózka nowego na tym samym torze i przy tych samych szybkościach przedstawiają linię na której z trudnością tylko można zauważyć słabo dostrzegalną falę. Wózek ten ma sprężyny beztarciowe, łączące w sobie właściwości amortyzatorów — mianowicie duże, miękkie bloki gumowe.

We Francji w roku 1937 zaprojektowany został wózek dla lekkiego wagonu pośpiesznego, wagonu który pomimo lekkości miał być pełnowartościowym pod względem właściwości i wygody. Otóż wózek jego posiada pojedyncze miękkie śrubowe sprężyny współpracujące z amortyzatorami hydraulicznymi. Wózek ten przypomina towarowy typ „Diamond”, ponieważ ma sztywną belkę blaszaną, łączącą maźnice, z tą różnicą, że wspartą po przez płyty gumowe na maźnicach, jak również takie podkładki pod skrętami i ślizgami bocznymi.

Niestety nie natrafiłem na wyniki jego w praktyce. Należy jednak przypuszczać, że były dobre przynajmniej pod względem tzw. miękkości zawieszenia i cichości ruchu.

Dla wagonów o ruchu pośpiesznym w Ameryce buduje się nadal wózki o podwójnym odsprężynowaniu, ale z zastosowaniem wyłącznie sprężyn spiralnych z amortyzatorami hydraulicznymi.

Z powyższego można wnosić, że zarówno we Francji jak i w Ameryce przeprowadzono ścisłą analizę ruchu wagonu, nie publikując jednak rezultatów rozważań.

### Zakończenie.

Artykuł niniejszy nie wyczerpuje bynajmniej wszystkich zagadnień związanych z zawieszeniem wagonu. Porusza jedynie kwestię podstawową, nawet nie wspominając o innych, jak sprawa poprzecznego zawieszenia oraz cichości ruchu. Celem tej pracy jest tylko krytyczne oświetlenie stosowanych konstrukcji, a pośrednio zwrócenie uwagi na fakt, że w wypadku złożonego zjawiska drgań bezpośrednia

obserwacja i intuicja nie wystarczają a muszą być poparte i uzupełnione ścisłą analizą matematyczną i o ile możliwości sprawdzane przy pomocy aparatów pomiarowych i rejestrujących.

### LITERATURA.

- B. G. Cain. *Vibration of Rail and Road Vehicles* Pitman Publ. Co. New-York 1940.  
 M. Pla. *Nouvelle voiture métallique de grandes lignes Chemin de Fer*, rok 1937 Nr. 2.  
 G. R. Dadyko *praca zbiorowa pod redakcją. Wagony. Rozdz. IV przez A. I. Michalewskiego. Moskwa 1937.*

## Nowości w dziedzinie sprawdzianów

Inż. mech. TADEUSZ PIETRZKIEWICZ

*Sprawdziany ze szkła, ich własności, konstrukcja i wykonanie. Sprawdziany ze spiekanych węglików. Sprawdziany z pilotem.*

### Sprawdziany ze szkła.

Ciekawą nowość w dziedzinie sprawdzianów stanowi zastosowanie do ich budowy szkła (bokrzemiany), którego własności w porównaniu z charakterystyką stali zawiera Tablica I. Dane te są przybliżone i mają jedynie na celu zorientowanie w różnicach zachodzących między tymi materiałami.

**Twardość.** Sprawdziany szklane w odróżnieniu od stalowych nie wymagają obróbki termicznej celem utwardzenia. Wobec braku dokładnej metody pomiaru twardości szkła użyto do pomiaru metody Brinella pod mniejszym obciążeniem. Cyfry podane w tablicy przedstawiają względną odporność na nacisk szkła w porównaniu z hartowaną stalą sprawdzianową. Jak widzimy szkło jest wrażliwe na nacisk jednostkowy, dlatego też nie powinno być poddawane tego rodzaju obciążeniom. Ze względu na bardzo małą plastyczność, tj. małe wydłużenie  $A\%$ , szkło poddane obciążeniu podlega odkształceniu sprężystemu, bądź w wypadku przeciążenia pęka. Nie zachodzi natomiast obawa trwałej zmiany wymiarów lub kształtu. W razie zarysowania powierzchni sprawdzian szklany, w odróżnieniu od stalowego nie zmienia wymiaru na skutek unoszenia materiału.

Stosując do pomiaru twardości porównawczą próbę zarysowania metodą *Mohsa* otrzymuje się następującą kolejność:

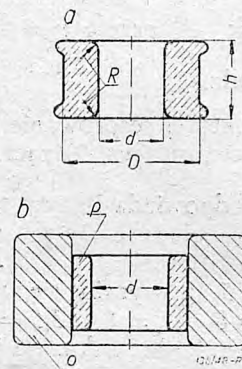
skaleń 6, szkło 6 — 7, kwarc 7, hartowana stal sprawdzianowa 7 — 8.

**Odporność na ścieranie.** Sprawdziany szklane poddane ścieraniu w obecności twardych mechanicznych zanieczyszczeń mają mniejszą odporność niż stal. W czystym środowisku odporność na ścieranie jest w obu wypadkach zbliżona.

**Przewodnictwo cieplne.** Szkło w porównaniu ze stalą ma bardzo małe przewodnictwo cieplne. Własność ta jest zaletą sprawdzianów szklanych, ponieważ zmniejsza znacznie niebezpieczeństwo szybkich zmian wymiarów na skutek nagrzania ręką mierzącego.

**Rozszerzalność liniowa.** Z punktu widzenia pomiarowego jest bardzo ważne, aby rozszerzalność liniowa sprawdzianu była możliwie zbliżona do rozszerzalności mierzonego przedmiotu. W warunkach warsztatowych zachodzą bowiem często znaczne wahania temperatury. Przez odpowiedni dobór składu szkła można zbliżyć rozszerzalność jego do stali.

**Ciężar właściwy.** Szkło jest w przybliżeniu 3 razy lżejsze od stali. Ma to znaczenie przede wszystkim w wypadku konstruowania sprawdzianów większych wymiarów.



Rys. 1. Krążkowe sprawdziany szklane a — szlifowany, b — formowany na gorąco, p — pierścień szklany, o — oprawka z drewna lub masy plastycznej.

**Odporność na korozję.** Szkło jest odporne na działanie wszystkich środków chemicznych, z którymi normalnie styka się sprawdzian na warsztacie. Na skutek tego sprawdziany szklane nie wymagają ochrony przed korozją przez mycie i natłuszczenie.

**Gładkość powierzchni.** Obróbka wykańczająca sprawdzianu stalowego pozostawia mniej lub więcej głębokie ślady na jego powierzchni. Przy obróbce sprawdzianów szklanych można tak dobrać warunki procesu, że przy przerwaniu chłodzenia ciepło tarcia powoduje nadtapianie się wierzchołków nierówności na powierzchni, wypełniając równocześnie wgłębienia. W wyniku tego otrzymuje się powierzch-

T A B L I C A I

Porównanie własności szkła i hartowanej stali narzędziowej

Własność materiałów	Szkoło	Stal sprawdzianowa
Twardość	1	5
Odporność na ścieranie	1	2
Przewodnictwo cieplne	1	50
Rozszerzalność liniowa	1 — 2,5	3,5
Ciężar właściwy	1	3
Odporność na korozję	zupełna	mała

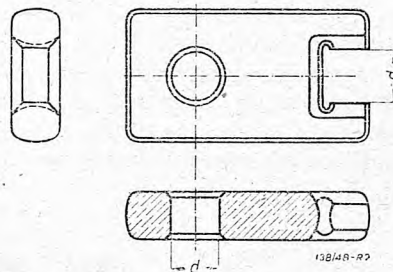
nię o nadzwyczaj wysokim stopniu gładkości, stąd nazywanej „szklistą”.

**Konstrukcja.** Rys. 1 wskazuje typową konstrukcję krążkowych sprawdzianów szklanych. Rys. 1a przedstawia krążkowy sprawdzian szklany, którego wymiar nominalny oznaczony przez „ $d$ ”, oszlifowany jest z dokładnością wymaganą od sprawdzianu. Odpowiednie wymiary tego rodzaju sprawdzianów zestawiono w tablicy II. Rys. 1b przedstawia sprawdzian szklany, którego część mierzcząca wykonana jest przez formowanie na gorąco (opis metody poniżej), zaś celem zabezpieczenia szkła przed uderzeniem sprawdzian ujęty jest w oprawę z drzewa lub masy plastycznej.

Rys. 2 przedstawia konstrukcję sprawdzianu szczękowego. Część przechodnią uformowano w postaci otworu w chwycie, zaś nieprzechodnią jako sprawdzian szczękowy. Celem zapewnienia sztywności szczęki są krótkie, a sprawdzian w przekroju poprzecznym znacznie grubszy niż sprawdziany stalowe odpowiednich średnic.

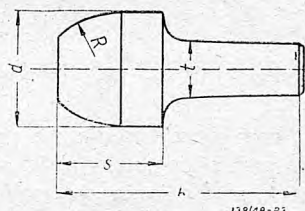
Na rys. 3 widzimy konstrukcję szklanego sprawdzianu tłoczkowego. Kształt końcówki szklanej przedstawiony na rysunku charakteryzuje długa część prowadząca, mająca na celu zabezpieczenie krawędzi

przed wykruszeniem. Równocześnie jednak długa część prowadząca sprawdzianu uniemożliwia pomiaru otworów nieprzelotowych. Końcówki powyższego typu umocowane są w trzonkach wykonanych z drzewa, lub masy plastycznej. Główne wymiary sprawdzianów szklanych przedstawia tablica II.



Rys. 2. Szkłany sprawdzian szczękowy.

**Wykonanie sprawdzianów szklanych.** Sprządziany mogą być wykonywane na gotowo bez obróbki mechanicznej za pomocą specjalnego procesu. Krążkowe sprawdziany wykonywa się w ten sposób, że półfabrykat w postaci pierścieni szklanych po za-grzaniu wciska się na formę zaopatrzoną w trzpień metalowy o dokładnym wymiarze i bardzo gładkiej powierzchni. Pod działaniem ciśnienia szkło przywier-a szczelnie do trzpienia, na skutek czego w czasie stygnięcia odwzorowuje dokładnie wymiar i kształt jego powierzchni. Metal, z którego wykonany jest trzpień musi mieć współczynnik rozszerzalności cieplnej znacznie większy od szkła, aby umożliwić zdjęcie pierścienia szklanego po ostygnięciu.



Rys. 3. Końcówka szklanego sprawdzianu tłoczkowego.

T A B L I C A II

Główne wymiary w mm szklanych sprawdzianów

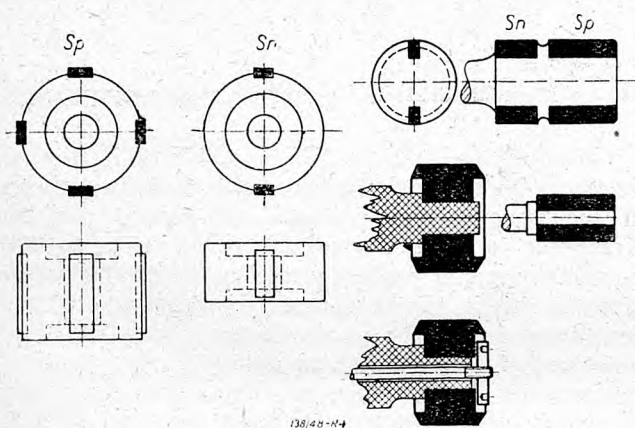
Średnica $d$	Krążkowy rys. 1		Tłoczkowy rys. 3			
	$D$	$h$	$S$		$K$	$t$
			$S_n$	$S_p$		
9 — 13	35	22	32	16	25	8
13 — 17	35	22	38	19	25	11
17 — 21	45	27	38	19	25	11
21 — 25	45	27	43	24	28	16
25 — 29	65	32	43	24	28	16

Tłoczkowe sprawdziany szklane mogą być również wykonywane na gotowo bez obróbki mechanicznej przez przeciąganie na gorąco w matrycach o odpowiednich wymiarach, a następnie cięcie na odcinki. Po dokładnym zmierzeniu średnicy wybiera się na sprawdziany odcinki posiadające żądany wymiar w granicach dopuszczalnych tolerancji. Mechaniczna obróbka wykańczająca tłoczkowych sprawdzianów szklanych polega na szlifowaniu w warunkach różniących się od obróbki sprawdzianów stalowych.

Wiercenie nakiełków w sprawdzianach szklanych odbywa się za pomocą nawiertaków o kształcie trójkątnych graniastopów wykonanych ze spiekanych węglików, przy 500 do 1000 obr/min i chłodzeniu za pomocą terpentyny. Bardzo dobre wyniki daje wiercenie za pomocą diamentu. Docieranie nakiełków odbywa się za pomocą stożków karborundowych lub proszku diamentowego.

**Szlifowanie.** Przy osadzaniu szklanego sprawdzianu w kłach należy stosować możliwie najmniejszy nacisk. Nakielki należy smarować za pomocą mieszaniny oleju i sproszkowanego ołowiu.

Przy szlifowaniu zgrubnym stosujemy szybkość tarczy ścierniej powyżej 15 m/sek. Przy obfitym chłodzeniu można podwyższyć szybkość aż do 30 m/sek. Głębokość skrawania 0,1 mm, ilość obrotów przedmiotu 90 — 120 obr./minutę. Do skrawania używa się tarcz karborundowych niskiej twardości, a ziarnie 60 — 80. W wypadku stosowania większych szybkości skrawania używa się tarcz o drobniejszym ziarnie. Jako chłodziwa używa się wody z niewielką domieszką emulsji celem zabezpieczenia maszyny przed rdzewieniem.



Rys. 4. Sprawdziany tłoczkowe z płytkami ze spiekanych węglików.

Przy szlifowaniu wykańczającym stosujemy: szybkość tarczy 5 — 13 m/sek., przy wolnych obrotach przedmiotu ok. 25 obr./minutę, oraz b. wolnym przesuwie.

Ziarnistość tarczy 150 — 180. Pozostałe warunki jak wyżej.

Ostatnie 0,01 mm zeszlifowuje się przy przerwaniach chłodzeniu, przez co otrzymuje się „szklistą” gładkość na skutek nadtapiania się powierzchni ciepłym tarcia.

Inny sposób wykończenia sprawdzianów szklanych polega na oszlifowaniu z nadmiarem ok. 0,005 mm i wykończenie metodą superfinish z dokładnością 1 mikrocala ( $10^{-6}$  cala). Przy tolerancjach wykonania poniżej 0,002 mm stosuje się normalnie docieranie w warunkach podobnych jak dla stali. Zamiast proszku karborundowego można użyć z powodzeniem tlenku żelaza. Przy szlifowaniu pierścieni szklanych, aby nie spowodować pęknięcia, dociska się je do tarczy zabierakowej boczną płaszczyzną stosując elastyczne (np. papierowe) podkładki dla rozłożenia nacisku na większą powierzchnię.

Zestawiając powyższe uwagi można wyprowadzić wnioski odnośnie wad i zalet sprawdzianów szklanych.

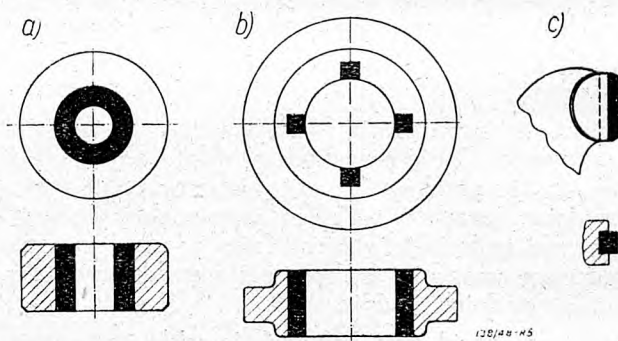
#### Zalety sprawdzianów szklanych:

1. Usunięcie konieczności ochrony przed korozją.
2. Mniejszy ciężar sprawdzianu.
3. Przejrzystość sprawdzianu i zapewnienie na skutek tego dobrej widzialności mierzonej powierzchni.

4. Zaoszczędzenie stali do innych celów.
5. Mniejsza skłonność do zakleszczania się sprawdzianu w otworach o ciasnych tolerancjach, na skutek mniejszego współczynnika tarcia.
6. Wobec bardzo małej plastyczności szkła rysy na powierzchni nie powodują unoszenia się powierzchni, a co za tym idzie zmiany wymiaru sprawdzianu.
7. Mały wpływ nagrzania ręką mierzącego na wymiary sprawdzianu, wobec małego przewodnictwa cieplnego i małej rozszerzalności liniowej.
8. Niski koszt sprawdzianów szklanych, szczególnie w wypadku wykonywania na gotowo bez obróbki mechanicznej.

#### Wady sprawdzianów szklanych:

1. Kruchość szkła i wrażliwość na jednostkowe obciążenie powierzchni.
2. Mniejsza odporność na ścieranie w obecności twardych zanieczyszczeń mechanicznych.
3. Błędne wyniki pomiarów w temperaturze różniacej się od 20°, ze względu na różną rozszerzalność szklanego sprawdzianu i mierzonego przedmiotu.
4. Konieczność stosowania specjalnych warunków obróbki mechanicznej ze względu na własności wytrzymałościowe szkła.
5. Trudności przy sprawdzaniu ślepych otworów.



Rys. 5. Sprawdziany do wałków z płytkami ze spiekanych węglików.

#### Sprawdziany ze spiekanych węglików.

Wysoka odporność na ścieranie spiekanych węglików pozwoliła na zastosowanie tych materiałów z pomyślnym rezultatem do wyrobu sprawdzianów. Mimo większego kosztu sprawdziany tego rodzaju okazały się ekonomiczne ze względu na znaczną trwałość, przewyższającą w pewnych warunkach 30 — 40 razy odporność sprawdzianów stalowych. Dotyczy to specjalnie zastosowania do pomiarów przedmiotów o ciasnych tolerancjach wykonania.

Rys. 4 wskazuje kilka przykładów najprostszych sprawdzianów tłoczkowych wykonanych ze spiekanych węglików. Tłoczki mniejszych wymiarów wykonuje się całkowicie ze spiekanych stopów, osadzając na trzonkach za pomocą dociskowej śruby, lub przyklejając specjalnym gatunkiem kleju. Trzonki wykonuje się z drzewa, lub plastycznej masy.

Sprawdziany tłoczkowe większych wymiarów uzbraja się w kilka płytek na obwodzie. Stronę przeciwną zaopatruje się w 4 wstawki, co pozwala mie-

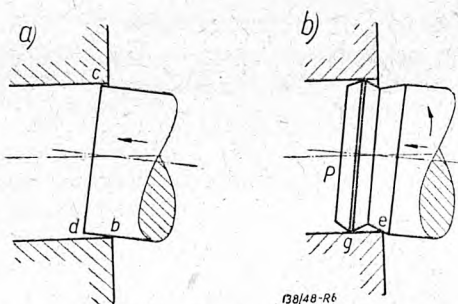


rzyć średnicę otworu równocześnie w dwóch prostopadłych przekrojach. Tłoczek nieprzechodni posiada tylko jedną parę płytek, ponieważ nie powinien wchodzić w mierzony otwór w żadnym przekroju. Ze względu na małe siły działające w czasie pracy na sprawdzian, płytki ze stopów spiekanych wlotowuje się za pomocą mosiądzu lub twardych lutów z domieszką srebra. Unikając miedzi jako lutu obniża się temperaturę lutowania i zmniejsza się niebezpieczeństwo pęknięcia płytek.

Sprawdziany krążkowe (rys. 5) mniejszych wymiarów wykonywa się jako pierścienie z węglików spiekanych osadzone dla usztywnienia w korpusie stalowym. Przy większych średnicach stosuje się wstawki z węglików spiekanych. Sprawdziany szczękowe mogą być również uzbrojone płytkami na powierzchniach pomiarowych.

### Sprawdziany z pilotem. (Pilot Plug Gauges)

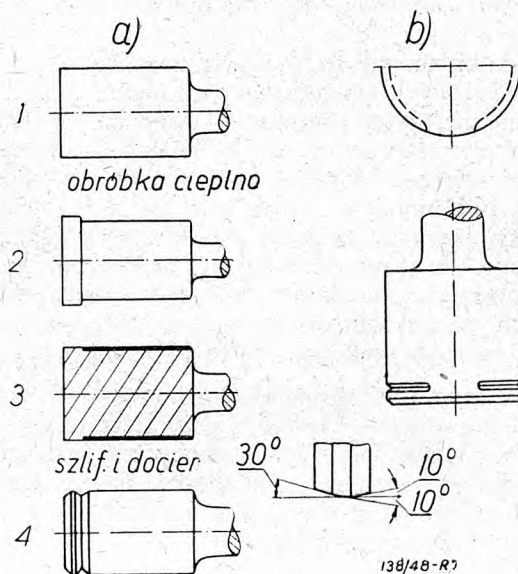
Pomiary otworów wykonywanych z dużą dokładnością są często utrudnione przez zjawisko zakleszczania się sprawdzianów. Zakleszczenie to następuje w wypadku, gdy oś symetrii sprawdzianu jest skośna w stosunku do osi mierzonego otworu. W wyniku tego zjawiska mierzący może wyprowadzić błędny wniosek o wymiarze otworu. Poza tym duże obciążenie powierzchni przy zakleszczeniu powoduje nadmierne ścieranie, a nawet uszkodzenie sprawdzianu. Obserwacja zużycia powierzchni sprawdzianów tłoczkowych potwierdza powyższe, a mianowicie brzeg sprawdzianu na szerokości ok. 2 mm jest zwykle więcej starty.



Rys. 6. Schemat działania sprawdzianu z pilotem.

Celem zapobiegania zakleszczaniu się wprowadzono ostatnio tzw. sprawdziany z pilotem (*Pilot Plug Gauges*). Na rys. 6 widzimy schemat działania sprawdzianu z pilotem. Rys. 6a wskazuje przyczynę zakleszczania się sprawdzianu. Przy ukośnym wprowadzeniu sprawdzianu w otwór nacisk poosiowy powoduje zakleszczenie się sprawdzianu na skutek tego, że wymiar „bc” jest większy niż „cd”. Równocześnie na skutek małego kąta pochylenia występuje zjawisko samohamowności na skutek tarcia w punktach „b” i „c”. Na rys. 6b widzimy działanie sprawdzianu z pilotem. Obrączka nacięta na brzegu sprawdzianu posiada specjalny kształt. Jeżeli wymiar otworu jest prawidłowy, wówczas niezależnie od kąta pochylenia sprawdzian wchodzi bez trudności (zasadniczo pod własnym ciężarem). Pilot sprawdzianu wchodzi w otwór w każdym położeniu. W czasie dalszego poruszania sprawdzianu dookoła chwilowego środka obrotu „e” pilot „P” styka się z mierzonym otworem teoretycznie w jednym punkcie „g”.

Sprawdzian po wyprostowaniu wchodzi w otwór wśląd za pierścieniem pilota wzdłuż stożka prowadzącego. Ze względu na duży kąt pochylenia powierzchni stożka prowadzącego w stosunku do powierzchni otworu — nie zachodzi zjawisko samohamowności na skutek tarcia.



Rys. 7. Wyrób sprawdzianów z pilotem.

Pilot posiada taki sam wymiar zewnętrzny, jak sprawdzian.

Do pomiarów otworów nieprzelotowych służą sprawdziany, których konstrukcję przedstawia rys. 7b. Pierścień pilota wykonuje się w tym wypadku tylko na części obwodu tłoczka, co pozwala z jednej strony na ułatwienie wprowadzenia w otwór, z drugiej zaś na pomiar otworów nieprzelotowych.

Na rys. 7a podano kolejność obróbki sprawdzianu z pilotem.

1. Toczenie z nadmiarem na średnicy zewnętrznej ok. 0,35 mm (zależnie od wielkości wymiaru nominalnego) (rys. 7—1).
2. Cementowanie i hartowanie.
3. Szlifowanie na wymiar ok. 0,1 mm poniżej nominalnej średnicy sprawdzianu z pozostawieniem kolnierza szerokości ok. 3 mm (rys. 7—2).
4. Twarde chromowanie powierzchni mierzącej sprawdzianu, zapewniające jak wiadomo dużą odporność na ścieranie i korozję, oraz mały współczynnik tarcia (rys. 7—3).
5. Szlifowanie i docieranie na wymiar ostateczny.
6. Zaszlifowanie na brzegu sprawdzianu obrączki pilota, za pomocą profilowanej tarczy szlifierskiej (rys. 7—4).

Powierzchnia pilota pozostaje miękka, co usuwa niebezpieczeństwo odlupywania się warstwy twardego chromu.

### LITERATURA:

- The Engineer, 1943, April, The Tool Engineer, May 1943.  
The Workshop Yearbook and Production Engineering Manual (1).  
A. C. Parkinson, Engineering Inspection, 1944.  
J. E. Gorodeckij, Kontrol' gl'adkich cilindricheskich izdelij, 1944.

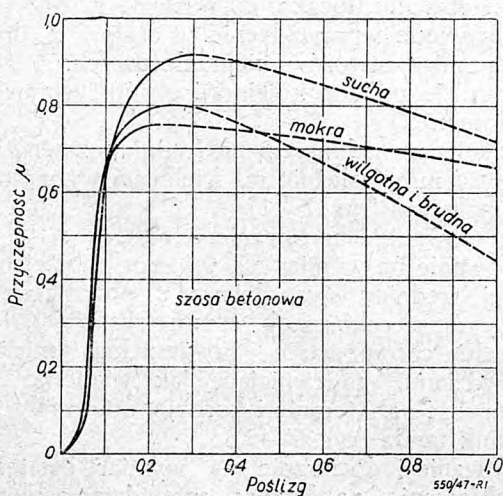
# Sprawność ciągników rolniczych i drogowych

Inż. mech. EDWARD HABICH

Znaczenie sprawności silnika i czynniki wpływające na tę sprawność. Moc użyteczna ciągnika i siła na haku. Zjawisko poślizgu kół i straty poślizgu. Wyprowadzenie wzoru na sprawność uciągu. Sprawność uciągu poszczególnych rodzajów ciągników. Znaczenie stosunku mocy do ciężaru ciągnika.

Wydatki na paliwo stanowią znaczną część wydatków łączonych na utrzymanie ciągnika. Stąd też uzyskanie należytej sprawności ciągnika jest zagadnieniem pierwszorzędnej wagi. Sprawność ta zależy w dużej mierze od sprawności silnika użytego do napędu. Nie mniejszą jednak rolę gra tu konstrukcja podwozia ciągnika. Budowa ciągnika winna być dostosowana do przewidywanych warunków pracy i odwrotnie — ciągnik powinien być eksploatowany w takich warunkach, do których został przeznaczony i w których wykazuje największą sprawność.

Stosowane obecnie silniki spalinowe odznaczają się wysoką sprawnością tylko przy dostatecznie dużym obciążeniu, przy małej mocy zużycie paliwa jest znacznie większe i dochodzi nawet do 0,8 kG/KM. godz. Na stopień obciążenia silnika wpływa właściwy dobór przekładni w skrzynce biegów. Przekładnie te winny być tak przeliczone, aby przy stosowanych szybkościach pracy ciągnika, silnik jego był możliwie jak najbardziej obciążony. Poruszone zagadnienia mają wpływ na sprawność samego silnika, tj. na jednostkowe zużycie paliwa w stosunku do pracy wykonywanej przez silnik. Odrębnego zaś poruszenia wymagają czynniki mające wpływ na wyzyskanie mocy otrzymywanej od silnika.



Rys. 1. Zależność przyczepności od poślizgu.

Moc silnika zużywa się na pokonanie oporów tarcia mechanizmów ciągnika, na straty wynikające wskutek poślizgu kół, oraz na pokonanie oporów ruchu ciągnika. Reszta stanowi moc użyteczną, przekazywaną przez ciągnik przyczepie, ciągniętej maszynie lub narzędziu.

Stosunek mocy użytecznej (mocy na haku) do mocy efektywnej silnika stanowi miarę sprawności podwozia ciągnika. Stosunek ten nazywa się sprawnością uciągu i oznacza się przez

$$\eta_u = \frac{N_u}{N_e} \quad (11)$$

$$N_u = \frac{P_u V}{270} \quad (12)$$

gdzie:

$N_u$  — moc użyteczna (moc na haku).

$P_u$  — siła na haku w kG

$V$  — szybkość ciągnika w km/godz.

Siła na haku jest różnicą pomiędzy siłą pędzącą  $P$  (siła na kołach lub gaśienicach), a siłą potrzebną na pokonanie oporów ruchu pojazdu —  $P_t$

$$P_u = P - P_t \quad (13)$$

$$P_t = G (\varphi \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (14)$$

gdzie:

$G$  — całkowity ciężar ciągnika w kG

$\alpha$  — kąt pochylenia drogi

$\varphi$  — współczynnik oporu toczenia zależny od rodzaju gruntu i konstrukcji mechanizmu jezdnego, tj. kół lub gaśienic.

Siłę pędzącą  $P$  można przedstawić jako iloczyn z nacisku na koła pędzące —  $G_a$  i współczynnik przyczepności  $\mu$ :

$$P = G_a \mu \quad (15)$$

Doświadczenie wykazuje, że przy wzroście wielkości siły  $P$ , zmniejsza się szybkość pojazdu — przy niezmiennych obrotach kół. Nie wchodząc w sens fizyczny tego zjawiska, zależny od rodzaju mechanizmu jezdnego, będą określać je ogólnie jako *poślizg*. Miarą poślizgu będzie stosunek różnicy szybkości teoretycznej  $V_0$ , a szybkości rzeczywistej  $V$  do szybkości  $V_0$ . Szybkość  $V_0$  jest to szybkość z jaką poruszałby się pojazd, przy obrotach kół odpowiadających szybkości rzeczywistej, gdyby koło napędowe nie przenosiło siły pędzącej. Wyraża się to wzorem

$$s = \frac{V_0 - V}{V_0} \quad (16)$$

Przebieg funkcji ilustrującej zależność pomiędzy współczynnikiem przyczepności a poślizgiem dla opony samochodowej na nawierzchni betonowej przedstawia wykres na rys. 1<sup>1)</sup>.

Ze wzorów 3, 4, 5 zakładając, że kąt  $\alpha = 0$ , tj. ruch odbywa się na drodze poziomej, otrzymamy

$$P_u = G_a \mu - G \varphi \quad (17)$$

<sup>1)</sup> Wg *Bussien Automobiltechnisches Handbuch 1941*, str. 9.

Oznaczając stosunek  $G_a$  do  $G$  przez  $m$ ,

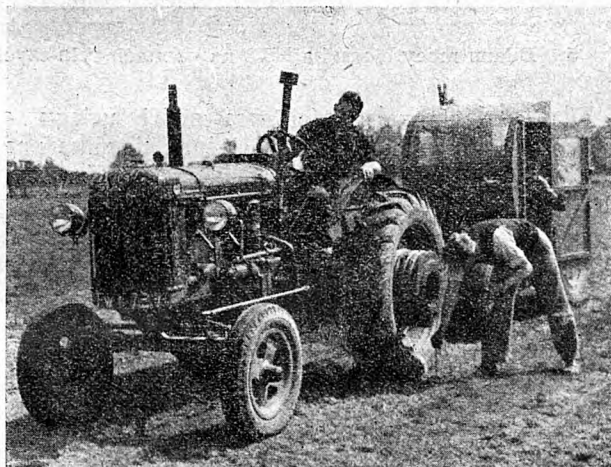
$$m = \frac{G_a}{G} \dots \dots \dots [8]$$

możemy przekształcić wzór 7 na

$$P_u = G (m\mu - \varphi) \dots \dots \dots [9]$$

Dla ciągników gąsienicowych współczynnik  $m=1$ , gdyż cały ciężar ciągnika bierze udział w napędzie. Dla ciągników kołowych o tylnej osi napędzanej współczynnik  $m$  zależy od wartości  $\mu$ , gdyż następuje zmiana obciążenia osi spowodowana przez moment siły działającej na haku, która to siła jest funkcją:

$$\frac{P}{G_a} = \mu$$



Rys. 2. Pomiar poślizgu kół przy zastosowaniu przyczepy dynamometrycznej.

Z równań równowagi ciągnika otrzymuje się zależność

$$m = \frac{a}{L - \mu \cdot h} \dots \dots \dots [10]$$

Przyjęte symbole oznaczają:

$L$  — rozstaw osi

$a$  — odległość od środka ciężkości ciągnika do osi przedniej

$h$  — wysokość miejsca przyłożenia siły na haku nad powierzchnią drogi.

Moc użyteczną będziemy mogli na zasadzie powyższego wyrazić wzorem

$$N_u = \frac{G(m\mu - \varphi)V}{270} \dots \dots \dots [11]$$

Odpowiadającą temu moc silnika możemy przedstawić jako iloczyn z siły pędzącej  $P$  przez szybkość  $V_0$  (dla koła sztywnego będzie to jego szybkość obrotowa). Uwzględniając sprawność przekładni otrzymamy

$$N_e = \frac{P \cdot V_0}{270\eta_m} \dots \dots \dots [12]$$

gdzie:

$\eta_m$  — sprawność mechaniczna przekładni (w ciągniku gąsienicowym winna się tu również mieć sprawność gąsienicy).

Na podstawie zależności 5, 6 i 8 otrzymamy:

$$N_e = \frac{mG\mu V}{270(1-s)\eta_m} \dots \dots \dots [13]$$

Wstawiając zaś we wzór 1 wyrażenia z wzorów 11 i 13 otrzymamy:

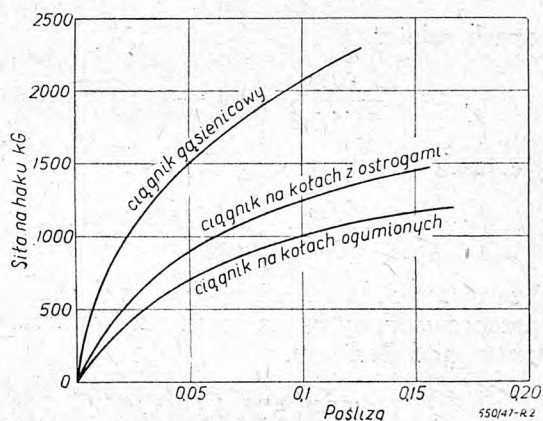
$$\eta_m = \left(1 - \frac{\varphi}{m\mu}\right)(1-s)\eta_m \dots \dots \dots [14]$$

Dla posługiwania się tym wzorem potrzebna jest znajomość zależności pomiędzy  $\mu$  i  $s$ . Dla ciągników kołowych należy jeszcze uwzględnić zależność  $m$  od  $\mu$  podaną we wzorze 10.

Z analizy wzoru 14 wynika, że aby uzyskać możliwie duże wartości sprawności uciągu, należy stosować taką konstrukcję elementów jezdnych, która by pozwoliła: uzyskać minimalną wartość oporu toczenia, wyzyskać cały ciężar ciągnika jako nacisk na koła pędzące i otrzymać możliwie dużą wartość współczynnika przyczepności, przy jak najmniejszej wartości poślizgu  $s$ . Mechanizmy napędowe winny posiadać możliwie dużą sprawność mechaniczną.

Wszystkim tym warunkom z wyjątkiem ostatniego najlepiej odpowiada ciągnik gąsienicowy.

Gąsienica, posiadając dużą powierzchnię styku z gruntem, a wskutek tego mały nacisk jednostkowy, mniej ugniatą grunt i tym samym w miękkim gruncie daje mniejsze opory ruchu niż koło.

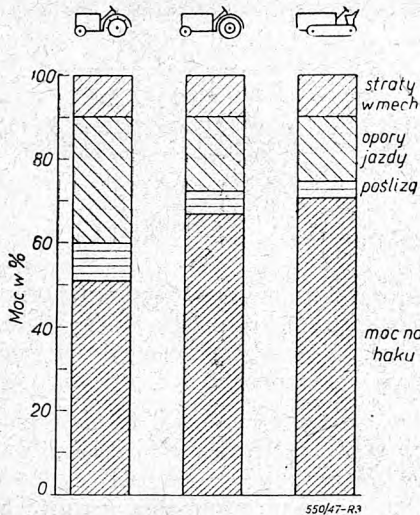


Rys. 3. Porównanie siły na haku na średnim gruncie dla ciągników o jednakowym ciężarze lecz o różnych rodzajach mechanizmów jezdnych

Zawdzięczając dużej powierzchni przylegania gąsienic do gruntu współczynnik przyczepności jest znacznie większy niż dla kół — a poślizg przy tym mniejszy.

Cały ciężar ciągnika gąsienicowego jest wykorzystywany jako nacisk na pędzące mechanizmy jezdne. Nieco mniejsza jest tylko sprawność mechaniczna, gdyż oprócz sprawności przekładni należy tu uwzględnić także sprawność gąsienicy, która wynosi około 0,95.

Ciekawe jest porównanie sprawności uciągu dla ciągników na kołach żelaznych, na oponach niskiego ciśnienia i na gąsienicach — otrzymane przy pomocy wzoru 14.



Rys. 4. Wpływ rodzaju mechanizmów jezdnych ciągników na bilans ich mocy na średnim gruncie.

W tym celu posługiwać się będziemy wartościami odpowiednich współczynników wziętymi z literatury, zestawionymi w Tabelicy I.

Otrzymujemy następujące wartości sprawności uciągu dla ciągników:

na kołach żelaznych

$$\eta_{iu} = \left(1 - \frac{0,18}{0,75 \cdot 0,7}\right) (1 - 0,1) 0,9 = 0,53$$

na oponach rolniczych.

$$\eta_{iu} = \left(1 - \frac{0,09}{0,75 \cdot 0,6}\right) (1 - 0,1) 0,9 = 0,65$$

na gąsienicach

$$\eta_{iu} = \left(1 - \frac{0,08}{0,9}\right) (1 - 0,03) 0,85 = 0,75$$

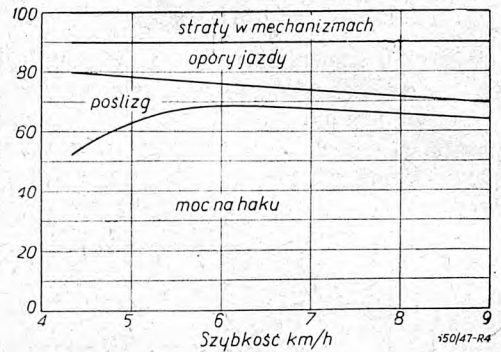
W załączonych rys. 3 i 4 podane są dane pomiarów przeprowadzonych na polu doświadczalnym w *Bornim* pod Berlinem.

TABLICA I.

Charakterystyczne współczynniki różnych rodzajów ciągnika.

	Ciągnik na kołach żelaznych	Ciągnik na oponach rolniczych	Ciągnik gąsienicowy
$\varphi$	0,18	0,09	0,08
$m$	0,75	0,75	1
$\mu$	0,70	0,60	0,90
$s$	0,10	0,10	0,03
$\eta_{im}$	0,90	0,90	0,85

Z podanych obliczeń i danych widać, że sprawność uciągu ciągników na kołach żelaznych jest bardzo niska i, że zmiana tych kół na koła z oponami rolniczymi daje bardzo znaczne oszczędności zużycia paliwa.



Rys. 5. Bilans mocy ciągnika XT3 na oponach rolniczych.

Dla ustalenia zależności sprawności uciągu od szybkości i stosunku mocy do ciężaru ciągnika przekształcimy wzór 14 przez wstawienie zależności:

$$m \mu = \frac{G_a \mu}{G} = \frac{P}{G} \quad [15]$$

otrzymując

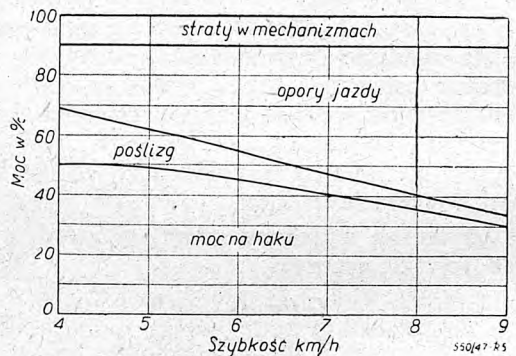
$$\eta_{iu} = \left(1 - \frac{\varphi G}{P}\right) (1 - s) \eta_{im} \quad [16]$$

a posługując się zależnością:

$$\frac{P}{G} = \frac{270 N_e \eta_{im} (1-s)}{G V} \quad [17]$$

otrzymamy ostateczne wyrażenie na  $\eta_{iu}$  w postaci

$$\eta_{iu} = (1 - s) \eta_{im} - \frac{\varphi G \cdot V}{270 \cdot N_e} \quad [18]$$



Rys. 6. Bilans mocy ciągnika XT3 na kołach żelaznych z ostrogami.

Z wzoru 18 widać, że ciągniki szybsze mają mniejszą sprawność jeżeli pozostałe czynniki pozostają bez zmiany. Na rysunku 5 i 6 podane są wykazy bilansu mocy dla radzieckiego ciągnika XT3 na oponach rolniczych i na kołach żelaznych<sup>2)</sup>. Wy-

<sup>2)</sup> Na podstawie książki Lwowa, „Teoria Traktora“ Moskwa 1946 r.

kresy te uwidoczniają wpływ rodzaju kół, poślizgu i szybkości jazdy na sprawności uciągu.

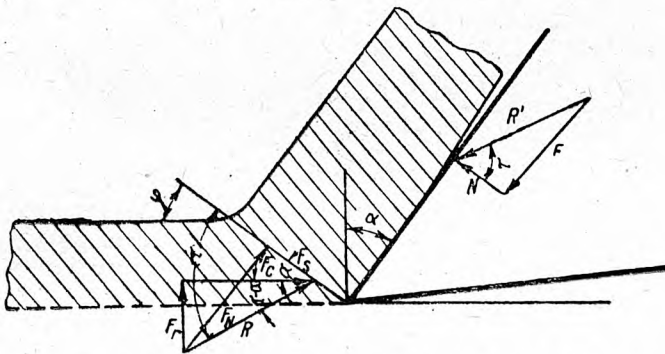
W ostatnich kilkunastu latach można jednak zauważyć wyraźną tendencję zwiększania szybkości stosowanych w robotach rolnych. Zwiększając szybkość ciągnika można skompensować spadek jego sprawności przez zwiększenie w odpowiednim stopniu jego mocy. Moc jednostkowa, która wyraża się stosunkiem  $\frac{N_e}{G}$  będzie wtedy większa. W zwią-

ku z tym w ostatnich latach wzrosły moce jednostkowe budowanych ciągników rolniczych z wartości wynoszących około 11 KM na tonę do 14÷15 KM na tonę. Odbiło się to na konstrukcji tych ciągników która jest lżejsza i w swym charakterze bardziej zbliżona do konstrukcji samochodowych. Większy ciężar niezbędny dla uzyskania większej siły na haku potrzebnej dla cięższych prac uzyskuje się przez obciążenie ciągnika dodatkowym balastem jak np. przez napelnianie opon wodą. Dla pracy przy większych szybkościach balast się usuwa i uzyskuje właściwy stosunek mocy do ciężaru.

## PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ

### Porównanie teorii skrawania opracowanych przez Merchanta i Zworykina

W zeszycie kwietniowym 1948 roku radzieckiego czasopisma „Stanki i Instrument” ukazał się ciekawy artykuł *prof. dr A. W. Pankina*, poświęcony porównaniu ostatnio opublikowanych prac *M. E. Merchanta* i *N. Ernsta* o teorii skrawania z pracami rosyjskiego *prof. K. A. Zworykina*, ogłoszonymi jeszcze w roku 1892, a więc na 50 lat przed wspomnianymi pracami badaczy amerykańskich.



Rys. 1. Rozkład sił przy skrawaniu według Merchanta

Pragnąc ustalić warunki skrawania, przy których uzyskuje się najmniejszą wartość oporów skrawania *M. E. Merchant* przyjmuje układ sił występujących przy skrawaniu podany na rys. 1. Siła  $R'$  jest naciskiem wywieranym przez ostrze na wiór, a siła  $R$  jest reakcją, która występuje na powierzchni oddzielania się wióra. *Merchant* zakłada, że siły te są równe i przeciwnie skierowane. Siłę  $R'$  rozkłada na dwie prostopadłe do siebie składowe:  $N$  — normalną do powierzchni natarcia ostrza oraz  $F$  — siłę tarcia wióra o ostrze. Siłę  $R$  rozkłada również na dwie prostopadłe składowe:  $F_N$  normalną do powierzchni oddzielania się wióra oraz  $F_S$  działającą w tej powierzchni, albo też na składową  $F_c$  leżącą w kierunku ruchu ostrza i składową  $F_r$  prostopadłą do kierunku ruchu ostrza. *Merchant* przyjmuje, że siła  $F_c$  jest oporem, który musi być pokonany przez ostrze przy skrawaniu.

Z przyjętego układu sił wynikają następujące zależności:

$$F_c = R \cdot \cos(\tau - \alpha) = \frac{F_s \cdot \cos(\tau - \alpha)}{\cos(\varphi + \tau - \alpha)}$$

lub

$$F_c = \frac{s \cdot A_0 \cdot \cos(\tau - \alpha)}{\sin \varphi \cdot \cos(\varphi + \tau - \alpha)} \quad (1)$$

gdzie  $A_0$  — oznacza przekrój wióra,  
 $s$  — granicę plastyczności materiału,  
 $\tau$  — kąt tarcia wióra o ostrze,  
 $\varphi$  — kąt pochylenia powierzchni oddzielania się wióra (otrzymany na podstawie doświadczenia).

Różniczkując wyrażenie na  $F_c$  względem kąta  $\varphi$  otrzymuje się następujący warunek dla minimum wartości  $F_c$ :

$$2\varphi + \tau - \alpha = 90^\circ \quad (2)$$

Podstawiając do równania [1] wartość  $\varphi$  z równania [2] otrzymuje się zależność  $F_c$  od  $\tau$ . Wyznaczając doświadczalnie wielkość siły  $F_c$  i znając wartość  $s$  i  $A_0$ , można obliczyć wielkość  $\tau$ . Mierzac następnie rzeczywistą wartość kąta  $\varphi$  można sprawdzić prawidłowość wyrażenia [2].

Dokładne badania przeprowadzone przez *Merchanta* ze stalą NE9445 wykazały, że minimalne wartości dla siły  $F_c$  otrzymują się przy zachowaniu warunku:

$$2\varphi + \tau - \alpha = 77^\circ$$

Poszukując przyczyny rozbieżności teoretycznych założeń z wynikami doświadczalnymi, *Merchant* oparł się na doświadczeniach *Bridgema*, które wykazały, że granica plastyczności na powierzchni oddzielania się wióra wzrasta wskutek istnienia nacisku normalnego. Przyjął więc zależność:

$$s_1 = s + k \cdot s_N$$

gdzie

$$s_N = s_1 \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \tau - \alpha)$$

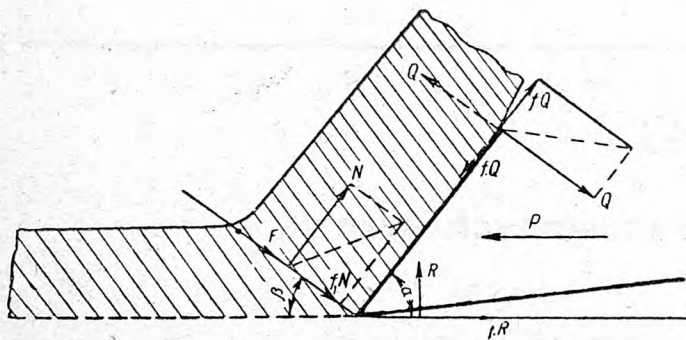
stąd napężenie oddzielania się wióra wynosi

$$s_1 = \frac{s}{1 - \operatorname{ctg}(\varphi + \tau - \alpha)}$$

Wstawiając tę wartość do równania [1] *Merchanta* wyprowadza warunek dla minimum wartości siły  $F_c$  w postaci

$$2\varphi + \tau - \alpha = C \quad [3]$$

gdzie  $C$  ma wartość mniejszą od  $90^\circ$  i jest wielkością charakterystyczną dla danego materiału.



Rys. 2. Rozkład sił przy skrawaniu według *Zworykina*

*Prof. K. A. Zworykin* ujmuje siły występujące przy skrawaniu w sposób odmienny, przedstawiony na rys. 2 i oddzielnie rozpatruje siły działające na ostrze i siły działające na wiór. Na ostrze działają:

siła  $P$ , która służy do pokonania oporu skrawania, siła  $Q$  normalnego nacisku wióra na powierzchnię natarcia ostrza, siła  $fQ$  tarcia wióra o powierzchnię natarcia ostrza, siła  $R$  nacisku obrabianego przedmiotu o powierzchnię odsadzenia ostrza oraz siła  $fR$  tarcia powierzchni odsadzenia o przedmiot obrabiany.

*Zworykin* robi poza tym następujące założenia upraszczające:

1. Siły są skupione w punktach, mimo że w rzeczywistości występują na pewnych określonych powierzchniach i naciski jednostkowe mogą nie być stałe na całej powierzchni.
2. Trudno jest określić rzeczywiste punkty przyłożenia sił. Pomijając momenty, które mogą w rzeczywistości występować, siły są traktowane jak przyłożone w jednym wspólnym punkcie.
3. Kąt odsadzenia, wobec jego małej wartości, przyjęty zostaje jako równy  $0^\circ$ .
4. Wszystkie czynniki wpływające na wielkości sił pozostają w toku skrawania stałymi.
5. Ruch ostrza podczas skrawania jest jednostajny, siły więc pozostają stałe w równowadze.

Rzutując wszystkie siły na dwie prostopadłe osie współrzędnych otrzymujemy wyrażenia:

$$P = fQ \cdot \cos \alpha + fR + Q \cdot \sin \alpha$$

$$R = Q \cos \alpha - fQ \cdot \sin \alpha$$

Podstawiając wartość siły  $R$  z równania drugiego w pierwsze otrzymujemy zależność siły  $P$  od  $Q$  i  $\alpha$  w postaci:

$$P = Q \cdot [(1 - f^2) \sin \alpha + 2f \cos \alpha]$$

Układ sił działających na wiór jest według *Zworykina* następujący: siły oddziaływania ostrza  $Q$  i  $fQ$ , siły oddziaływania powierzchni oddzielania się wióra  $N$  — normalna i  $f_1 N$  — siła tarcia wewnętrzznego materiału (adhezji) oraz siła  $F$ , działająca w płaszczyźnie oddzielania i będąca oporem oddzielania się wióra. Współczynnik tarcia wewnętrznego  $f_1$  jest różny od współczynnika tarcia  $f$ . Siły  $R$  i  $fR$  na wiór wcale nie działają.

W stosunku do wióra *Zworykin* robi następujące założenia upraszczające:

1. Wiór traktowany jest jako ciało sztywne.
2. Nie jest znane prawo rozkładu nacisku i sił na powierzchni ostrza oraz na powierzchni oddzielania się wióra i nie są znane rzeczywiste punkty przyłożenia skupionych sił.
3. Momenty zostają pominięte i wszystkie siły są traktowane jako przyłożone w jednym wspólnym punkcie.
4. Ruch wióra jest jednostajny.

Rzutując siły na powierzchnię oddzielania się i prostopadłe do niej otrzymujemy wyrażenie

$$F + f_1 N - Q [\sin(\alpha + \beta) + f \cdot \cos(\alpha + \beta)] = 0$$

$$N = Q [f \cdot \sin(\alpha + \beta) - \cos(\alpha + \beta)]$$

Podstawiając wartość siły  $N$  z drugiego wyrażenia w pierwsze i wyrażając siłę  $F$  w zależności od napężenia jednostkowego oddzielania się wióra  $s$  oraz od przekroju wióra  $t \cdot b$ , obliczamy wartość siły  $Q$  i podstawiamy ją do wzoru na siłę  $P$ , otrzymując:

$$P = \frac{s \cdot t \cdot b [(1 + f^2) \cdot \sin \alpha + 2f \cdot \cos \alpha]}{\sin \beta [(1 - f \cdot f_1) \cdot \sin(\alpha + \beta) + (f + f_1) \cos(\alpha + \beta)]} \quad [4]$$

W wyrażeniu powyższym licznik traktujemy jako stały, a różniczkując mianownik względem kąta  $\beta$  otrzymujemy następujący warunek dla minimum wartości siły  $P$  w postaci:

$$\operatorname{tg}(\alpha + 2\beta) = - \frac{f + f_1}{1 - f \cdot f_1}$$

Zastępując współczynniki tarcia kątami  $\varphi$  i  $\varphi_1$  otrzymujemy warunek

$$\alpha + 2\beta = 180^\circ - (\varphi + \varphi_1)$$

albo w postaci ostatecznej:

$$2\beta + \varphi + \varphi_1 + \alpha = 180^\circ$$

Zastępując oznaczenia, które zastosowane zostały przez *Merchanta* oznaczeniami zastosowanymi przez *Zworykina*, pierwotny warunek *Merchanta* na minimalną wartość oporu skrawania [2] napisać można w postaci:

$$2\beta + \varphi + \alpha = 180^\circ$$

Z tego wynika, że teoretyczne założenie *Merchanta* w porównaniu z założeniami *Zworykina* nie uwzględniło wcale wielkości  $\varphi_1$ , charakteryzującej wewnętrzne tarcie materiału skrawanego.

Natomiast poprawiony i uzupełniony warunek [3] *Merchanta* przyjmuje postać

$$2\beta + \varphi - (90^\circ - \alpha) = C = 90^\circ - k$$

lub

$$2\beta + \varphi + k + \alpha = 180^\circ$$

a więc całkowicie zgodną z założeniem *Zworykina* przy czym różnica między kątem  $90^\circ$  i kątem  $C$  z równania [3] *Merchanta* jest właśnie kątem tarcia wewnętrznego w materiale.

Błędem *Merchanta* w jego pierwotnych założeniach było przyjęcie, że siła  $F_s$  działająca w płaszczyźnie oddzielania się wióra jest zależna tylko od granicy plastyczności materiału, oraz pominięcie siły tarcia wewnętrznego (adhezji), którą wprowadził dopiero później w ukrytej postaci jako składnik wzrostu granicy plastyczności w postaci  $s_1 = s + k \cdot s_N$ . *Zworykin* natomiast odróżnił od razu dwa odrębne zjawiska: oporu przy oddzielaniu się wióra i tarcia wewnętrznego w materiale.

Drugim błędem *Merchanta* było założenie, że składowa  $F_c$  jest oporem, który musi być pokonany przez ostrze przy skrawaniu. Pomiął on tu tarcie powierzchni odsadzenia ostrza o przedmiot, rzeczywiście więc potrzebna siła do pokonania oporu skrawania  $P$  według oznaczenia *Zworykina* musi być większa od siły  $F_c$ .

Można to łatwo wykazać przyjmując dla równania [4] *Zworykina* wartość współczynnika tarcia wewnętrznego  $f_1 = 0$  i wprowadzając do tego równania oznaczenie *Merchanta*. Otrzymujemy wówczas:

$$P = \frac{s \cdot t \cdot b \cdot [\cos(\tau - \alpha) + \operatorname{tg} \tau \cdot \sin \alpha]}{\sin \varphi \cdot \cos(\varphi + \tau - \alpha)}$$

Porównując to wyrażenie z równaniem [1] widzimy, że:

$$F_c < P$$

Błąd ten pociągnął za sobą dalsze konsekwencje: mianowicie *Merchant* uzyskał przesadnie wielkie wartości dla współczynnika tarcia wióra o powierzchnię ostrza.

Opierając się na pierwszym warunku *Merchanta* [2] możemy w następujący sposób wyrazić siłę  $F_c$  w funkcji kąta  $\varphi$ :

$$F_c = \frac{s \cdot A_0 \cdot \cos(90^\circ - 2\varphi)}{\sin \varphi \cdot \cos(90^\circ - \varphi)} = \frac{s \cdot A_0 \cdot \sin 2\varphi}{\sin^2 \varphi} = 2s \cdot A_0 \cdot \operatorname{ctg} \varphi$$

stąd

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2s \cdot A_0}{F_c}$$

Wyrażając znów kąt  $\varphi$  w zależności od  $\tau$  i  $\alpha$  otrzymujemy:

$$\operatorname{tg} \left[ \frac{90^\circ - (\tau - \alpha)}{2} \right] = \frac{2 \cdot s \cdot A_0}{F_c}$$

Wyznaczając na podstawie doświadczeń współczynnik tarcia, czyli kąt  $\tau$ , *Merchant* podstawiał do powyższego równania na  $F_c$  wartości uzyskane z pomiarów dynamometrycznych, a więc wartości siły  $P$  większej od  $F_c$ . W wyniku tego wyliczał więc za duże wartości kąta  $\tau$ . Wyznaczone przez *Merchanta* wartości współczynnika tarcia, niejednokrotnie większe od 1 są więc nierealne, a doświadczenia *Zworykina* wykazały, że wahają się one w granicach  $0,4 \div 0,5$ .

Artykuł *prof. dr Pankina* w „Stanki i Instrument” kończy się stwierdzeniem, że najnowsze ogłoszone w 1944 roku badanie *Merchanta* nie tylko nie naruszyły, ale w całej rozciągłości potwierdziły zasady teorii skrawania rosyjskiego badacza *Zworykina* z przed 50 laty i nawet miały błędy, których uniknął *Zworykin*.

Nie oznacza to bynajmniej, by zagadnienie teorii skrawania można było uważać za rozwiązane i trzeba będzie podjąć jeszcze liczne badania, które ze względu na większe szybkości i wyższe temperatury skrawania, obecnie stosowane, będą mogły rzucić nowe światło.

Inż. A. M.

**W każdej bibliotece szkolnej i fabrycznej winny się znaleźć następujące książki, wydane przez IW SIMP**

**Prof. dr inż. W. Moszyński**

**»PASOWANIA W BUDOWIE MASZYN«**

**Inż.-mech. M. Wakalski**

**»SKRAWANIE NARZĘDZIAMI ZE STOPÓW SPIEKANYCH«**

## Czego wymagać od olejów hydraulicznych

W dwutygodniku amerykańskim „American Machinist” ukazał się w siedmiu numerach cykl artykułów pt. „Czego wymagać od olejów hydraulicznych”, napisany przez inż. A. I. Zino.

Mottem artykułu jest: „Urządzenie hydrauliczne może zawieść w ciągu tygodnia jeśli wszystkie sześć właściwości użytkowych oleju nie zostaną należycie uwzględnione.

Ze względu na aktualny temat podajemy artykuł w streszczeniu.

Oleje używane do urządzeń hydraulicznych (oleje hydrauliczne) muszą nie tylko pośredniczyć w przenoszeniu siły, lecz także działać smarująco i uszczelniająco. Normalne warunki odbiorcze olejów naftowych są niewystarczające dla tych olejów. Autor wprowadza sześć właściwości, które powinien posiadać olej hydrauliczny we właściwym stopniu, mianowicie: 1) lepkość, 2) wskaźnik lepkości, 3) odporność na emulgowanie, 4) odporność na utlenienie, 5) wartość smarna, 6) zdolność zabezpieczenia od rdzy i korozji.

Właściwości te omówimy kolejno:

### I. Lepkość.

Lepkość jest niewątpliwie najważniejszą właściwością oleju hydraulicznego. Lepkość jest to właściwość fizyczna określająca opór wewnętrzny cieczy przy wzajemnym przesuwaniu jej warstw przy określonej temperaturze i ciśnieniu. Wg. prawa *Newtona* absolutna lepkość płynu, jest to siła potrzebna do przesuwania powierzchni  $1 \text{ cm}^2$  względem innej powierzchni  $1 \text{ cm}^2$ , oddzielonej warstwą płynu grubości  $1 \text{ cm}$  z szybkością  $1 \text{ cm}/\text{sek}$ . Jednostką określającą lepkość tzw. *poise* posiada wymiar  $\text{dyna} \cdot \text{sek} / \text{cm}^2$ .

Częściej używaną jednostką jest *centipoise* =  $1/100 \text{ poise}$ .

Wygodniejszym pojęciem jest tzw. lepkość kinematyczna =  $\frac{\text{lepkość absolutna}}{\text{gęstość}}$ . Jednostką lepkości kinematycznej jest tzw. *stoke* i posiada wymiar  $\frac{\text{cm}^2}{\text{sek}}$ . Częściej używaną jednostką jest *centistoke* =  $1/100 \text{ stoke}$ .

Przyrządy do pomiaru lepkości, tzw. viskozimetry, składają się zasadniczo z rurki włoskowej, przez którą wypływa olej w określonych warunkach. Najbardziej rozpowszechnionym jest zmodyfikowany viskozimetr *Ostwalda*. Lepkość płynu otrzymuje się bezpośrednio w centistoke'ach przez pomnożenie czasu wypływu przez stałą viskozimetru.

Innym przyrządem powszechnie używanym w Stanach Zjednoczonych jest uniwersalny viskozimetr *Saybolla*. Przyrząd ten określa w sekundach czas wypływu  $60 \text{ cm}^3$  płynu przez kalibrowany otwór przy określonej temperaturze. „Lepkość” tak otrzymana nie jest rzeczywistą lepkością kinematyczną i jest do niej proporcjonalna tylko w pewnych granicach.

„Lepkość” wyraża się tutaj w sekundach *Saybolla*. Podobnie mierzy się lepkość metodą *Englera*, *Redwooda* i *Saybolt — Furol*.

Istnieją tablice i wykresy do przeliczania tych wielkości na lepkość kinematyczną i absolutną.

Dla prac dokładnych, szczególnie przy płynach o niskiej lepkości zaleca się używać zmodyfikowany viskozimetr *Ostwalda*.

Lepkość ma decydujący wpływ na wielkość strat przy przepływie. Tak np. przy przepływie oleju przez rurę o średnicy wewn.  $1''$  z szybkością  $40 \text{ stóp}/\text{sek}$ . ( $12 \text{ m}/\text{sek}$ ) wzrost lepkości ze  $100 \text{ sek. Saybolla}$  ( $3^\circ \text{E}$ ) do  $300 \text{ sek. Saybolla}$  ( $8,5^\circ \text{E}$ ) przy  $100 \text{ F}$ . ( $38 \text{ C}$ ) powoduje wzrost straty ciśnienia o  $2 \text{ lb}/\text{cal}^2$  ( $0,14 \text{ kg}/\text{cm}^2$ ) na  $1 \text{ stopę}$  ( $30 \text{ cm}$ ) długości przewodu. Lepkość ma także wpływ na charakter przepływu (turbulentny lub laminarny).

Olej hydrauliczny działa także jako smar, od jego lepkości zależy charakter tarcia.

Lepkość ma większe znaczenie przy tarcii płynnym, w tym wypadku tarcie nie zależy od stanu powierzchni ani od chemicznych właściwości płynu, a tylko od lepkości.

Nie trudno więc zrozumieć, że dla danego obiegu hydraulicznego istnieje jakaś, i tylko jedna lepkość dająca najlepsze wyniki.

Za niska lepkość oleju powoduje przeciekanie oleju przez nieszczelności, niezdolność do utrzymania ciśnienia, brak dokładnego sterowania hydraulicznego, spadek objętościowej sprawności pomp lub wzrost poślizgu w agregacie.

Z drugiej strony zbyt wysoka lepkość powoduje wzrost spadku ciśnienia przy przepływie cieczy, podwyższenie temperatury oleju, wolniejsze działanie urządzenia hydraulicznego i niższą sprawność mechaniczną. Nieodpowiednia lepkość może być przyczyną hałasowania pomp i zaworów. Producenci pomp podają lepkość najodpowiedniejszą dla danej pompy, jednakże chociaż pompa jest najważniejszym elementem urządzenia hydraulicznego, lepkość musi być dobrana do całości obiegu i może wypaść inna niż dla samej pompy.

Dokładnie ustalić optymalną lepkość dla danego obiegu można tylko na stacji prób.

### II. Wskaźnik lepkości. (*Viscosity index*).

Wskaźnik lepkości (*W. L.*) jest miarą odporności oleju na zmianę lepkości z temperaturą. Doskonałym olejem byłby olej posiadający jednakową lepkość przy wszelkich temperaturach, taki olej jednak nie istnieje.

Zależność lepkości  $\mu$  od temperatury  $T$ , jest logarytmiczna i wyraża ją formuła *Walthera*:

$$\mu + 0,8 = e \cdot K \cdot T^r$$

gdzie  $e$ ,  $K$ ,  $r$  są stałymi dla danego oleju.

Na wykresie w skali logarytmicznej zależność tą wyraża prosta.

Obecnie przyjęta metoda określania *W. L.* oparta jest na pracach *Deana* i *Davisa* i polega na porównaniu oleju badanego z dwoma olejami wzorcowymi, tak dobranymi, że w temperaturze  $210 \text{ F}$  ( $99 \text{ C}$ ) wszystkie trzy oleje posiadają jednakową lepkość. Jeden z oleji wzorcowych posiada *W. L.* = 100, a drugi *W. L.* = 0.

$$\text{Dla oleju badanego } W. L. = \frac{L-U}{L-H} \times 100$$

gdzie:  $U$  — lepkość przy  $100 \text{ F}$  ( $38 \text{ C}$ ) oleju badanego,

$L$  — lepkość przy  $100 \text{ F}$ , oleju wzorcowego posiadającego *W. L.* = 0,

$H$  — lepkość przy  $100 \text{ F}$ , oleju wzorcowego posiadającego *W. L.* = 100.

Istnieją tablice i nomogramy dla ułatwienia tych badań opracowane przez Amerykańskie Towarzystwo Badań Materiałów (*A. S. T. M.*). Należy zwrócić uwagę na

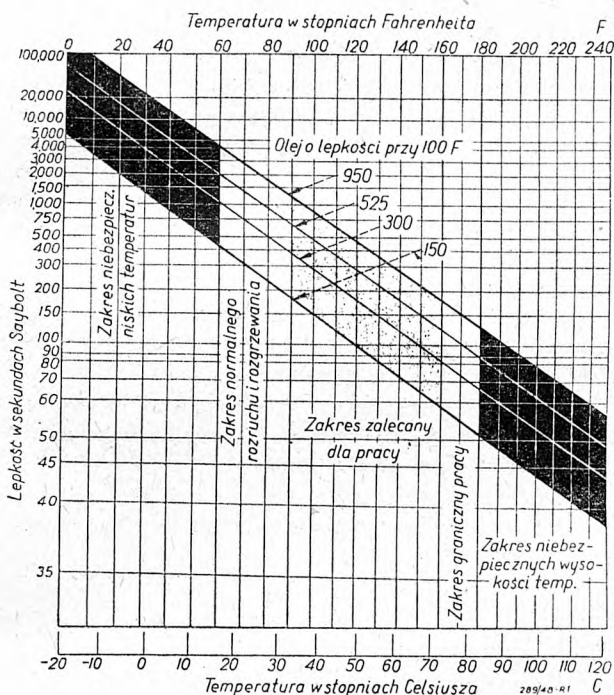


dokładne określenie lepkości przy 210F (99 C), ponieważ mały błąd powoduje dużą różnicę w wyniku.

Jako oleje hydrauliczne powszechnie używane są oleje naftowe ze względu na ich dostępność, taniość, łatwość manipulacji i magazynowania, lecz *W. L.* tych olejów w dużym stopniu zależy od pochodzenia surowca, metody rafinacji i późniejszego traktowania.

Wielkie znaczenie wskaźnika lepkości lepiej zrozumieć, rozważając pięć zakresów temperatur w pracy urządzenia hydraulicznego:

- 1) Zakres niebezpiecznych niskich temperatur 0 ÷ 60 F (−10 ÷ +16 C).
- 2) Zakres normalnego rozruchu i rozgrzewania 60 ÷ 90 F (16 ÷ 32 C).
- 3) Zakres zalecany dla pracy ze względu na lepkość 90 ÷ 160 F. (32 ÷ 71 C).
- 4) Zakres graniczny pracy 160 ÷ 180 F. (71 ÷ 82 C).
- 5) Zakres niebezpiecznych wysokich temperatur 180 ÷ 250 F. (82 ÷ 121 C).



Rys. 1. Zależność lepkości od temperatury dla czterech najczęściej używanych olejów hydraulicznych.

Wykres na rys. 1 przedstawia w granicach tych temperatur zależność lepkości od temperatury dla czterech najczęściej używanych olejów hydraulicznych o lepkości przy 100 F (38 C): 150; 300; 525; 950; (3,5; 8,5; 15; 28; 6E).

Wykres ten ułatwia wybranie najodpowiedniejszego oleju.

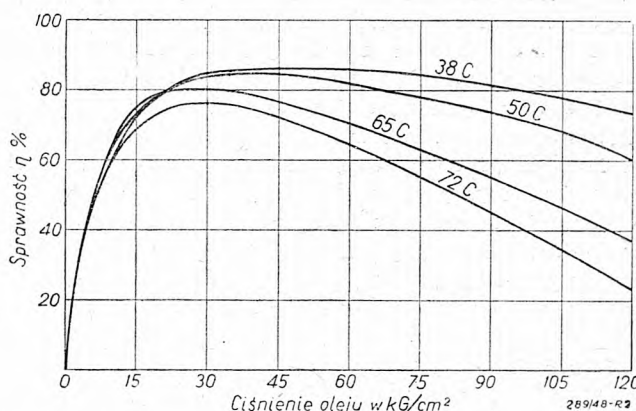
W pierwszym zakresie, wskutek wzrostu lepkości wzrastają straty przez tarcie i dodatkowe opory.

Pompy wykazują tendencję do hałasowania. Poważniejszym niebezpieczeństwem jest możliwość przerwania zasilania pompy, co przez brak smarowania może spowodować porysowanie i zatarcie. Należy także rozważyć temperaturę krzepnięcia oleju.

Przeważnie jednak rozruch odbywa się w zakresie temperatur drugiej strefy i powyższe problemy odpadają.

Trzecia strefa mieści w sobie temperatury zalecane przez wytwórców pomp dla uzyskania optimum wydaj-

ności, jednocześnie temperatury te są jeszcze bezpieczne ze względu na odporność na utlenienie oleju.



Rys. 2. Wykres sprawności mechanicznej pompy w zależności od ciśnienia i temperatury przy użyciu oleju o *W. L.* = 75.

Duża jednak ilość urządzeń musi pracować w czwartej strefie. Ważny jest tutaj wpływ podwyższonej temperatury na:

- 1) Odporność oleju na utlenienie.
- 2) Dokładność i wydajność obrabianki.
- 3) Lepkość oleju i sprawność objętościową pomp.

Należy dołożyć wszelkich starań, aby temperatura pracy nie przekraczała 180 F. (82 C). Praca w strefie piątej znacznie zmniejsza długotrwałość pomp i oleju. Rozrząd jest niedokładny, powstają drgania i hałasy.

Praca olejem o niskim *W. L.* jest mniej sprawna i bardziej zawodna. Trudne jest uzyskanie stałych posuwów i jednolitego ciśnienia. Układ jest bardziej bezwładny. Potrzeba więcej czasu do nagrzania i spokojnego działania, co przy drogiej robociźnie i czasie maszynowym jest kosztowne. Ze względu na szybkie zmiany lepkości z temperaturą pożądanym jest dokładne regulowanie temperatur.

Wykres na rys. 2 przedstawia zależność sprawności mechanicznej pompy od temperatury i ciśnienia przy użyciu oleju o *W. L.* = 75. Użycie oleju o wyższym *W. L.* podniosłoby sprawność przy wszystkich ciśnieniach i temperaturach.

### III. Odporność na emulgowanie. (Demulsibility).

Warunki w obiegu hydraulicznym sprzyjają tworzeniu się emulsji wody w oleju. Woda dostaje się do obiegu jako skropiny wilgoci zawartej w powietrzu dostającym się stale do obiegu. Woda dostawać się może z dziurawej chłodnicy oleju lub z płynu chłodzącego.

Emulsja powstaje wskutek mieszającego działania pomp.

Olej hydrauliczny powinien posiadać zdolność oddzielania się szybko i zupełnie od wody oraz odporność na tworzenie się emulsji.

Obecność wody w oleju powoduje następujące szkodliwe następstwa:

1) Zmniejszenie wartości smarowniczej oleju, a stąd wzrost strat przez tarcie i powiększenie zużycia pomp i zaworów. Przy wysokich ciśnieniach i szybkościach przepływu woda wypłukuje warstwę oleju z przestrzeni między powierzchniami pracującymi.

2) Niższe właściwości uszczelniających oleju. Właściwości te, zależne od lepkości i napięcia powierzch-

niowego oleju, maleją pod wpływem wilgoci i emulsji wody w oleju; odbija się to na sprawności objętościowej pomp i na sprawnym działaniu zaworów.

(3) Wzrost aktywności chemicznej:

Najpoważniejszym szkodliwym wpływem wody jest jej działanie jako katalizatora. Metale same przez się działają utleniająco na olej, woda przyspiesza ten proces. Ze wzrostem utlenienia wzrasta zawartość kwasów w oleju i skłonność do pochłaniania powietrza, a maleje odporność na emulgowanie.

Skutkiem tego jest pienienie się oleju, hałasowanie pomp, wadliwa praca hydrauliki. Następne porcje oleju zostają szybko niszczone. Wysoko rafinowane oleje nafetowe są zasadniczo odporne na emulgowanie, w czasie pracy jednak ulegają utlenieniu i tracą tą odporność. Jednocześnie maleje napięcie powierzchniowe (*interfacial tension*) (między warstwą oleju i wody). Napięcie to może służyć do pomiaru „długotrwałości” oleju. Metoda pierścieniowa *de Nouy'a* polega na zanurzeniu pierścienia platynowego do destylowanej wody. Następnie wlewa się próbkę oleju i po ustaleniu równowagi wyciąga się pierścień. Siła potrzebna do wyciągnięcia pierścienia, z poprawką na wymiary pierścienia i różnicę gęstości obu faz mierzona jest w dynach na centymetr. Wysoko rafinowane oleje wykazują 55 dyn/cm, przeciętne oleje 35 ÷ 40 dyn/cm. Olej należy zmienić, gdy dojdzie do 15 dyn/cm. Jest to jedyna próba dająca jakiś stopień dokładności.

Pospolicie używana jest próba A. S. T. M. emulsji parowej. Przez 4 ÷ 6½ min. przepuszcza się parę przez próbkę oleju 20 cm<sup>3</sup>, tak długo aż objętość oleju i skropliny wyniesie 40 cm<sup>3</sup>.

Czas w sekundach konieczny do zupełnego rozdzielenia oleju przy 200 F. (93 C) nazywamy „liczbą emulsji parowej”. Próba ta, chociaż rozpowszechniona, jest b. niepewna zwłaszcza przy lekkich olejach i stąd wartość jest wątpliwa.

Aby uniknąć skutków istnienia wody w oleju hydraulicznym:

1) Zbiornik powinien pozwolić osiąść wodzie. Ułatwiają to przegrody sięgające dna.

2) Przewód ssący pomp hydraulicznych powinien być umieszczony przynajmniej 2 ÷ 3" ponad dnem i jak najdalej od przewodu wylotowego.

3) Powinny być zainstalowane filtry o należytych wymiarach. Elementy filtrujące nie powinny oddzielać dodatków, jakie zawiera olej hydrauliczny. Filtry powinny być okresowo kontrolowane, osuszane i czyszczone.

4) Fizyczne właściwości oleju powinny być okresowo sprawdzane albo wzrokowo albo laboratoryjnie. Próba napięcia powierzchniowego posiada dużą wartość w tym względzie.

5) Przy każdej zmianie oleju, zwłaszcza gdy wykryto dostrzegalne ślady wody lub innych zanieczyszczeń, system hydrauliczny powinien być przemyty b. lekkim olejem hydraulicznym z roztworem żywicznym.

#### IV. Odporność na utlenienie.

Zdolność oleju do przeciwstawienia się polimeryzacji i rozkładowi termicznemu w obecności powietrza, wody i różnych metali przy podwyższonej temperaturze nazywa się „odpornością na utlenienie”. Na tę odporność mają wpływ dwa czynniki:

1) Skład oleju — pochodzenie surowca, metoda rafinacji i późniejsze traktowanie dodatkami.

2) Warunki w jakich olej musi pracować — temperatura, ciśnienie, zewnętrzne zanieczyszczenia, oddziaływające metale.

Z czynników tych najważniejsza jest temperatura. Doświadczenia wykazały, iż najlepszym jest zakres temperatur 110 ÷ 130 F. (43 ÷ 54 C) przy niższych temp. spada sprawność mechaniczna, przy wyższych może uciec. pić odporność na utlenienie.

Wpływ temperatury na odporność na utlenienie ujawnia się albo przez polimeryzację oleju, albo przez rozkład termiczny. Polimeryzacja powoduje wzrost lepkości przy zachowaniu czystości oleju. Rozkład termiczny powoduje osadzanie się na tłokach i łopatkach warstwy żywicznej lub pokostowej. Zawory zostają zamulone, zażywiczone lub zawęzione. Powstają drgania i hałasy. Działanie urządzenia staje się powolne.

Celem utrzymania temperatury we właściwych granicach zbiornik oleju powinien być wystarczająco duży i pojemność powinna być równa przynajmniej 2½ ÷ 3-krotnej wydajności pomp w minutę. Gdy konstrukcja nie pozwala na większy zbiornik korzystne jest dodanie chłodnicy. Obniżenie temperatury można także uzyskać przez użycie oleju o wyższym wskaźniku lepkości i lepszych właściwościach smarnych.

Zanieczyszczenia pochodzące z zewnątrz mają także szkodliwy wpływ na trwałość oleju. Najgroźniejszym z tych zanieczyszczeń jest woda, której wpływ został już omówiony, z innych zanieczyszczeń wymienić należy: środki chłodzące, lakiery, farby, środki ochronne przeciw rdzy, smary, piasek ze rdzeni, brud.

Typowymi skutkami tych zanieczyszczeń są poroszenia i wyżarcia gładkich powierzchni pomp i zaworów.

Obecność zanieczyszczeń spowodowana jest zwykle jednym z trzech powodów:

- 1) Wadliwa konstrukcja maszyny.
- 2) Niewłaściwy materiał i brak kontroli.
- 3) Niestaranne utrzymanie.

Prawidłowa konstrukcja może zupełnie zabezpieczyć od dostawania się do systemu hydraulicznego smarów, środka chłodzącego, brudu i wody.

Użyte materiały i części powinny być starannie oczyszczone i sprawdzone przed zmontowaniem. Olej powinien być okresowo sprawdzany i zmieniany. Jak już wspomniano metale działają katalitycznie przy utlenianiu olejów, zwłaszcza w obecności zanieczyszczeń i przy wysokiej temperaturze.

Z pośród metali używanych w urządzeniach hydraulicznych największy wpływ katalityczny wywiera miedź i jej stopy. Powinna ona być wyeliminowana gdzie tylko jest to możliwe. Słabiej oddziałują cynk, ołów, żelazo, cyna i aluminium. Najslabiej działają cyna i aluminium. Doświadczenia wykazały że usunięcie tulei brązowych z cylindrów hydraulicznych znacznie podniosło długotrwałość oleju.

Ciśnienie ma także, pośrednio wpływ na trwałość oleju. Ciśnienie powoduje wzrost lepkości, a zatem wzrost strat przez tarcie i podwyższenie temperatury pracy. W przeciętnym obiegu hydraulicznym w obrabiarkach ciśnienie rzadko przekracza 105 ÷ 140 kg/cm<sup>2</sup> i wpływ jego nie jest decydujący. Praca przy wyższych ciśnieniach wymaga poważniejszego rozważania.

Narazie brak jest przyjętych prób do oceny odporności na utlenianie. Jedyne metoda A. S. T. M. badania olejów turbiniowych może zasługiwać na uwagę po wprowadzeniu pewnych zmian. Metoda ta polega na utlenianiu oleju przy temperaturze 95°C w obecności wody i katalizatora żelazo — miedź przez przepuszczenie czystego tlenku w stałej ilości. Utlenienie prowadzi się tak długo, aż liczba zneutralizowania oleju osiągnie wartość 2,0. Cdu-

porność oleju określa się ilością godzin. Zmiana polegać ma na usunięciu bezpośrednio kontaktu wody z olejem i metalami i zamiast tego przedmuchiwanie przez olej powietrza lub czystego tlenu nasyczonego parą wodną.

Badanie takie będzie bardziej zbliżone do warunków panujących wewnątrz obiegu hydraulicznego.

#### V. Wartość smarownicza.

Olej hydrauliczny musi działać także jako smar, powinien więc posiadać oprócz właściwej lepkości odpowiednie właściwości smarownicze.

Wymiana zużytych części jest poważnym problemem dla eksploatatora urządzenia hydraulicznego. Chociaż części te pracują stale w oleju, zużycie jednak następuje, ponieważ warunki wewnątrz obiegu hydraulicznego są niekorzystne dla stworzenia tarcia płynnego. Jak poprzednio powiedziano dla każdego obiegu istnieje jakaś optymalna lepkość, przy wyższych lepkościach straty na tarcie rosną proporcjonalnie do lepkości. Aby te straty były możliwie małe należy utrzymać tarcie na granicy tarcia półsuchego. Straty te spowodowane są:

1) Zaczepianiem występów (nierówności) obu powierzchni.

2) Siłami molekularnego przyciągania i przylegania między oboma ruchomymi powierzchniami.

Miara wartości smarowniczej oleju jest jego zdolność do zmniejszania tarcia i zużycia w tych warunkach.

Na wartość smarowniczą mają wpływ trzy czynniki: 1) oleistość (*Oiliness*), 2) krytyczne ciśnienie (*extrem pressure or antiweld properties*), 3) dobór powierzchni trących.

Oleistość jest to cecha chemiczna oleju pozwalająca mu zwilżać powierzchnie metalowe. Jest ona wynikiem obecności pewnych związków chemicznych — czynników olejnych posiadających określone powinowactwo do powierzchni metalowych.

Wiadomo, że oleje zwierzęce i roślinne posiadają większą oleistość, niż oleje naftowe. Chociaż czystych tych olejów nie zaleca się stosować w hydraulice, to jednak niewielki ich dodatek do olejów naftowych bardzo skutecznie zmniejsza tarcie. Oleje hydrauliczne o dużej oleistości nie tylko zmniejszają straty na tarcie, ale także zmniejszają przeciążenie przy ruszaniu oraz zużycie części. Ze względu na zawilgły charakter oleistości trudno ustalić dla niej skalę lub jednostkę miary, tak że badania są mało miarodajne, mimo to jednak znaczenie oleistości jest duże, zwłaszcza jeśli przez dłuższy czas panuje wysokie ciśnienie i temperatura.

Charakterystyką oleju na krytyczne ciśnienie nazywamy jego zdolność przeciwstawiania się przerwaniu warstwy oleju i możliwemu stąd zatarciu w warunkach pracy przy wysokim ciśnieniu i temperaturze. Właściwość ta, podobnie jak oleistość, przypisywana jest obecności pewnych związków organicznych. Składniki te, powiększające zdolność nośną oleju, znane są jako dodatki „krytycznego ciśnienia”. Są to związki organiczne zawierające w swej strukturze chemicznej siarkę, chlor lub fosfor. Przy wyższych temperaturach tworzą się na powierzchni metalu siarczki lub chloru metalu działające jak smar.

Istnieje szereg maszyn do badania „krytycznego ciśnienia” w których między próbnymi kawałkami metalu znajduje się warstwa smaru stale uzupełniana. Obciążenie przy którym nastąpi zatarcie skutkiem braku smarowania jest miarą „krytycznego ciśnienia”. Dokładność tej próby jest jednak problematyczna.

Przy pracy, powierzchnie metalowe zostają chemicznie wypolerowane. Przy współpracy powierzchni twardej z miękką zachodzą tylko zmiany geometryczne, jeśli zaś pracują z sobą dwie twarde powierzchnie, to prócz zmian geometrycznych zachodzą zmiany w strukturze metalograficznej. To wyrównanie nierówności może być przyspieszone przez dodatek odpowiednich czynników do oleju.

Obieg hydrauliczny powinien być tak projektowany, aby zawsze istniało niewielkie przecięśnienie dla zabezpieczenia niezawodnego smarowania.

#### VI. Właściwości ochronne od rdzy i korozji.

Warunki wewnątrz obiegu sprzyjają tworzeniu się rdzy i działaniu korozji. Chociaż rdza jest szczególnym wypadkiem korozji, jednak działanie jej jest specjalne. Rdza jest skutkiem utlenienia metali żelaznych i ujawnia się w narastaniu metalu, korozja zaś jest to działanie kwasów na metale, powoduje ona ubytek metalu.

Rdzę stanowią tlenki żelaza  $Fe_2O_3$  i  $Fe_3O_4$  powstające przez reakcję chemiczną żelaza z tlenem i wodą.

Wysoko rafinowane oleje naftowe są bierne chemicznie i nie mają zdolności do pokrywania powierzchni metalu, zwłaszcza przy wyższych temperaturach. Powierzchnie metalu w obecności tych olejów stają się czynne i pochłaniają wilgoć i powietrze z otaczającego oleju. W tych warunkach tworzy się tlen „in statu nascendi” i w obecności wody i żelaza powoduje on reakcję utlenienia. Reakcja ta może być osłabiona lub usunięta, jeśli olej zawiera związki organiczne znane jako ochraniające od rdzy. Związki te mogą znajdować się w sposób naturalny w oleju, lub powstać w czasie pracy przez utlenienie pewnych węglowodorów, albo też mogą być wytworzone w oleju podczas jego fabrykacji.

Obecnie istnieją dwie próby dla oceny właściwości ochronnych od rdzy. Pierwsza próba normalna A. S. T. M. polega na zanurzeniu prętów stalowych w mieszaninie 10% wody i 90% oleju, nagrzanej do 140 F (60 C).

Po 48 godz. pręty wyjmuje się i bada, jeśli wyraźnie są ślady rdzy to wynik uważa się za niedostateczny.

Druga próba, próba komory wilgoci, polega na badaniu warstwy ochronnej jaka wytwarza olej na powierzchni metalu. Płytkę stalową polerowaną zostaje zanurzona w badanym oleju na przeciąg 5 sek. do 1 min następnie pozwala się jej wyschnąć przez 2 do 24 godz. poczym płytkę przenosi się do komory, w której panuje wilgotność 95 do 100% przy temperaturze 100 lub 120 F (38 lub 49 C) na okres od 48 do 500 godz.

Obserwuje się po jakim czasie wystąpią ślady rdzy. Próba ta ma wartość tylko orientacyjną.

Korozja jest nagle mniej groźna niż rdza, jej istnienie jest ściśle związane z odpornością oleju na utlenienie, które powoduje powstawanie kwasów organicznych, te zaś powodują korozję. Zastosowanie wysoko rafinowanych olejów z ochraniającymi od utlenienia wysytkami usuwa problem korozji. Korozja powoduje niszczenie gładkich powierzchni, przyspiesza zużycie i może spowodować uszkodzenia zmęczeniowe wysoko obciążonych części. Rdza, prócz niszczenia powierzchni, jeśli dostanie się do strumienia oleju może zatykać małe otworki, co łącznie ze zmianą luzów przez narastanie metalu powodować może wadliwe działanie urządzenia.

Inż. Andrzej Zieliński

## Ścieranie, wyżarcie (erozja) i zżarcie (korozja) jako rodzaje uszkodzeń powierzchni metalu

Dr C. H. Desch, F. R. S. w odczycie wygłoszonym w Związku Przemysłu Chemicznego stwierdził, że od kiedy istnieje literatura przemysłowa, znane są wzmianki o rdzewieniu żelaza jako przeciwieństwie odporności na korozję brązu. Własności przeciwkorozyjne złota były powszechnie znane w starożytności, a złoto i srebro były jedynymi metalami o znanych wówczas własnościach przeciwkorozyjnych. Ścieranie stało się ważnym dopiero od czasu zastosowania szybkoobrotowych mechanizmów, zaś wyżarcie (w rozumieniu technicznym) ma znaczenie tylko wobec bardzo wysokich szybkości przepływów, jak np. szybkości pary w turbinie okrętowej.

Ścieranie jest spowodowane tarcieniem. Kiedy w roku 1665 Hooke zademonstrował że powierzchnia brzytwy posiada drobne rysy, uważano, że przez polerowanie zastępuje się tylko te rysy, rysami drobniejszymi. Rayleigh wykazał, że podczas polerowania szkła zachodzi płynięcie materiału. W 1903 Beilby dostarczył więcej szczegółów o tym objawie. Wykazał on, że podczas polerowania powierzchnia zachowuje się podobnie jak lepka ciecz i ostatecznie wykazują strukturę zwaną przez jednych „bezpostaciową“, przez innych „mikrokryształiczną“. Warstwa ta jest pod względem chemicznym bardziej aktywna, niż pierwotna powierzchnia metalu o budowie kryształicznej.

Powierzchnie metalu, tocząc się po sobie, nie uszkadzają powierzchni, dopóki nie nastąpi poślizg choćby o długości kilku mikronów. To zjawisko powoduje, w obecności powietrza, utworzenie się tlenków na powierzchni metalu. Objaw ten nie zachodzi jednakże w silnej próżni. Dlatego w próżni stalowe podpory w łożyskach z szafirów wykazywały bardzo niski współczynnik tarcia. Utlenienie powierzchni stali przechodzi w odpryskiwanie płatków.

Powodem utlenienia w niskich temperaturach jest wgniatanie tlenu pomiędzy dwie wzajemnie trące powierzchnie pod wysokim ciśnieniem.

Pracujący obecnie w Cambridge Bowden wykazał, że poślizg jednej powierzchni po drugiej jest zjawiskiem przerywanym, to jest, że zachodzi drganie w mikroskopijnej skali. Zachodzi objaw powtarzających się poślizgów przeplatanych utknięciami, stanowiącymi przerwy w przyczepności. Wytwarza to miejscowo wysokie temperatury. Np. przy poślizgu konstantanu po stali notowano wzrost temperatury do 1000 C, oraz iskrzenie trwające kilka milisekund. Obecność wody wpływała na obniżenie temperatur, obecność oleju jeszcze silniej, jednakże w obu wypadkach temperatura była wysoka.

Bowden zbadał również wpływ punktu topliwości środków polerskich (pierwotnie uważano tylko ich twardość za istotną cechę). I tak stwierdził on, że kamfora (p. topl. 175° C) poleruje metal Wooda \*) (p. topl. 68° C), lecz nie poleruje cyny, ani ołowiu.

Tlenek ołowiu (p. topl. 880° C) poleruje *speculum* lecz nie poleruje metali o wyższym punkcie topliwości. Nie jest wiadomym, czy podczas polerowania zachodzi rzeczywiście topienie, jednakże ruchliwość metalu na powierzchni jest określona jego punktem topliwości.

\*) metal Wooda: 50% Bi, 12,5% Cd, 25% Pb, 12,5% Sn

Osiągnięte wysokie temperatury dają się wytłumażyć tylko przez przyjęcie, że styk następuje tylko w kilku punktach. To założenie potwierdza szczegółowe badanie powierzchni metalu. Jedną z metod badania polega na skośnym przekroju powierzchni pod małym kątem i obserwacji powiększonej krawędzi przekroju. Drugą polega na zastosowaniu materiałów promieniotwórczych do badania poślizgu. Ślady pozostawione można odfotografować.

Stwierdzono, że naprzemian po sobie następujące poślizgi i utknięcia zachodzą nawet przy zastosowaniu smaru, jednakże w mniejszym stopniu. W ten sposób wskutek poślizgu ołowiu po stali nieco ołowiu przywiera do powierzchni stali, a poślizg miedzi pozostawia czerwone plamy na stali.

Praca łożysk w wielu wypadkach zależy od utworzenia cienkiej błony miękkiego metalu na powierzchni metalu twardego.

Badanie orientacji kryształów metalu, poślizgu i mikroskopijnych pęknięć zostało ułatwione dzięki zastosowaniu odczynnika *ammonium polysulphide* (wielosiarczek amonu).

Przy pomocy tego odczynnika można wykryć szczeliny niewidoczne przy zastosowaniu innych odczynników.

Ażby nastąpiło wyżarcie (erozja) twardość czynnika powodującego je nie musi być wielka, jeśli działanie odbywa się przy dużej szybkości. Zjawisko wyżarcia zachodzi przy operacjach piaskowania i kulkowania (śrutowanie), wskutek działania pary nasyconej na łopatkę turbinowe, oraz wskutek oddziaływania wody na śmigła statków (kawitacja).

Działania kwasów na metale nie zalicza się do wyżarcia (erozji), jakkolwiek działanie to w najmniejszym nawet stopniu nie przebiega równomiernie na powierzchni, sądząc po powstałych przy tym nieregularnościach i wgłębieniach.

Warunki na powierzchni kryształów (*grain boundaries*) są bardzo ważne. Polerowanie elektrolityczne (superfijnish elektrolityczny), przy pomocy którego usuwa się szczyty nierówności lokalnych jest procesem wykonczającym (wygładzającym) i nie narusza obrzeża kryształów. Operacja ta przebiega zwykle przy zastosowaniu elektrolitu i wysokiej lepkości (miedź — w kwasie fosforowym o konsystencji syropu w kwasie nadchlorowym i bezwodniku octowym. Ten ostatni musi być stosowany w temperaturze 0 C, bowiem ta mieszanina jest silnie wybuchowa). Sam proces jednakże daje znacznie lepsze wykończenie niż polerowanie mechaniczne.

### Technika repliki.

Badanie wyglądu powierzchni można przeprowadzić przy użyciu mikroskopu elektronowego i zastosowaniu techniki repliki do badanych próbek.

Technika ta polega na tym, że badana powierzchnia po wytrawieniu zostaje pokryta związkami krzemowym, następnie masą plastyczną, która stanowi właściwą replikę badanej powierzchni i jest przedmiotem badania przez mikroskop elektronowy.

Badania te wykazują, że przestrzeń między kryształami jest wypełniona warstwą o charakterze błony o grubości kilku atomów. Między wnętrzem kryształów, a materią międzykryształiczną zachodzi różnica potencjałów, która wynosi dla stali wysezonowanej 0,2 V. Wnętrze kryształów posiada ładunek ujemny, natomiast warstwa *Beilby'ego* posiada ładunek dodatni. Te warunki są wystarczające do podtrzymania działania elektrolitycznego.

Istnieje szereg objawów, świadczących o doniosłości charakteru struktury na powierzchni kryształów, m. in. „próchnienie” spoin w stalach nierzadnych austenitycznych, rozpadanie się mosiądzu w roztworze azotanu rżecz. piasku po zanurzeniu go do roztworu azotanu rżecz. Niektóre stopy po obróbce zimnej rozpadają się gwałtownie w roztworze chlorku żelaza. Silne naprężenia wewnętrzne mogą być powodem pęknięć, których zarodkiem mogą być drobne naczernia korozyjne. „Dokonała” powierzchnia metalu może być usiana mikroskopijnymi pęknięciami, przez które elektrolit ma dostęp dla spowodowania

wania korozji. Sruutowanie polepsza odporność na korozję, ponieważ wprowadza powierzchniowe napięcia ściskające.

Nowoczesna konstrukcja maszyn wymaga materiałów odpornych na temperaturę czerwonego żaru i posiadających wysoką wytrzymałość w tych warunkach (łopatki turbin gazowych). Przemysł chemiczny wymaga stopów odpornych na korozję. Jedna z firm angielskich wypuściła na rynek stal o dziesięciu składnikach (prócz Fe). Wobec tak skomplikowanych wymagań ostatnio panuje dążenie do badań przeciw korozji raczej w kierunku powłok ochronnych i uodpornienia powierzchni, niż nadawania odporności przez skomplikowany skład chemiczny metalu.

S. S.

Abrasion, erosion and corrosion  
(Surface damage to Metals)  
J. Berkowitch M. Sc., A. R. I. C.  
(Iron and Steel, April 1948)

## Szlifierka do czopów korbowych

Fabryka obrabiarek *Churchill Machine Tool Co, Ltd* wypuściła ostatnio na rynek szlifierkę do szlifowania czopów korbowych wałów silników samochodowych i podobnych.

Charakterystyka tej szlifierki jest następująca:  
wznios kłów 14",

największa dopuszczalna długość wału korbowego 36",  
potrzebna powierzchnia dla całkowitego wyzyskania skoku stołu 11' 10"  $\times$  6' 8".

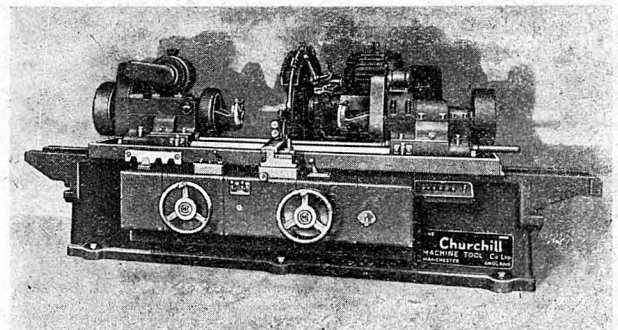
Kadłub tej szlifierki posiada zupełnie nową konstrukcję, która zapewniła sztywność bez nadmiernego wzrostu ciężaru. Wszystkie trzy rodzaje sterowania, tj. mechaniczne, hydrauliczne i elektryczne mieszczą się w płycie zamkowej z przodu szlifierki; ten układ ułatwia konserwację i doraźne naprawy szlifierki. Szlifowany wał korbowy zostaje zamocowany w dwóch głowicach o wspólnym napędzie. Głowice te są osadzone na stole na prowadnicach przymowej i płaskiej. Przesunięcie wzdłużne głowic odbywa się przy pomocy koła zębatego i zębatki. Stół przesuwa się po łożu również na prowadnicach płaskiej i przymowej. Moc silnika napędu hydraulicznego posuwu stołu wynosi 3 KM.

Silnik prądu stałego o mocy 2 KM, o zmiennych obrotach w zakresie  $n=16$  do 100 obr./min. napędza lewą głowicę. Silnik ten jest zasilany przez przetwórnice obrotową umieszczoną z tyłu szlifierki. Prawa głowica jest napędzana przy pomocy wałka z lewej głowicy. Wałek jest widoczny na fotografii tuż nad prowadnicą stołu.

Obję głowice posiadają przestawne uchwyty, dzięki którym osł czopa korbowego ustawiana jest w osi głowic. Zamocowanie wału w uchwytach odbywa się przy zastosowaniu zacisków dźwigniowych uruchomianych centralnie za pomocą małych silników elektrycznych umieszczonych na obu głowicach i przekładni ślimakowej. Specjalne urządzenia zabezpieczają wał przed obrotem zanim zaciski nie są zaciśnięte. Nie można ich otworzyć podczas obrotu głowic nawet w razie uszkodzenia obwodu elektrycznego.

Tarcza szlifierska średnicy 750 mm jest zamocowana na wrzecionie azotanym osadzonym w łożyskach dociska-

nych hydraulicznie (patent „Hydraulto”). Silnik napędzający wrzeciono ma moc 16 KM przy 650 lub 735 obr./min. Dosuw i cofanie tarczy odbywa się hydraulicznie. Do ie-



Rys. 1. Szlifierka do czopów korbowych firmy Churchill Machine Tool Co.

wego końca stołu jest przytwierdzona listwa podziałowa dla odstępów między poszczególnymi czopami korb. Położenie stołu przy pomocy tej listwy ustala rygiel, osadzony w płycie zamkowej szlifierki. Cofnięcie rygla i wprawienie w ruch stołu odbywa się jednym ruchem tej samej dźwigni.

Dźwignie dosuwu tarczy i posuwu stołu są wzajemnie zaryglowane, tak, że tarczę można dosunąć do wału tylko wówczas, gdy czop korby znajduje się dokładnie naprzeciwko tarczy. Niezależnie od tego inny mechanizm pozwala przesunąć tarczę do przodu bez ustalenia jej położenia względem czopa wału, np. dla zaprawienia tarczy diamentem. Mechanizm ten zostaje automatycznie wyłączony z chwilą włączenia wzdłużnego ruchu stołu.

Naprzeciwko tarczy znajduje się otwarta luneta, której ruch jest zgodny z poprzecznym przesuwem tarczy.

Następujący opis typowej kolejności operacji posłuży za przykład jak zautomatyzowanie ruchów szlifierki wpływa na szybkość operacji: Po przesunięciu dźwigni

wrzecienika tarcza przesuwana się w stronę czopa korby. Równocześnie luneta dosuwa się aż do podparcia wału. Dosuw tarczy jest szybki, zmniejszając się w miarę osiagnięcia żadanego wymiaru. Po krótkim wyiskrzeniu następuje samoczynne cofnięcie tarczy. Ruch drugiej dźwigni cofa rygiel ustalający położenie wzdłużne stołu. Stół przesuwany się aż do chwili dgy rygiel ustalający wejdzie w drugie wgłębienie listwy podziałowej, poczem cykl operacyjny powtarza się na nowo.

Urządzenie do zaprawienia tarczy jest przytwierdzone z tyłu wrzecienika, ale uruchomienie odbywa się ze stanowiska roboczego. Automatyyczne urządzenie dla uzyskiwania żadanej średnicy jest przytwierdzone do lunety.

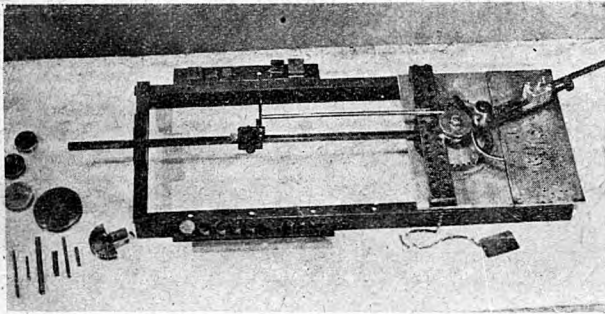
Do szlifierki należy urządzenie do chłodzenia i separator wiórów.

S. S.

(Engineering, Jan 2, 1948).

## Przyrząd do gięcia rur i prętów

Jedną z firm angielskich (*Tungum Sales Co*) wypuściła na rynek prosty, ale bardzo wygodny, przyrząd do gięcia rur i prętów.



Przyrząd składa się z płyty związanej z węższym bokiem podłużnej ramy prostokątnej. Umieszczony w osi ramy czop obrotowy posiada gniazdo dla zamocowania rolek do gięcia różnych wielkości i kształtu. Ich dobór zależy od wielkości promienia gięcia.

Na ramieniu dźwigni jest nastawialne na promieniu gniazdo dla rolek, których dobór zależy również od promienia gięcia. Pod dźwignią znajduje się stała płyta okrągła, zaopatrzona w szereg otworów, rozmieszczonych na obwodzie koła. W otwory te wkłada się zderzak, który ustala wielkość kąta gięcia, w odstępach co 1 stopień.

W poprzek płyty jest umieszczona listwa oporowa zaopatrzona również w szereg otworów, w które wkłada się odpowiedni blok oporowy, dobrany stosownie do średnicy przedmiotu giętego.

Wzdłuż ramy jest umieszczony pręt z osadzonym na nim ruchomym zderzakiem. Służy on do ustalenia końca giętego pręta przed rozpoczęciem gięcia.

Przyrząd ten jest wyrabiany w dwóch wielkościach: większy dla zakresu 10—30 mm średnicy rurki lub pręta i mniejszy — poniżej 10 mm średnicy. Większy przyrząd posiada własną podstawę, mniejszy jest przeznaczony do przytwierdzenia do stołu.

S. S.

(The Engineer, grudzień 1947).

## „Horyzonty Techniki“

Naczelna Organizacja Techniczna wydała we wrześniu br. nowe czasopismo pt. „Horyzonty Techniki“ — miesięcznik poświęcony popularyzacji techniki i wynalazczości.

Czasopismo przedstawia się dobrze; posiada miłą i estetyczną szatę graficzną (zasługa to w dużej mierze grafików *W. Ladno* i *R. Nowickiego*) oraz zawiera bogatą i ciekawą w popularnym ujęciu podaną treść, której doboru dokonał zreżymowany redaktor *inż. R. Sosiński*.

Zadanie czasopisma określa artykuł wstępny, w którym czytamy m. in. „Cel, jaki sobie stawiamy jest jasny. Chcemy zbliżyć społeczeństwo do zagadnień technicznych, ułatwić ich zrozumienie, udostępnić je, upowszechnić. Mówiąc krótko, celem naszym jest popularyzacja techniki i wynalazczości...“

Na obszerną, podaną na 43 stronach formatu A4 treść składają się następujące artykuły:

„Ursus 45“ — omawiający powojenny rozwój fabryki PZInż. w Ursusie i uruchomienie produkcji ciągników. „L 3 już produkuje...“ podający ciekawą historię powstania żarówki i budowanie od podstaw Warszawskiej Fabryki Żarówek — L 3 — która swą działalnością przyczynia się do rozładowania tzw. „głodu żarówkowego“.

„Rogalski, Wigura, Drzewiecki“ — z opisu żywej stałej przed nami wspomnienie niedawnych lat, gdy stawia-

liśmy pierwsze kroki w lotnictwie, gdy wysiłek i talent trzech młodych konstruktorów wślawił imię polskie na świecie i gdy po wygraniu Challenge w 1932 r. we wrogim nam Berlinie grają „Jeszcze Polska nie zginęła“.

„Taśmowa produkcja cyfr“ — jest najmniej strawnym artykułem z całego zeszytu. Przyczynia się do tego niemało zbyt napuszony styl.

W dziale — Mała Encyklopedia Techniki — znajdujemy artykuł pt. „Od węgla do światła elektrycznego“, ciekawy opis „Co należy wiedzieć o elektronice“, notatkę omawiającą cenne zalety, jakie posiada „Niezwykłe szkło bez piasku“ oraz artykuł „O patentowaniu wynalazków“.

Przegląd nowości technicznych zgrupowany jest w dziale „Technika na szerokim świecie“.

Bardzo ciekawy, miły i wielce pouczający jest artykuł „Spór człowieka z maszyną“.

„Skrzynka pocztowa“ i pomysłowy „Konkurs rysunkowy“ zamykają zeszyt.

Reasumując — debiut „Horyzontów techniki“, przypominających nieco swym stylem czasopismo „Problemy“ jest udany.

Ponieważ „Horyzonty“ będą znakomitą uzupełnieniem czasopism fachowych jak „Mechanik“, „Hutnik“ itp., dlatego życzymy im jak najlepszego rozwoju.

H. Ch.

# WIADOMOŚCI SIMP

## Otwarcie Wieczorowej Szkoły Inżynierskiej.

W dniu 7 IX. rb. odbyła się uroczystość o doniosłym znaczeniu, a mianowicie otwarcie i rozpoczęcie roku szkolnego w Wieczorowej Szkole Inżynierskiej SIMP.

Dwuletnie starania i wysiłki Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich, poparte przez przemysł, zostały uwieńczone pomyślnym wynikiem, a marzenia młodzieży pracującej urzeczywistnione.

Sluchacze Szkoły, zatrudnieni w różnych gałęziach przemysłu, pochodzą przeważnie z warstw robotniczych i chłopskich, dla których studia wyższe w okresie przedwojennym były bardzo utrudnione wobec konieczności zarobkowania.

Dziś mogą oni, nie rezygnując z pracy, uczęszczać do Wieczorowej Szkoły Inżynierskiej i na równi z młodzieżą kształcą się w szkołach dziennych — uzyskać tytuł inżyniera.

Szkoła w obecnym stadium posiada 230 słuchaczy na dwóch wydziałach, a mianowicie: Mechanicznym i Elektrycznym z tym, że w przyszłości ilość wydziałów zostanie powiększona.

Mieści się ona i korzysta z urządzeń Szkoły Inżynierskiej im. Wawelberga i Rotwanda w Warszawie przy ul. Boboli 14.

Otwarcie Wieczorowej Szkoły Inżynierskiej nastąpiło w obecności przedstawicieli Zarządu Głównego SIMP, bratniej organizacji Stowarzyszenia Elektryków Polskich (SEP) i Przemysłu Metalowego.

Do zgromadzonych słuchaczy przemówił Rektor Szkoły *prof. Ludwik Uzarowicz*, zaznaczając, iż geneza powstania tej uczelni jest podobna do powstania Wolnej Wszechnicy z Wydziałem Mechanicznym, który został przekształcony w Towarzystwo Kursów Naukowych z wydziałami Mechanicznym i Elektrotechnicznym, następnie w Towarzystwo Kursów Technicznych (TKT), tak dobrze zasłużonej placówki naukowej, która po dziś dzień prowadzi kursy na poziomie licealnym.

Dalszym etapem kształcenia ludzi pracy jest dziś otwarta Wieczorowa Szkoła Inżynierska SIMP. Rektor *Uzarowicz* życzył słuchaczom pomyślnej pracy dla dobra Ojczyzny.

Następnie przemawiali Prezes SEP *dyr. Szymilin*, z ramienia Zarządu Głównego SIMP *V. Prezes dyr. R. Gdulewski* z ramienia przemysłu metalowego *dyr. W. Gokieli*, wszyscy zgodnie podkreślając szczególnie ważne znaczenie Szkoły w chwili obecnej, kiedy odrodzony przemysł w Polsce Demokratycznej stawia przed nami wielkie zadania, wynikiem z długofalowych planów gospodarczych. Absolwentów Wieczorowej Szkoły Inżynierskiej, nie będzie potrzeba dopiero wprowadzać do przemysłu, gdyż oni z niego się wywodzą, pracując w dzień, a wieczorem uczęszczając do Szkoły.

Na zakończenie zabrał głos jeden ze słuchaczy, podkreślając znaczenie otwarcia Uczelni, która powstała jedynie dzięki obecnemu ustrojowi Państwa Polskiego, opartemu na zasadach demokratycznych. Wychowa ona młodzież robotniczą i chłopską na dobrych inżynierów, działających i świadomych obywateli.

Zarząd Główny SIMP życzy Szkole pomyślnego rozwoju, a jej słuchaczom dobrych wyników w nauce ku pożytkowi odbudowującego się Państwa Polskiego.

## W sprawie Ustawy o stopniu Inżyniera.

W związku z licznymi zapytaniami Zarząd SIMP wyjaśnia:

W dniu 28 stycznia 1948 roku została uchwalona przez Plenum Sejmu Ustawodawczego ustawa o stopniu inżyniera. Ustawa ta w znacznym stopniu jest dziełem zorganizowanego świata technicznego. Na dziesiątkach zebrań tysiące uczestników inżynierów i techników wypowiedziało się co do postanowień nowej ustawy. Uchwały świata technicznego wpłynęły na tekst i postanowienia ustawy o stopniu inżyniera.

Ustawa została ogłoszona w Nr 17 Dziennika Ustaw R. P. z dnia 20 lutego 1948 r.

Według informacji Ministerstwa Oświaty w miesiącu wrześniu ma się ukazać w Dzienniku Ustaw rozporządzenie wykonawcze do ustawy o stopniu inżyniera.

Rozporządzenie wykonawcze zostało w ostatecznej formie już opracowane przez rzeczoznawców — prawników.

## Do członków SIMP.

Biorąc pod uwagę zły stan finansowy Stowarzyszeń Naczelna Organizacja Techniczna zwróciła się do Zarządów Głównych Stowarzyszeń branżowych z propozycją podwyższenia miesięcznych składek członkowskich do kwoty zł. 100.

Ponieważ ustalenie wysokości składek członkowskich w myśl Statutu, należy do kompetencji Walnego Zjazdu Delegatów — przeto Zarząd Główny SIMP na plenarnym posiedzeniu w dniu 13 sierpnia br. postanowił zwrócić się z apelem do wszystkich członków Stowarzyszenia o dobrowolne opodatkowanie się kwotą zł. 100 miesięcznie tytułem składki członkowskiej (zamiast dotychczasowej zł. 50), z terminem od 1.IX.1948 r. do Walnego Zjazdu Delegatów, który definitywnie rozstrzygnie kwestię wysokości składek na najbliższą przyszłość.

W wypadku pozytywnego ustosunkowania się do powyższego apelu prosimy o przesłanie deklaracji pod adresem właściwego Oddziału lub Koła terenowego (Członkowie Oddziału Warszawskiego i Poza — Warszawskiego — pod adresem Zarządu Głównego SIMP).

## Apel do członków Oddziału Warszawskiego i Poza-Warszawskiego.

Zarząd Główny SIMP apeluje do wszystkich członków Stowarzyszenia, ażeby zgłosili się do współpracy w poszczególnych Sekcjach i Kółach Fachowych.

Biurowo Zarządu Głównego SIMP — mieszczące się w Domu Technika przy ul. Czackiego 3/5 — czynne jest codziennie w godzinach od 9 do 15 oraz dodatkowo w piątek, środy i piątki od godz. 15 do 18.

Tel. Sekretariatu 8-95-10 do 15 wewnętrzny 4.

Tel. Dyrektora Biura 8-95-10 do 15 wewnętrzny 5.

## TREŚĆ ZESZYTU 9/48

I. ARTYKUŁY OGÓLNE	str.
Prof. dr inż. Eugeniusz Kuczyński — „Obliczanie przekładni kół zębatach metodą wykładników“ . . . . .	329
Inż.-mech. Tadeusz Wiszniewski — „Przyczynki do teorii resorowania wózków, wagonów osobowych“ . . . . .	336
Inż.-mech. Tadeusz Pietrzkiemcz — „Nowości w dziedzinie sprawdzianów“ . . . . .	342
Inż.-mech. Edward Habich — „Sprawność ciągników rolniczych i drogowych“ . . . . .	346
II. PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ	
„Porównanie teorii skrawania, opracowanych przez Merchanta i Zworykina“ . . . . .	349
„Czego wymagać od olejów hydraulicznych“ . . . . .	352
„Ścieranie, wyżarcie (erozja) i żzarcie (korozja) jako rodzaje uszkodzeń powierzchni metali“ . . . . .	356
„Szlifierka do czopów korbowych“ . . . . .	357
„Przyrząd do gięcia rur i prętów“ . . . . .	358
„Horyzonty Techniki“ . . . . .	358
III. WIADOMOŚCI SIMP . . . . .	359

## CONTENTS

## SOMMAIRE

## СОДЕРЖАНИЕ

I. MAIN ARTICLES	I. LES ARTICLES GÉNÉRAUX	I. ГЛАВНЫЕ СТАТИИ
Exponential method of gear ratios calculation . . . . . 329	Méthode exponentielle du calcul des rapports des engrenages . . . . . 329	Разчет передаточных отношений методом показателей 326
Theory of springing of the railway coaches . . . . . 336	Théorie de suspension à ressorts des voitures à voyageurs de chemin de fer . . . . . 336	Теория ресорной подвески пассажирских железнодорожных вагонов . . . . . 336
New gauges . . . . . 342	Calibres nouveaux . . . . . 342	Новые калибры . . . . . 342
Efficiency of agricultural and road tractors . . . . . 346	Rendement des tracteurs agricoles et tracteurs routies 346	Коэффициенты полезного действия дорожных и сельскохозяйственных тракторов . . . . . 346
II. REVIEW OF TECHNICAL PRESS . . . . . 349	II. REVUE DE LA PRESSE TECHNIQUE . . . . . 349	II. ОБЗОР ТЕХНИЧЕСКОЙ ПЕЧАТИ . . . . . 349
III. SIMP NEWS . . . . . 359	III. COMMUNIQUÉS de SIMP 359	III. ЗАЯВЛЕНИЯ SIMP . . . . . 359

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP — Warszawa

Kolegium redakcyjne: Prof. dr inż. Bohdan STEFANOWSKI, inż.-mech. Stanisław KUNSTETTER, inż.-mech. Adam Tadeusz TROSKOLAŃSKI

Redaktor działu odlewniczego: Prof. inż.-mech. Kazimierz GIERDZIEJEWSKI.

Redaktor techniczny: inż. Adam MINCHEJMER.

Redaktor naczelny: Prof. inż. Edmund OSKA.

Redaktor Wiadomości SIMP: Eugeniusz MAŁKIEWICZ Sekretarz Generalny SIMP:

Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Mickiewicza 18.

Redaktor przyjmuje czwartek 9—11 i sobota 14—16.

Administracja czynna poniedziałki, środy i piątki od 9 do 15.

Przedpłata kwartalna 400 zł.

PKO Nr konta I 4665. tel. 8-29-85.

Cena pojedynczego zeszytu 150 zł.