

# PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Ustroje komórkowe, nap. Inż. Antoni Sterling, Bruksela.  
Zasady ustrojów rozrządczych hamulców jednokomorowych o sprężonym powietrzu (c. d.), nap. Dr. Inż. A. Langrod.  
O trudnościach rozwiercania otworów (dok.), nap. Inż. L. Burnat.  
W sprawie zastosowania mieszanek spirytusowych do celów napędowych, napisał Dr. inż. Stanisław Bąkowski.  
Przegląd pism technicznych.

SOMMAIRE:

Les dalles à cellule, par M. Antoine Sterling, Ingénieur civil.  
Principes de la construction des organes de la distribution des freins à air comprimé (suite), par M. A. Langrod, Dr. ès sc. techn.  
Sur les difficultés de l'alésage des ouvertures (suite et fin), par M. L. Burnat, Ingénieur mécanicien.  
Sur l'application des mélanges benzine-alcool aux moteurs d'automobiles, par M. St. Bąkowski, Dr. ès sc. techn.  
Revue documentaire.

## Ustroje komórkowe.

Napisał Inż. Antoni Sterling, Bruksela.

Przy projektowaniu nowoczesnych konstrukcji żelbetowych ujawnia się coraz wyraźniej dążenie do wiązania poszczególnych części składowych w sztywny i jednolity zespół nośny. Tendencji tej zawdzięczamy już cały szereg korzystnych układów „siatkowych”, jak np. stropy kasetonowe, ruszty krzyżowe, pokłady mostowe o sztywnych poprzecznicach i t. p.

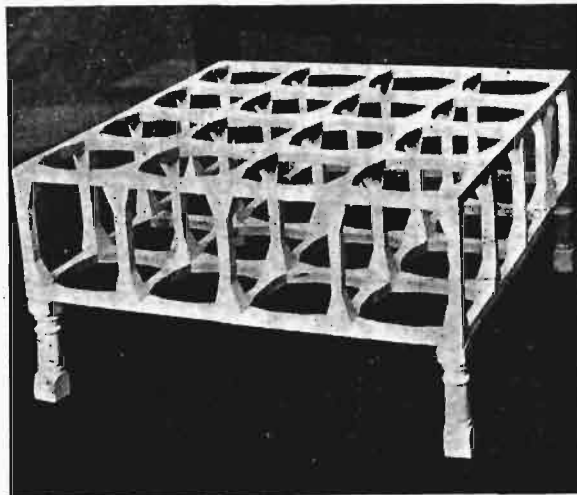
Dotychczasowa praktyka w tej dziedzinie ograniczała się jednak głównie do ustrojów łączących w jednej płaszczyźnie.

W opisanych poniżej konstrukcjach zespoły takie łączą się w układy przestrzenne, nadające się szczególnie do ustrojów o wielkiej rozpiętości lub o znacznym obciążeniu.

Kratownicę przestrzenną, przedstawioną na rysunku 1, otrzymujemy przez połączenie słupkami dwu poziomych rusztów, jak np. stropów żebrowych dwu kolejnych pięter.

Jako zasadniczy element ustroju, rozpatrujemy komórkę ramową (rys. 2a i b). Jeżeli węzły u podstaw i głowic są sztywne (rys. 2a), to za układ zastępczy można przyjąć dwa szeregi kratownic Viendeela, przecinających się pod kątem prostym

i podpartych na obwodzie. Jeśli natomiast u stóp prętów pionowych przyjmujemy przeguby przestrzenne (rys. 2b), to otrzymamy układ kratownic ramowych podpiętych (rys. 6). W kratownicach tego typu dolny pas jest wyłącznie rozciągany (zakładamy tu obciążenie na górnych węzłach). W stropach żelbetowych, żebrowych lub masywnych, sieć, względnie płyta, utworzona przez dolne pasy takiego ustroju, może być uważana za błonę sprężystą, wyprężaną w dwukierunkach.



Rys. 1.  
Model ustroju komórkowego.

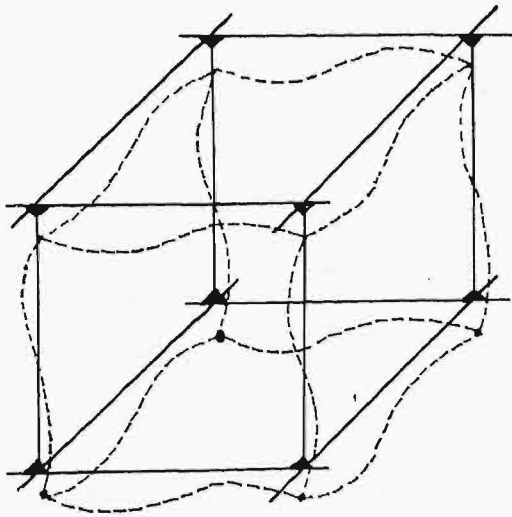
### Obliczenie układu kratowego.

a) Rozkład sił. Rozpatrzmy przedstawiony na rys. 3 układ, utworzony przez 36 komórek kwadratowych. Wymiary w rzucie poziomym:  $18 \times 18$  metrów. Ciężary  $P = 1$  skupione są na górnych węzłach. Moment bezwładności przyjmujemy stały dla wszystkich prętów. Rozwiązanie rozpa-

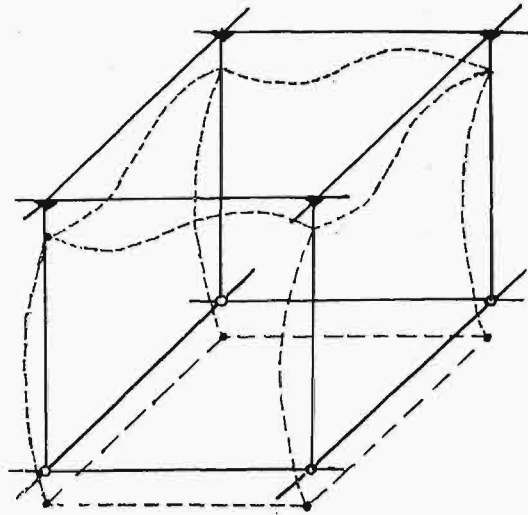
trzywanego zagadnienia wielokrotnie statycznie niewyznaczalnego wymaga rozkładu obciążenia węzłowego na pojedyncze dźwigary płaskie. W danym przypadku, rozkład sił daje się przeprowadzić szybko przybliżoną metodą D a n u s s a \*)

\*) Il Cemento (Turyn) 1911 r.

251/53

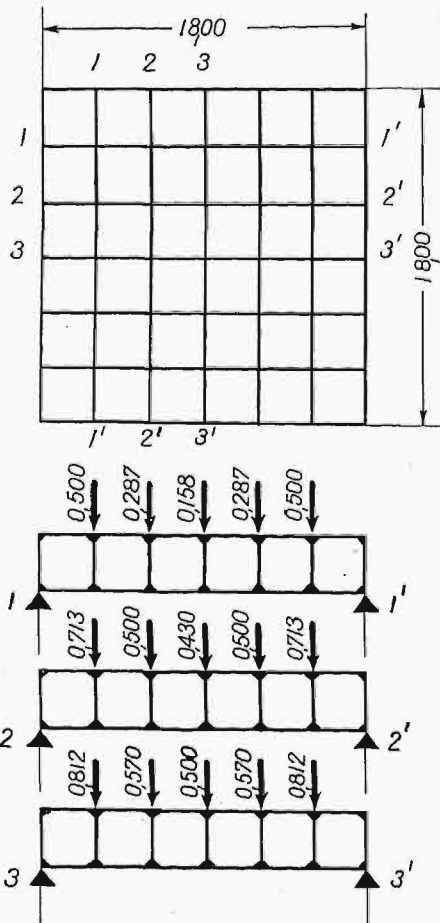


Rys. 2a.  
Komórka o węzłach sztywnych.



Rys. 2b.  
Komórka o dolnych węzłach przegubowych.

stosując zasadę, że ugięcie w rozpatrywanym węźle jest jednakie dla obydwu przecinających się w tym węźle dźwigarów.



Rys. 3.  
Rozkład sił na belki rusztów kwadratowych.

Podajemy poniżej tablice I i II, ilustrujące przybliżony rozkład sił na dźwigary rusztów kwadratowych i prostokątnych, usztywnionych ukośnicami (rys. 3 i 4).

TABELA I.

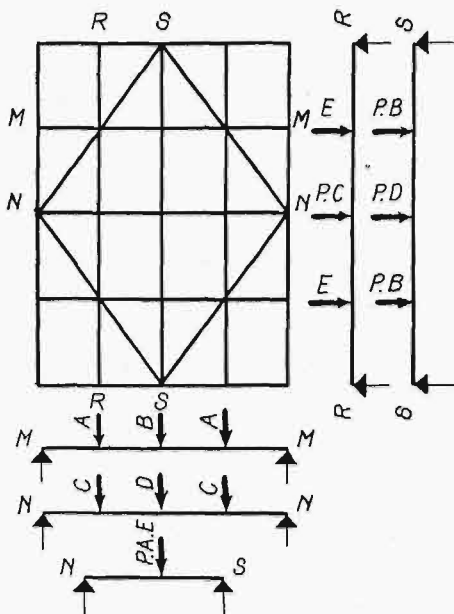
Rozkład sił  $P=1$  na belki rusztu, utworzonego z  $n \times n$  komórek kwadratowych i podpieranego na obwodzie.  
(Rys. 3 podaje jako przykład rozkład sił węzłowych wustrój złożonym z 36 komórek kwadratowych).

$n \times n$	
4	a) 0,500
9	a) 0,500 0,500 b) 0,500 0,500
16	a) 0,500 0,333 0,500 b) 0,667 0,500 0,667 a) 0,500 0,333 0,500
25	a) 0,500 0,281 0,281 0,500 b) 0,719 0,500 0,500 0,719 b) 0,719 0,500 0,500 0,719 a) 0,500 0,281 0,281 0,500
36	a) 0,500 0,287 0,158 0,287 0,500 b) 0,713 0,500 0,430 0,500 0,713 c) 0,842 0,570 0,500 0,570 0,842 b) 0,713 0,500 0,430 0,500 0,713 a) 0,500 0,287 1,158 0,287 0,500
49	a) 0,500 0,210 0,230 0,230 0,210 0,500 b) 0,790 0,500 0,350 0,350 0,500 0,790 c) 0,770 0,650 0,500 0,500 0,650 0,770 c) 0,770 0,650 0,500 0,500 0,650 0,770 b) 0,790 0,500 0,350 0,350 0,500 0,790 a) 0,500 0,211 0,230 0,230 0,210 0,500

TABELA II.

Rozkład sił  $P=1$  na belki rusztu prostokątnego (rys. 4).

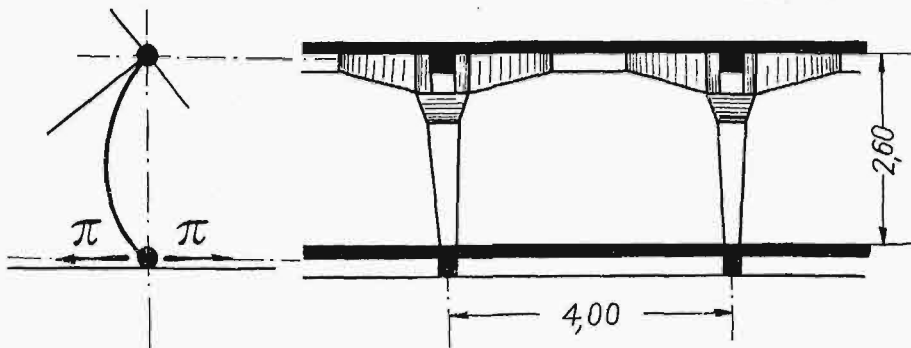
Stosunek boków	Dźwigar	Kierunek poprzeczny	Kierunek podłużny
1	Boczny	-0,085 0,73 -0,085	0,085 0,73 -0,085
	Środkowy	0,27 0,50 0,27	0,27 0,50 0,27
	Ukośny	— 1,17 —	— — —
$\sqrt{2}$	Boczny	0,025 1,0 0,024	-0,12 0,415 -0,12
	Środkowy	0,585 0,64 0,585	0,0 0,36 0,0
	Ukośny	— 1,096 —	— — —
2	Boczny	0,30 1,00 0,30	0,0 0,115 -0,0
	Środkowy	0,885 0,88 0,885	0,0 0,120 0,0
	Ukośny	— 0,7 —	— — —



Rys. 4.

Rozkład sił na belki rusztów prostokątnych z ukośnicami.

b) Obliczenie kratownic płaskich. Siły i momenty wyznaczamy według klasycznej metody Vierendeela. Siłę tnącą poziomą  $\pi$  przyło-



Rys. 6a.

Kratownica ramowa podpięta.

żoną w środku słupka  $r + 1$  oblicza się z ogólnego wzoru:

$$\pi_{r+1} = \pi_r + \frac{6d}{h} \sum_1^r \pi - \frac{6d}{h^2} M_r^{r+1},$$

przyczem  $d = 3,00 \text{ m}$  = odległość między węzłami,

$h = 3,00 \text{ m}$  = wysokość kratownicy,

$M_r^{r+1}$  = moment statyczny dźwigara w środku odcinka  $r - r + 1$ .

Jako przykład, obliczymy siły tnące  $\pi$  dla dźwigara środkowego 3—3' (rys. 3).

$$\pi_1 = \pi_1$$

$$\pi_2 = \pi_1 + 6 \pi_1 - \frac{6 \times 3,0}{3^2} \times 2,493$$

$$\pi_3 = \pi_2 + 6 (\pi_1 + \pi_2) - \frac{6 \times 3,0}{3^2} \times 6,216$$

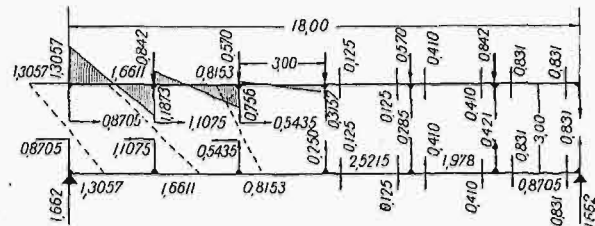
$$\pi_4 = \pi_3 + 6 (\pi_1 + \pi_2 + \pi_3) - \frac{6 \times 3,0}{3^2} \times 7,821.$$

Stąd  $\pi_1 = 0,8705 \text{ t}$ ,  $\pi_2 = 1,1075 \text{ t}$ ,  
 $\pi_3 = 0,5435 \text{ t}$ ,  $\pi_4 = 0$ .

Siły i momenty w prętach możemy więc już wyznaczyć bezpośrednio, z elementarnych reguł statyki. Wyniki obliczenia tego podajemy na rys. 5.

**Przykład liczbowy.**

Ruszty przedstawione na rys. 3 tworzą pokrycie hali o wymiarach  $18 \times 18 \text{ m}$  w planie. Każdy z obydwu stropów żelbetowych obliczony jest na obciążenie  $400 \text{ kg/m}^2$ . Należy wyznaczyć największe siły i momenty w prętach.



Rys. 5.

Siły i momenty w prętach dźwigara 3—3'. (Dolne węzły sztywne).

1) Przeciętny ciężar skupiony w górnym węzle wynosi:

$$\text{płyta } (200 + 400) \times 3,0 \times 3,0 = 5400,0 \text{ kg}$$

$$\text{żebra} \dots 4000,0 \text{ ,,}$$

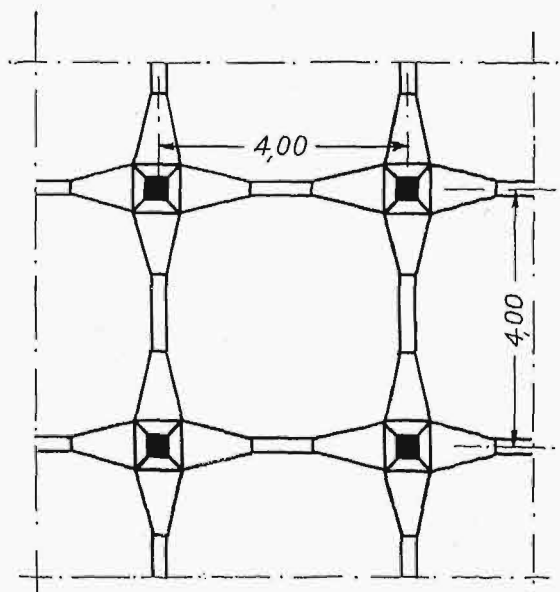
$$\text{słupek (} \frac{1}{2} \text{ długości) } \dots 1100,0 \text{ ,,}$$

$$10500,0 \text{ kg}$$

$$\text{ciężar na dolnym węzle} \dots 10500,0 \text{ ,,}$$

$$21000,0 \text{ kg}$$

Wartości obliczone dla  $P = 1 \text{ t}$  należy więc pomnożyć przez  $21000,0$ .

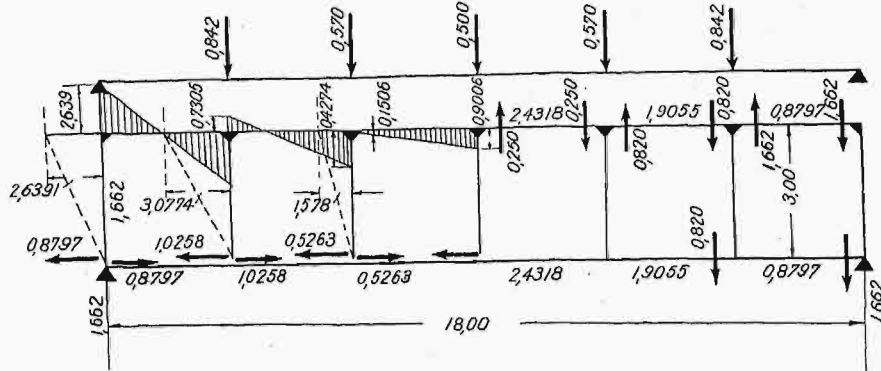


Rys. 6b.

Rzut poziomy kratownicy z rys. 6a.

2) Przez podstawienie odpowiednich wartości liczbowych otrzymujemy:

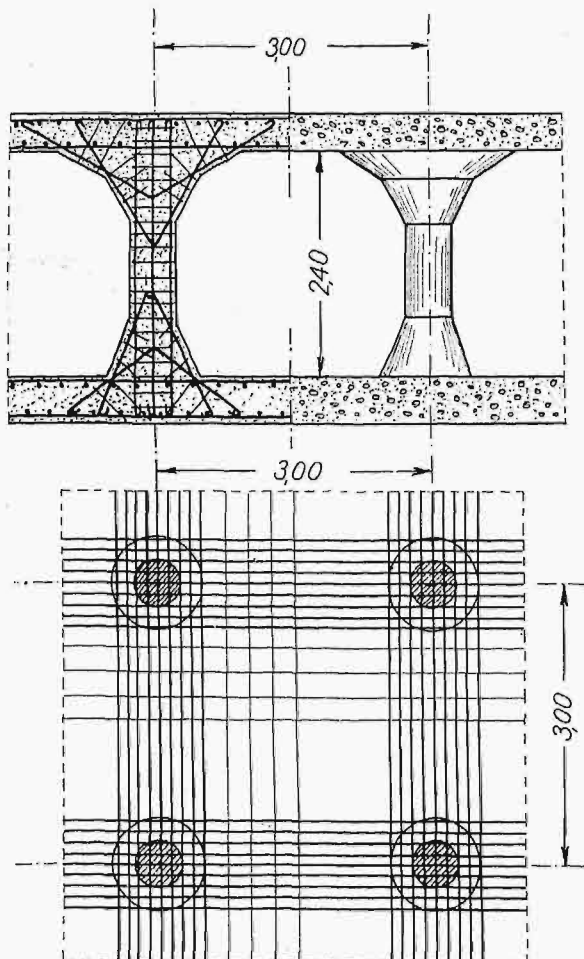
- $\pi_2 = 23,257$  t (siła tnąca w drugim słupku)
- $Q_2 = 17,4$  t ( " " w pasie)
- $V_2 = 8,85$  t (siła osiowa w drugim słupku)
- $N_3 = 52,9$  t (siła osiowa w pasie)
- $M V_2 = 34,9$  tm (moment w drugim słupku)
- $M_{02} = 24,8$  tm (moment w pasie).



Rys. 7. Siły i momenty w prętach dźwigara 3—3'. (Przeguby w dolnych węzłach).

Dodajmy, że ugięcie w środku stropu wynosi około 12 mm, czyli  $\frac{1}{1500}$  rozpiętości.

Z otrzymanych największych wartości liczbowych wynika, że ani siły i momenty, ani ugięcia nie przekraczają granic normalnych, przyjętych w konstrukcjach o średniej rozpiętości.



Rys. 8. Fundamentowe płyty grzybkowe.

W przypadkach, w których szerokie podstawy słupków są niepożądane, projektujemy kratownicę z przegubami w dolnych węzłach (rys. 2b). Dźwigary Vierendeela przechodzą wtedy w kratownice ramowe podpięte (rys. 6). Jak powiedziano wyżej, przy obciążeniu górnych węzłów dolne pasy pracują tu wyłącznie jako rozciągane. Siły tnące  $\pi$ , przyłożone u stóp słupków, wyznacza się ze wzoru:

$$\pi_{r+1} = \pi_r + \frac{3d}{h} \sum_1^r \pi - \frac{3d}{h^1} M_r^{r+1}$$

Wartości  $\pi$  otrzymane z powyższego równania niewiele różnią się od poprzednio otrzymanych. Natomiast, wskutek zdwojonego ramienia, momenty w górnych pasach są tu znacznie większe.

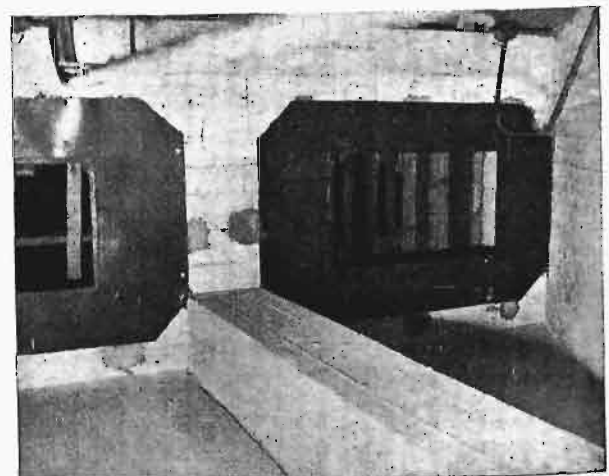
Rys. 7 podaje wartości sił i momentów dla kratownicy środkowej tego typu. Wymiary i obciążenie zachowaliśmy jak w poprzednim przykładzie.

#### Zastosowanie w praktyce.

Kratownice przestrzenne typu (rys. 2a) wykonane zostały po raz pierwszy, według projektu autora, przy budowie Pałacu Sztuk Pięknych w Brukseli.

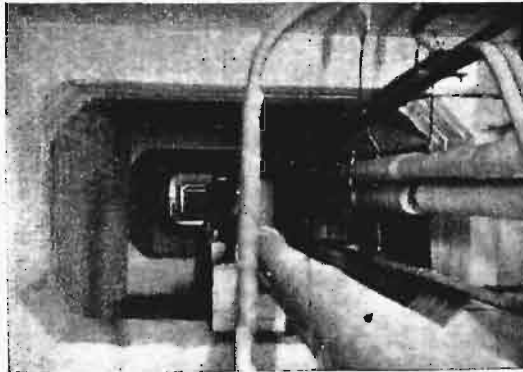
Ustrój przedstawiony na rys. 9 i 10 utworzony został przez połączenie słupkami dwu poziomych stropów żebrowych. Otrzymany w ten sposób szkielet składa się z dwu prostopadłych do siebie szeregów kratownic Vierendeela. Wolna przestrzeń między płaszczyznami pasów służy na komory wentylacyjne; w kierunku podłużnic szkielet został wypełniony ściankami. Rys. 10 przedstawia jedną z komór nad salą muzyki kameralnej.

Podobny ustrój stosowany być może korzystnie przy posadowieniu, jak to przedstawia rys. 8. Płyta posadowa została tu zastąpiona przez dwie cień-



Rys. 9. Strop komórkowy. Górny węzeł sztywny.

sze płyty, połączone słupkami i pracujące jako stropy grzybkowe. Przestrzeń między płytami wyzyskana być może na podziemia. Zalety konstrukcyjne obydwu opisanych powyżej typów kratownic przestrzennych dają się streścić jak następuje:

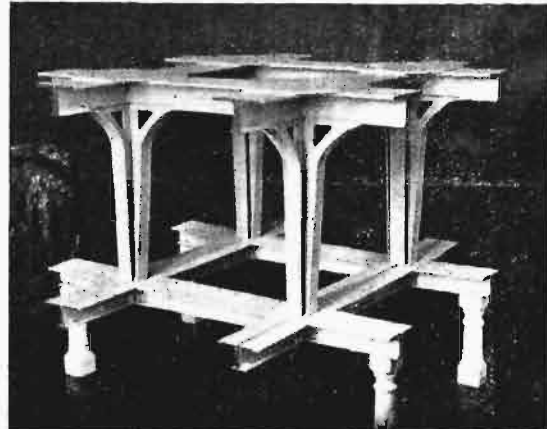


Rys. 10.

Komora wentylacyjna w stropie komórkowym.

2) Możliwość wyzyskania wolnej od przekątni przestrzeni między pasami na lokale pomocnicze lub na komory wentylacyjne.

3) Zmniejszenie ciężaru własnego w stosunku



Rys. 11.

Model komórki ramowej. W dolnych węzłach przeguby.

1) Sztywność ustroju i korzystny rozkład obciążenia skupionego.

do płaskich kratownic trójkątnych lub dźwigarów pełnościennych.

## Zasady ustrojów rozrządczych hamulców jednokomorowych o sprężonym powietrzu<sup>\*)</sup>

Napisał Dr. A. Langrod.

c) Przyrządy uruchamiające, których ruch jest uzależniony od prężności powietrza w cylindrze hamulcowym.

Przyrządy uruchamiające tej grupy można podzielić na 3 zasadnicze typy podług tego, czy siła  $Q_1$ , wywołana drogą pneumatyczną, jest w zluzowanym i naładowanym hamulcu równą, mniejszą lub większą niż siła  $P$ . We wszystkich tych typach, po ustaleniu prężności w przewodzie głównym podczas odhamowywania, siła  $Q_1$  wzrasta ponad siłę  $P$ .

Typ 1. Typowi temu odpowiada w naszym systemie oznaczenia znak

$$c T_2 a + a T_1 d + d T_2 c + c T_2 o.$$

Typ ten zatem posiada 4 tłoki, przyczem przestrzenie oddzielone temi tłokami zawierają powietrze jednego pochodzenia; niema zatem między tłokami ścian oddzielających i dławików. Siła

$$P = a(T_1 - T_2)$$

przeciwdziała siła

$$Q_1 = d(T_1 - T_2) - c T_2.$$

W zluzowanym i naładowanym hamulcu  $a = d$ , a  $c = o$ , zatem

$$P = Q_1 = a(T_1 - T_2).$$

Równanie to jest charakterystyczne dla danego typu. Wskutek właściwości, wyrażonej tem równaniem, typ ten działa ściśle w ten sposób, jak w przykładzie drugim ustępu poprzedniego pokazano.

Typ ten, stanowiący treść angielskiego patentu Humprey'a z roku 1982, nie został dotychczas zastosowany.

Typ 2. Typowi temu odpowiada znak

$$a T_1 d - c T_2 o.$$

W typie tym przestrzeń między tłokami  $T_1$  i  $T_2$  jest przedzielona na dwie części. Ponieważ powietrze w obu częściach jest różnego pochodzenia i różnej prężności, przeto ściana dzieląca obie części musi być szczelna, a trzon tłokowy, przechodzący przez tę ścianę, musi być uszczelniony dławikiem. Ponieważ przekrój trzona tłokowego oznaczamy przez  $l$ , przeto

$$P = a T_1,$$

$$Q_1 = d(T_1 - l) - c(T_2 - l).$$

W zluzowanym i naładowanym hamulcu, t. j. gdy  $a = d$ , a  $c = o$ , mamy

$$P = a T_1$$

$$Q_1 = a(T_1 - l),$$

zatem  $P > Q_1$ .

<sup>\*)</sup> Ciąg dalszy do str. 482 w zesz. 43 — 44 z r. b.

Typ ten był po raz pierwszy zastosowany w zaworach systemu Lipkowskiego. W nowych hamulcach systemu Lipkowskiego niema zbiornika rozrządczego, a prężność  $d$  jest zastąpiona przez prężność  $b$ , t. j. przez prężność powietrza w zbiorniku zapasowym. Znak w ten sposób zmienionego typu jest

$$a T_1 b - c T_2 o.$$

Zastąpienie zbiornika rozrządczego przez zbiornik zapasowy ma znamienne korzyści dla rozrządu przewodu głównego.

Dwa przyrządy uruchamiające typu

$$a T_1 b - c T_2 o$$

zastosował Soulerin w swym złożonym zaworze rozrządczym.

Typ 3. — Typowi temu odpowiada znak

$$d T_1 a - o T_2 c.$$

Tak jak w poprzednim, tak i w tym typie konieczny jest dławik w ścianie dzielącej przestrzeń między tłokami  $T_1$  i  $T_2$ . Siła

$$P = a (T_1 - t)$$

przeciwdziała siła

$$Q_1 = d T_1 - c T_2$$

W zlurowanym i naładowanym hamulcu, t. j. gdy  $a = d$ , a  $c = o$ , mamy

$$P = a (T_1 - t)$$

$$Q_1 = a T_1,$$

zatem  $P > Q_1$ .

Typ ten jest zastosowany w zaworach rozrządczych Bozica i Drollshammera i w zaworze pomocniczym złożonych zaworów rozrządczych Hardy'ego i Hildebrand-Knorr'a. Drollshammer zastąpił pierwotnie działanie powietrza ze zbiornika rozrządczego naciskiem sprężyny, wprowadzając typ o ruchu

$$S T_1 a - o T_2 c.$$

Typ ten jednak nie czyni zadość warunkom U. I. C. Według bowiem tych warunków, hamulec powinien działać bez zarzutu także w przypadkach, gdy prężność robocza, t. j. prężność powietrza w przewodzie głównym w zlurowanym i naładowanym hamulcu, jest w pewnych granicach mniejsza lub większa od prężności normalnej, t. j.  $5 \text{ kg/cm}^2$ . Prężność w zbiorniku rozrządczym zasadniczo równa się prężności roboczej i zmniejsza lub zwiększa się z tą prężnością. Natomiast nacisku sprężyny nie można regulować podczas jazdy stosownie do każdorazowej prężności roboczej. Dlatego typ ten został zaniechany, a hamulec Drollshammera, zatwierdzony przez Związek Międzynarodowy, ma przyrząd uruchamiający typu  $d T_1 a - o T_2 c$ .

We wszystkich powyższych trzech typach tłoki oddzielają przestrzenie, zawierające powietrze o znacznych różnicach prężności. Z tego powodu tłoki muszą być uszczelnione albo kołnierkami skórzanymi albo zapomocą błon. Źródłem nieuszczelnności są również dławiki, konieczne w typach 2 i 3. W typie 1 wprawdzie niema dławików, natomiast typ ten wymaga wielkiej ilości tłoków.

Jeżeli w zlurowanym i naładowanym hamulcu  $Q_1 = P$ , to mamy w tym okresie tę samą sytuację, co w grupie przyrządów uruchamiających, których ruch jest uzależniony od prężności powietrza w zbiorniku zapasowym.

W zlurowanym i naładowanym hamulcu, posiadającym przyrząd uruchamiający typu 2, siła  $Q_1 < P$ , a mianowicie  $P - Q = dt$ . Ta nadwyżka siły  $P$  dociska przyrząd uruchamiający do obudowy zaworu, zwiększa jednak spadek siły  $P$ , a zatem prężności w przewodzie głównym, konieczny do uruchomienia zaworu celem hamowania, t. j. zmniejsza wrażliwość zaworu. Wrażliwość ta może być poprawiona przez zastosowanie sprężyny, naciskającej na przyrząd uruchamiający w kierunku przeciwnym temu, w którym działa prężność powietrza przewodu głównego. Jeżeli nacisk tej sprężyny w chwili, gdy organ rozrządczy znajduje się w położeniu Ik, wynosi  $dt$ , to w zlurowanym i ustalonym hamulcu  $Q_1 = P$ . Typ 2 w powyższy sposób uzupełniony ma znak

$$a T_1 (d + S) - c T_2 o,$$

albo

$$a T_1 - c T_2 (o + S),$$

zależnie od tego, na który tłok działa sprężyna.

Określając nacisk sprężyny, należy uwzględnić, że według 5. warunku U. I. C. hamulec winien pracować bez zarzutu także w przypadkach, gdy prężność robocza jest o  $0,5 \text{ kg/cm}^2$  większą lub mniejszą od normalnej, a nawet hamulec powinien się dać jeszcze uruchomić, gdy prężność ta wynosi  $2 \text{ kg/cm}^2$ . Aby temu warunkowi ściśle zadość uczynić, t. j. aby także w przypadkach, gdy prężność robocza  $= 2 \text{ kg/cm}^2$ , w zlurowanym i naładowanym hamulcu siła  $Q_1$  nie była większą niż  $P$ , nacisk sprężyny na przyrząd uruchamiający, znajdujący się w położeniu Ik, nie powinien być większy niż  $2t \text{ kg}$ , jeżeli  $t$  jest wyrażone w  $\text{cm}^2$ . Uwzględniając wreszcie, że opór ruchu utrudnia niezamierzone zsumienie organu rozrządczego z położenia Ik, nacisk sprężyny w położeniu Ik powinien być  $\leq 2t + R$ .

W zlurowanym i naładowanym hamulcu, posiadającym przyrząd uruchamiający typu 3, siła  $Q_1 = P$ , a mianowicie  $Q_1 - P = dt$ . Jeżeli ta nadwyżka siły  $Q_1$  jest większa niż opór ruchu, to w zlurowanym i naładowanym hamulcu organ rozrządczy nie może być utrzymany w położeniu Ik. Ewentualnie organ rozrządczy przesunie się z położenia Ik jeszcze przed zupełnym odhamowaniem, uniemożliwiając zlurowanie hamulca. Konieczne jest zatem zastosowanie w tym typie przyrządu uruchamiającego sprężyny, naciskającej na ten przyrząd w tym samym kierunku co powietrze z przewodu głównego. Jeżeli nacisk tej sprężyny w chwili, gdy organ rozrządczy zajmuje położenie Ik, wynosi  $dt$ , to w zlurowanym i naładowanym hamulcu  $Q_1 = P$ . Przyrząd uruchamiający, zaopatrzony w powyższą sprężynę, ma znak

$$d T_1 (a + S) - o T_2 c$$

lub

$$d T_1 a - o T_2 (c + S),$$

zależnie od tego, czy sprężyna działa na tłok  $T_1$ , czy  $T_2$ .

Jeżeli nacisk sprężyny jest określony dla największej prężności roboczej, przewidzianej warunkami U. I. C., to gdy prężność robocza jest mniejsza, w zluzowanym i naładowanym hamulcu  $Q_1 < P$ , co jednak nie przeszkadza działaniu zaworu rozrządczego.

### 8. Urządzenia do stopniowego hamowania i odhamowywania.

Aby stopniowe hamowanie i odhamowywanie było możliwe, organ rozrządczy musi czynić zadość dwóm warunkom, wspomnianym już w ustępie 5).

#### Warunek 1.

Stopniowe hamowanie, t. j. przerwa wzrostu siły hamowania, a zatem przerwa dopływu powietrza do cylindra, i stopniowe odhamowywanie, t. j. przerwa zmniejszania się siły hamowania, a zatem przerwa wypływu powietrza z cylindra, następują przez ustalenie prężności w cylindrze, a zatem i siły  $P$ .

Stopniowe hamowanie jest możliwe, jeżeli po ustaleniu prężności w przewodzie głównym

$$Q < P - R,$$

gdyż tylko wówczas organ rozrządczy może przejść z położenia IIIk w położenie II. Temu warunkowi odpowiadają wszystkie wyżej omówione przyrządy uruchamiające bez jakichkolwiek urządzeń dodatkowych.

Stopniowe odhamowywanie jest możliwe, jeżeli po ustaleniu prężności w przewodzie głównym

$$Q > P + R,$$

gdyż tylko wówczas organ rozrządczy może przejść z położenia Ik w położenie II. Temu warunkowi odpowiadają wszystkie wyżej omówione przyrządy, uruchamiające bez jakichkolwiek dodatkowych urządzeń, z wyjątkiem przyrządu typu  $aTb$ .

#### Warunek 2.

Organ rozrządczy, poruszający się w kierunku I, zatrzyma się w położeniu II i zamknie dopływ powietrza do cylindra, a tem samym ustali siłę hamowania, gdy w tem położeniu

$$Q \geq P - R.$$

Organ rozrządczy, poruszający się w kierunku III, zatrzyma się w położeniu II i zamknie wypływ powietrza z cylindra, a tem samym spowoduje przerwę odhamowywania, gdy w tem położeniu

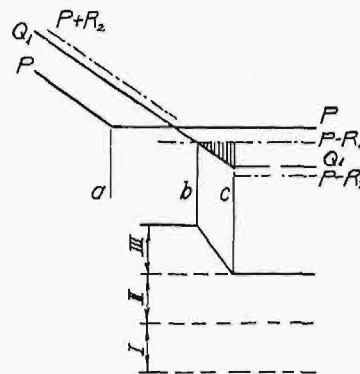
$$Q \leq P + R.$$

Siła  $P$  ma wartość stałą, gdyż, celem przerwy wzrostu siły hamowania lub przerwy odhamowywania, ustalono prężność w przewodzie głównym. Jak zaś z ustępów poprzednich wynika, siła  $Q_1$  ma od początku okresu II również wartość stałą, przyczem od tej chwili podczas hamowania  $P - Q_1$ , a podczas odhamowywania  $Q_1 - P$  mają wartość stałą i największą. Aby zatem organ rozrządczy mógł uczynić zadość warunkowi 2, konieczne jest zastosowa-

nie albo zmiany oporu ruchu, albo dodatkowej siły  $Q_2$ , przyczem  $Q = Q_1 + Q_2$ .

a) Stopniowe hamowanie i odhamowywanie przy pomocy zmiany oporu ruchu.

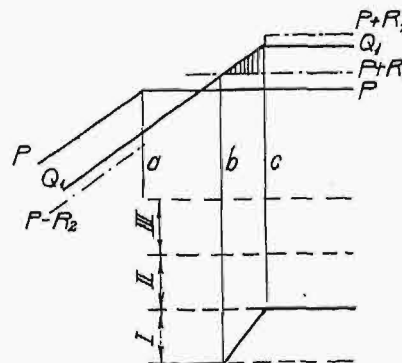
Odnośne przebiegi są przedstawione na rys. 6 i 7.



Rys. 6.

Stopniowe hamowanie (rys. 6).

Opór ruchu organu rozrządczego w okresie III podczas ruchu w kierunku I wynosi  $R_1$ , a z początkiem okresu II wzrasta nagle do  $R_2$ . W chwili  $a$  maszynista ustala prężność w przewodzie głównym, a zatem od tej chwili  $P$  nie ulega zmianie. W tej chwili istnieje okres III rozrządu, a siła  $Q_1$  zmniejsza się nadal, gdyż przepływ powietrza ze zbiornika zapasowego do cylindra hamulcowego nie jest jeszcze przerwany, a zatem wzrost siły hamulcowej trwa nadal. W chwili  $b$  siła  $Q_1 = P - R_1$ . Od tej chwili organ rozrządczy rozpoczyna się poruszać w kierunku I; siła  $Q_1$  zmniejsza się nadal, przyczem siła poruszająca organ rozrządczy, różnica  $P - R_1 - Q_1$ , wzrasta. W chwili  $c$  okres III jest skończony i rozpoczyna się okres II; przepływ powietrza ze zbiornika zapasowego do cylindra hamulcowego jest przerwany, od tej chwili zatem siła  $Q_1$  więcej się nie zmienia. W tej jednak chwili opór ruchu organu rozrządczego zwiększa się z  $R_1$  na  $R_2$ , przyczem  $Q_1 > P - R_2$ , co powoduje zatrzymanie organu rozrządczego.



Rys. 7.

Stopniowe odhamowywanie (rys. 7).

Opór ruchu organu rozrządczego w okresie I podczas ruchu w kierunku III wynosi  $R_1$ , a z po-

czątkiem okresu II wzrasta do  $R_2$ . Z rysunku 7 widzimy, że przed rozpoczęciem okresu II

$$Q_1 > P + R_1,$$

a z rozpoczęciem tego okresu

$$Q_1 < P + R_2.$$

Zmianę oporów ruchu osiąga się przez zastosowanie podwójnych bezpośrednich organów rozrządzących (p. ustęp 9).

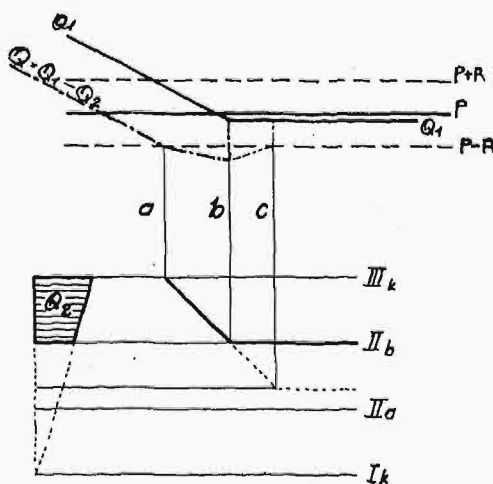
b) Stopniowe hamowanie i odhamowywanie przy pomocy dodatkowej siły.

Aby można było spełnić warunek 2, musi siła dodatkowa zmieniać się podczas ruchu organu rozrządczego w pewien ściśle określony sposób. Dodatkową siłę można osiągnąć przez użycie sprężyn śrubowych lub sprężynujących błon tłokowych, lub też nawet przez sprężone powietrze, działające za pośrednictwem bezpośredniego organu rozrządczego czasowo na przyrząd uruchamiający (Bożic, Drollshammer).

b<sub>1</sub>) Dodatkowa siła działająca w kierunku siły  $P$ .

W tym przypadku mamy  $Q = Q_1 - Q_2$ .

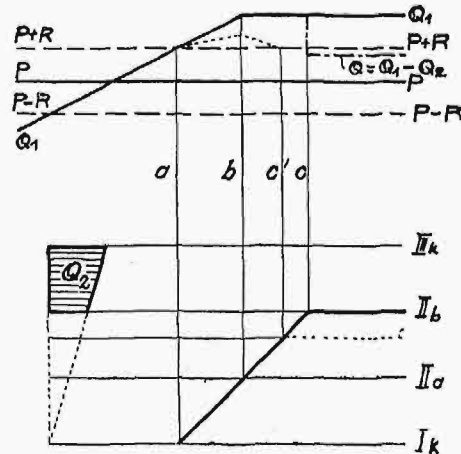
Założmy najpierw, że siła  $Q_2$  działa tylko w okresie III, t. j. od położenia III<sub>k</sub> do położenia II<sub>b</sub>. Rys. 8 przedstawia przebiegi podczas stopniowego hamowania. Organ rozrządczy znajduje się w położeniu III<sub>k</sub>, prężność zaś w przewodzie głównym jest ustalona, a przeto siła  $P$  ma wartość stałą. W chwili  $a$  siła  $Q = Q_1 - Q_2$  osiąga wartość  $P - R$  i organ rozrządczy rozpoczyna się poruszać w kierunku I. Skoro organ rozrządczy osiągnie położenie II<sub>b</sub> (w chwili  $b$ ), siła  $Q_2$  przestaje działać, a ponieważ siła  $Q = Q_1$  jest większa niż  $P - R_1$ , przeto organ rozrządczy zatrzymuje się. Jeżeli siłę  $Q_2$  wytwarza sprężyna, to siła ta zmniejsza się podczas ruchu organu rozrządczego z położenia III<sub>k</sub> do położenia II<sub>b</sub>, gdyż podczas tego ruchu sprężyna się



Rys. 8.

wyciąga, a zatem swój nacisk na organ rozrządczy zmniejsza. W każdym jednak razie sprężyna musi wywierać w położeniu II<sub>b</sub> pewien nacisk początkowy, aby organ rozrządczy mógł wykonać powyższy ruch, jak to uwidoczniła rys. 8.

Rys. 9 przedstawia przebiegi podczas stopniowego odhamowywania. W chwili  $a$  siła  $Q = Q_1$  osiąga wartość  $P + R$ , wskutek czego organ rozrządczy, znajdujący się w położeniu I<sub>k</sub>, zaczyna się poruszać w kierunku III. W chwili  $b$  organ rozrząd-



Rys. 9.

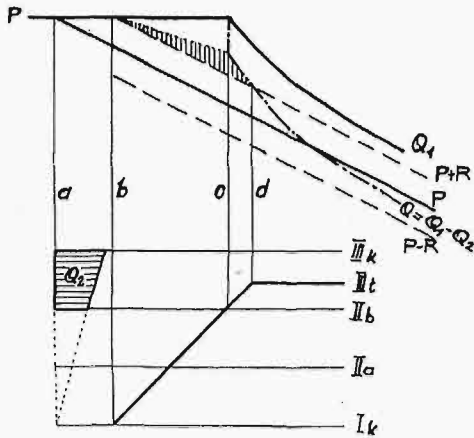
czy osiąga położenie II<sub>a</sub>, a siła  $Q = Q_1$  przestaje się zmieniać. W chwili  $c$  organ rozrządczy osiąga położenie II<sub>b</sub>. W tej chwili rozpoczyna działać siła  $Q_2$ , przyczem siła  $Q = Q_1 = Q_2$  jest mniejsza niż  $P + R$ , wskutek czego organ rozrządczy zatrzymuje się. Jeżeli siłę  $Q_2$  wytwarza sprężyna, to w chwili  $c$  naciska ona na organ rozrządczy swą prężnością początkową. Ponieważ organ rozrządczy w tej chwili przestaje się poruszać, przeto sprężyna nie zwiększa swego nacisku.

Założenie, że siła  $Q_2$  działa tylko w okresie III jest konieczne, jeżeli okresowi II odpowiada tylko jedno położenie organu rozrządczego (Bożic, Drollshammer). Jeżeli natomiast organ rozrządczy podczas okresu II przebywa pewną drogę, to siła  $Q_2$  może działać dłużej, co ze względów konstrukcyjnych może być niekiedy pożądane (Hildebrand-Knorr). W tym jednak przypadku siła  $Q_2$  nie może mieć wartości stałej, lecz musi się zmniejszać podczas ruchu organu rozrządczego w kierunku I, a zwiększać podczas ruchu odwrotnego. W ten sposób zmienia się siła  $Q_2$ , jeżeli wytwarza ją sprężyna, naciskająca na organ rozrządczy w tym samym kierunku, co powietrze z przewodu głównego. W rysunkach 8 i 9 (linjami punktowanymi) są przedstawione przebiegi w przypadku, jeżeli sprężyna działa na organ rozrządczy podczas całego jego ruchu między położeniami krańcowymi i jest zupełnie rozprężona ( $Q_2 = 0$ ) w położeniu I<sub>k</sub>. Organ rozrządczy zatrzymuje się między położeniami II<sub>a</sub> i II<sub>b</sub> podczas hamowania w chwili  $c$ , a podczas odhamowywania w chwili  $c'$ .

Pozostaje jeszcze do zbadania, jak siła  $Q_2$  wpływa na uruchomienie zaworu rozrządczego na początku hamowania i na początku odhamowywania. Ponieważ siła  $Q_2 = 0$ , gdy organ rozrządczy znajduje się w położeniu I<sub>k</sub>, lub siła ta podczas okresu I wcale nie działa na organ rozrządczy, przeto zastosowanie jej nie wpływa na uruchomienie organu rozrządczego na początku hamowania i nie zmienia sytuacji w złuzowanym i naładowanym ha-



mulcu. Natomiast po obniżeniu prężności w przewodzie głównym celem hamowania siła  $Q_2$  może spowodować zatrzymanie organu rozrządczego przed osiągnięciem położenia IIIk, t. j. w położeniu III<sub>2</sub>. Odnośne przebiegi są przedstawione na rys. 10. Z tego powodu siłę  $Q_2$ , działającą w kie-

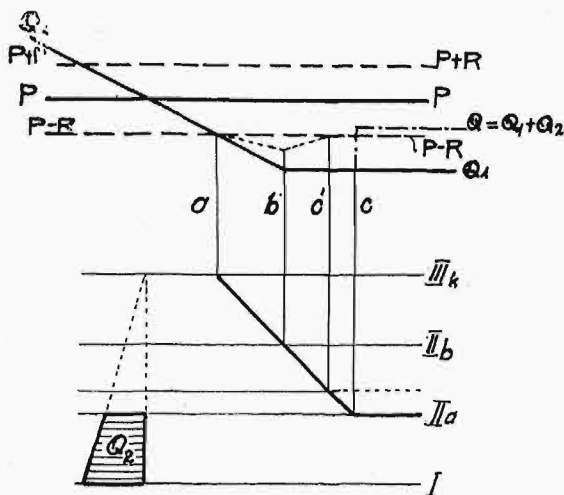


Rys. 10.

runku  $P$ , stosuje się do uniemożliwienia przeskoku z hamowania ruchowego w hamowanie nagłe w zaworach rozrządczych, w których hamowanie nagłe odbywa się na innej zasadzie niż hamowanie ruchowe, np. w zaworach rozrządczych hamulców pociągów osobowych systemu Westinghouse'a.

b<sub>2</sub>) Dodatkowa siła działająca w kierunku przeciwnym niż siła  $P$ .

W tym przypadku mamy  $Q = Q_1 + Q_2$ . Rys. 11 przedstawia przebiegi podczas stopniowego hamowania, a rys. 12 — podczas stopniowego odhamowywania. Jeżeli siła  $Q_2$  działa na organ rozrządczy tylko w okresie I, to organ rozrządczy zatrzymuje się podczas stopniowego hamowania w położeniu



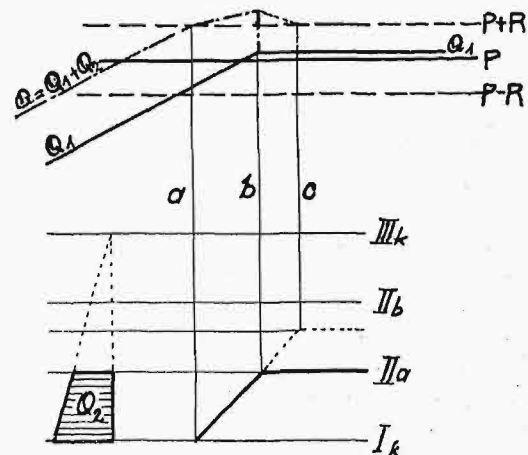
Rys. 11.

IIa w chwili  $c$ , a podczas stopniowego odhamowywania również w położeniu IIa w chwili  $b$ . Jeżeli natomiast siłę  $Q_2$  wytwarza sprężyna, naciskająca na organ rozrządczy we wszystkich okresach, która w położeniu Ik jest najwię-

cej naprężona, a w położeniu III zupełnie rozprężona, to organ rozrządczy zatrzymuje się podczas stopniowego hamowania i odhamowywania w położeniach, leżących między IIa i IIb (linje punktowane).

Porównując rysunki 9 i 12 widzimy, że podczas ruchu organu rozrządczego w pierwszym przypadku siła  $Q_1 > P + R$ , a w drugim  $Q_1 < P + R$ . Przez użycie odpowiednio sztywnej sprężyny można nawet omawianą metodą osiągnąć stopniowe odhamowanie także w przypadku, gdy siła  $Q_1$  nie może przekroczyć wartości siły  $P$ , a zatem gdy zasadniczy przyrząd uruchamiający bez dodatkowych urządzeń nie czyni zadość warunkowi 1 stopniowego odhamowywania. Tę właściwość próbował Knorr w roku 1892 zużytkować do umożliwienia stopniowego odhamowywania przy pomocy zasadniczego przyrządu uruchamiającego typu  $aTb$ . Próba ta jednak nie dała korzystnego wyniku z powodu, który omówimy niżej.

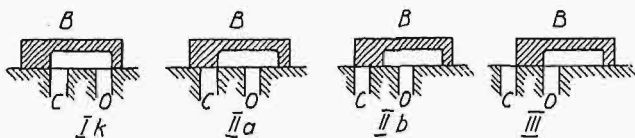
W położeniu Ik siła  $P$  przeciwdziała siła  $Q = Q_1 + Q_2$ , przyczem w tym położeniu  $Q_2$  ma wartość największą. Jak już w ustępie poprzednim zaznaczyliśmy, w zlurowanym i naładowanym hamulcu siła  $Q$  nie może być większą od siły  $P + R$ , w przeciwnym bowiem razie utrzymanie organu rozrządczego w położeniu Ik w zlurowanym i naładowanym hamulcu jest niemożliwe. Zasadniczo powinno być w tym stanie hamulca  $P = Q$ . W organach zatem rozrządczych, w których w zlurowanym i naładowanym hamulcu siła  $Q_1 = P$  lub  $Q_1 > P$ , dodatkowa siła  $Q_2$ , działająca w tym samym kierunku co siła  $Q_1$ , a zatem w przeciwnym kierunku niż siła  $P$ , nie może być zastosowana. Powyżej zatem omówiona metoda może być tylko zastosowana w zaworach rozrządczych, których zasadniczy przyrząd uruchamiający jest typu drugiego tej grupy przyrządów uruchamiających, których ruch jest uzależniony od prężności w cylindrze, a zatem typu  $aT_1 b - cT_2 o$  lub jego odmiany  $aT_1 b - cT_2 o$ .



Rys. 12.

Jak nam wiadomo, w tym typie zasadniczego przyrządu uruchamiającego w zlurowanym i naładowanym hamulcu jest  $Q_1 < P$ , a mianowicie  $P - Q_1 = dt$ . Największą zatem wartość dodatkowej siły  $Q_2$ , t. j. wartość tej siły w położeniu Ik, nie

może być większa niż  $dt$ . Dolną granicę tej siły określa ta okoliczność, że siła ta musi być większą od wzrostu siły  $Q_1$  podczas ruchu organu rozrządczego z położenia  $Ik$  do położenia  $IIa$ , przy czym im większa jest ta siła, tem pewniejsze jest jej działanie.



Rys. 13.

W metodzie poprzednio omówionej, t. j. gdy dodatkowa siła  $Q_2$  działa w tym samym kierunku co siła  $P$ , i tylko w okresie III, siła ta nie ma górnej granicy, jeżeli idzie o stopniowe hamowanie i odhamowywanie. Za wielką jednak siłą  $Q_2$  w tej metodzie utrudnia otwarcie wlotu do cylindra podczas hamowania z wrastającą siłą. W każdym razie siła  $Q_2$  w tej metodzie jest w mniejszej mierze ograniczona, niż gdy siła ta działa w przeciwnym kierunku niż siła  $P$ .

Siłę  $Q_2$ , działającą w kierunku przeciwnym niż siła  $P$ , łącznie z przyrządem uruchamiającym typu  $aT_1, d - cT_2, o$  zastosował Lipkowski w roku 1918, przy czym tłoki  $T_1$  i  $T_2$  były uszczelnione skórzanymi kołnierzami, jednak metodę tę zarzucił. Poprzednio (w roku 1911) i następnie (w roku 1921) zastosował Lipkowski łącznie z przyrządem uruchamiającym typu  $aT_1, b - cT_2, o$  obie powyższe metody jednocześnie. Tłoki bowiem były oparte na błonach płasko napiętych w położeniach środkowych. Błony te zatem wywierały nacisk na organ

rozrządczy w kierunku siły  $P$  w okresie III i w sąsiedniej połowie okresu II, a w kierunku przeciwnym niż siła  $P$  w drugiej połowie okresu II i w okresie I. Stopniowe zatem hamowanie odbywało się metodą opisaną pod  $b_1$ , a stopniowe odhamowywanie metodą ostatnio opisaną ( $b_2$ ).

Ostatnio stosuje Lipkowski przyrząd uruchamiający tego samego typu, t. j.  $aT_1, b - cT_2, o$ , którego tłoki są również oparte na błonach, przy czym błona tłoka  $T_1$  jest w położeniu środkowym płasko napięta. Dodatkowa sprężyna działa na tłok  $T_2$  w kierunku przeciwnym niż siła  $P$ . Sprężyna ta, zwana ustalaczem, zmniejsza zatem siłę  $Q_2$ , wytworzoną przez błonę, w okresie III, a zwiększa w okresie I, tak że mamy tu prawdopodobnie metodę  $b_2$ . Osobne urządzenie, które wchodzi w zakres rozrządu przewodu i przy rozpatrywaniu tego rozrządu będzie omówione, powoduje, że powyższa sprężyna nie naciska na organ rozrządczy w zlużowanym i naładowanym hamulcu i nie przeszkadza zatem w utrzymaniu organu rozrządczego w położeniu  $Ik$  w tym stanie hamulca.

Tylko dłuższa praktyka może wyjaśnić, czy jest dopuszczalne, aby uszczelniające błony gumowe działały także jako sprężyny, a mianowicie, czy zmienne, jakkolwiek nieznaczne, natężenie błon gumowych nie zmniejsza ich trwałości i czy zmiana sztywności gumy z biegiem czasu i w różnych warunkach nie wpływa ujawniej na działanie organu rozrządczego, niż zmiana sztywności sprężyn stalowych. W zaworze pomocniczym Hildebrand-Knorra błony gumowe służą wyłącznie do uszczelnienia i w tym celu są one we wszystkich położeniach na obwodzie wybitnie sfałdowane, a dodatkowe siły wytwarzają sprężyny stalowe.

(d. n.)

## O trudnościach rozwiercania otworów<sup>\*)</sup>.

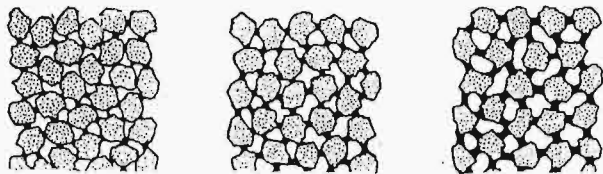
Napisał Inż. Leon Burnat, Poręba.

Uzyskanie wprost ze szlifierki, t. j. bez obciążania, rozwiertaka, który wykona zupełnie gładki otwór, zależy jednak nie tylko od dokładności samej szlifierki, lecz i w bardzo wysokim stopniu od doboru tarczy szmerglowej. Sprawa usunięcia cylindrycznej fazy u rozwiertaków napotyka na podobne trudności, jakie sprawiało szlifowanie gwintowników. Normalne, nie zataczane gwintowniki posiadają również bardzo szeroką fazę, znacznie szerszą niż rozwiertak. Dopiero przez wprowadzenie szlifowania gwintowników można było nadać ostrzom gwintownika kąt przyłożenia oraz uzyskać gładką powierzchnię ostrza, dzięki czemu siła konieczna do obracania gwintownika ogromnie zmalała, a powierzchnia wykonywanego gwintu może być bardzo czystą, nawet przy zmniejszonej ilości normalnie dawniej używanych gwintowników (zamiast trzech numerów na dwa lub nawet jeden). Wyniki te uzyskane być mogły jednak przez szlifowanie

gwintowników na specjalnych, bardzo dokładnych maszynach oraz używanie szczególnie starannie wybranych tarcz szlifierskich. Pod względem możliwości doboru tarcz szlifierskich ma narzędziarz amerykański znacznie łatwiejsze zadanie od swojego kolegi w Europie, gdyż przemysł szmerglowy amerykański przoduje w rozwoju tego działu techniki. Przed dwoma laty wprowadzone zostały na rynek tarcze szmerglowe o ściśle określonej strukturze („controlled structure”), przez fabrykę Norton. Zasada różniczkowania struktury jest bardzo prosta, a jeżeli dotychczas nie była ona uwzględniana, to zapewne tylko dlatego, że przemysł szmerglowy nie umiał praktycznie rozdziału wykonać. Struktura każdej tarczy szmerglowej utworzona jest przez ziarna szmerglu, lepszycze i pory powietrzne. Przy dotychczasowym sposobie oznaczania tarcz szmerglowych oznaczana była wielkość ziarna i twardość lepszycza, natomiast ile ziarn, a więc ile ostrzy było np. w jednym  $cm^3$ , o to nie bardzo się troszczono, mimo iż jest rzeczą jasną,

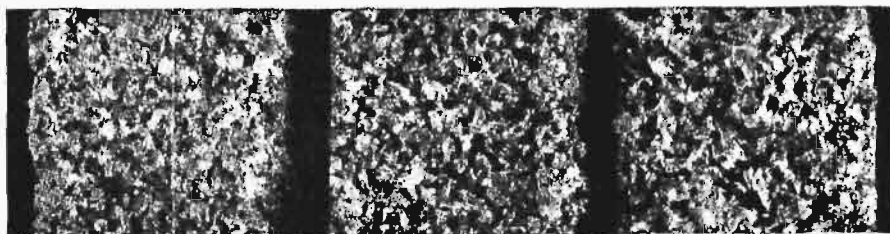
\*) Dokończenie do str. 498 w zesz. 45—46 z r. b.

że ilość tych ziarn musi mieć decydujący wpływ na zdolność pracy tarczy. Rys. 24 i 25 pokazują strukturę trzech różnych tarcz o tej samej twardości i tem samym ziarnie, lecz o różnej strukturze.



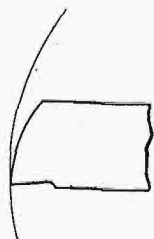
Rys. 24. Schemat układu ziarn trzech różnych tarcz szmerglowych o tej samej twardości i tem samym ziarnie, lecz o różnej strukturze.

Dla oznaczania struktury wprowadzona została numeracja od 0 do 12, przyczem 0 oznacza największą zawartość ziarn, zaś numer 12 — najmniejszą. Dawno odczuwana różnica w pracy różnych tarcz tej samej twardości i o tem samym ziar-



Rys. 25. Rozmaita struktura trzech tarcz (Nr. 3, 5 i 8) o jednakowej twardości.

nie byłaby zatem zupełnie usprawiedliwiona, jeżeli weźmiemy pod uwagę, że w jednym typie tarcz dopatrzone się teraz 12 różnych rodzajów o różnych własnościach skrawania. Dalszą nowością amerykańskiego przemysłu szmerglowego są tarcze



Rys. 26.

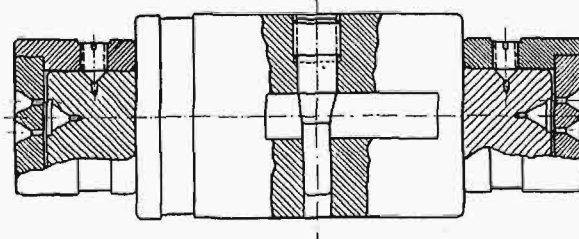
o tak drobnem ziarnie, że można nimi polerować metale, doprowadzając powierzchnię szlifowaną do takiej gładkości, że odbija ona promienie świetlne jak lustro. Przy takiej możliwości doboru tarcz nie można się dziwić, że możliwe jest dokładne i dostatecznie czyste szlifowanie rozwiertaków na maszynie, bez fazy cylindrycznej i bez konieczności ich obciągania.

Rozwiertaki dwunożowe nie posiadają zwykle również fazy, a kąt przyłożenia nadaje im się przez mimośrodkowe zaszlifowanie, jak pokazano na rys. 26. Dla wykonania zaszlifowania zamocowuje się cały blok z nożami w specjalnym wałku, przeznaczonym do ostrzenia, a posiadającym odpowiednie nakiełki do uzyskania mimośrodkowości, rys. 27. Na rys. 28 widzimy takie zaszlifowanie ostrzy rozwiertaka blokowego, umieszczonego na specjalnym wałku.

Ogromny wpływ na ilość otworów wykonanych przez rozwiertak ma jego średnica, która powinna równać się średnicy nominalnej otworu plus około  $\frac{2}{3}$  tolerancji. Stosowanie takiego nadmiaru nad średnicą nominalną zakłada jednak, że rozwiertak będzie prowadzony dokładnie wzdłuż żądanej osi otworu; jeżeli natomiast np. maszyna jest w złym stanie, a nie używa się podatnej oprawki, to rozwiertak z takim nadmiarem robić może za wielkie otwory. Pierścienie nastawcze do rozwiertaków wykonywane są zwykle w ten sposób, że ich wewnętrzna średnica jest równa średnicy nominalnej plus  $\frac{2}{3}$  nadmiaru, wskutek czego nastawiany niemi rozwiertak ma trochę mniejszą średnicę niż wewnętrzna średnica pierścienia, lecz różnicę tę równoważy ta okoliczność, że rozwiertak wykonywa otwór zawsze trochę większy, niż jego własna średnica. Narzędziarz ma zawsze skłonność do obciągania rozwiertaka na zbyt małą średnicę, wskutek

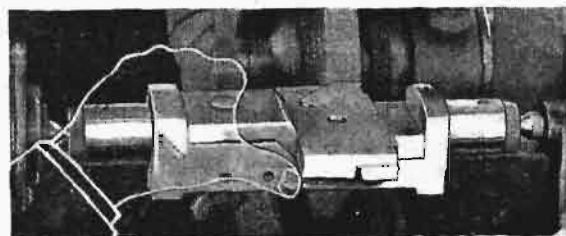
czego już po rozwierceniu niewielu otworów traci on miarę i staje się nieprzydatnym do użytku. Przez staranne dopilnowanie, aby rozwiertaki były szlifowane i obciągane na wspomnianą wyżej średnicę, przez stosowanie dwóch rozwiertaków do każdego otworu, t. j. zdziaraka i gładzika, oraz tro-

skliwe przechowywanie rozwiertaków, wykluczające kaleczenie ostrzy, — uzyskać można ogromne oszczędności na zużyciu rozwiertaków w fabryce, która na sprawy te nie zwracała dostatecznej uwagi. Aby ilość rozwiercanych otworów była jak naj-



Rys. 27.

większą, musi być początkowa średnica rozwiertaka, to znaczy ta, jaka zostaje mu nadana w czasie ostrzenia go i obciągania, możliwie duża, t. j. moż-

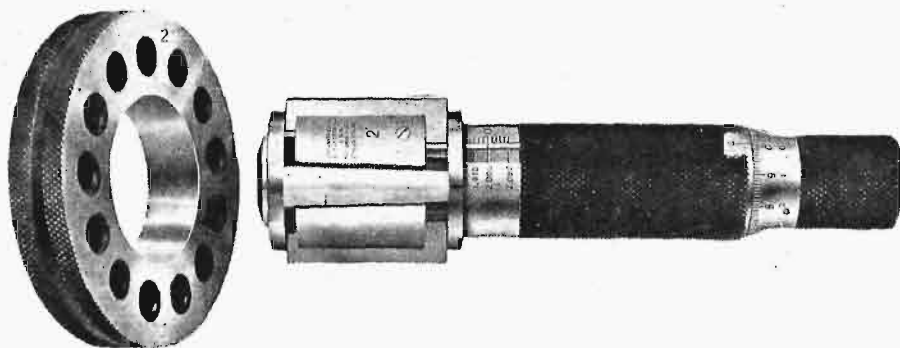


Rys. 28. Zaszlifowywanie ostrzy rozwiertaka blokowego, umieszczonego na specjalnym wałku.

liwie bliska górnej granicy tolerancji otworu. Narzędziarz ma skłonność do nadawania rozwiertakowi średnicy bliższej raczej dolnej niż górnej gra-

nicy tolerancji otworu, gdyż jest on wtedy pewniejszy, że nie będzie musiał tłumaczyć się, dlaczego rozwiertak robi za duże otwory. Takie postawienie

cy, odpowiadającej dolnej granicy tolerancji otworu, oraz występ  $w$ , odpowiadający górnej granicy tolerancji. Według stopnia pochylenia rękojeści sprawdzianu można sądzić o średnicy otworu. Sprawdzian ten nie pozwala wprowadzić na stwierdzenie prostości otworu, jak sprawdzian z przesuwaniem szczękami, pozwala natomiast na skontrolowanie owalności. Do sprawdzania głębokich otworów przewidziane są specjalne uchwyty, pozwalające na pochylanie sprawdzianu wewnątrz otworu, jak to widzimy na rys. 31. Różnej konstrukcji indykatory czujnikowe są również wcale drogiemi

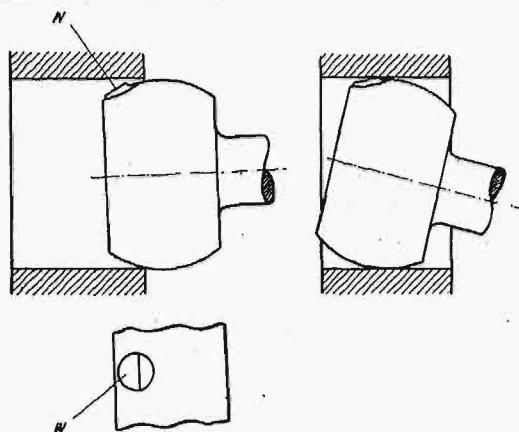


Rys. 29. Sprawdzian pomiarowy (z przesuwaniem szczękami i śrubą mikrometryczną).

sprawy jest wygodne dla narzędziarza, lecz szkodliwe i kosztowne dla fabryki. Przy sądzeniu stanowiska narzędziarza trzeba jednak brać i to pod uwagę, że dzisiejsza pomiarowa technika warszta-

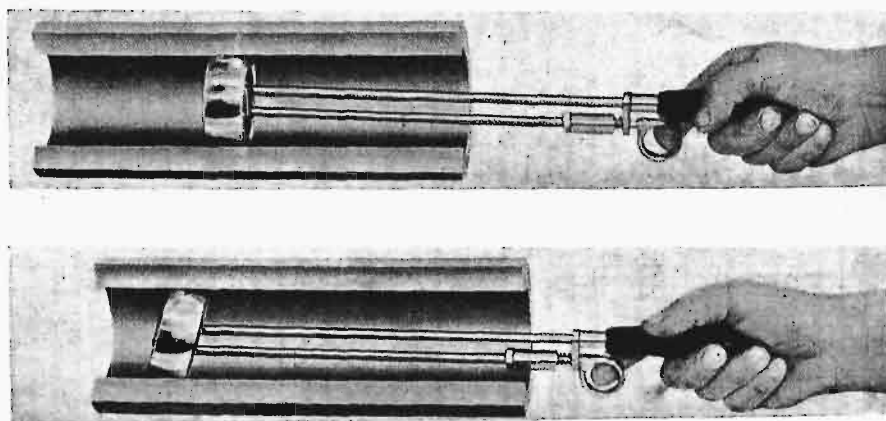
przyrządami i trudniejszymi w użyciu, niż sprawdziany z przesuwaniem szczękami.

Rozwiertaki z wkładanymi nastawnymi nożkami nie są, naogół biorąc, zbyt lubiane w warsztacie; zarzucają im, że są one za słabe, wskutek czego nieraz wyłamują nożyki, oraz skłonne są do drgań, co znowu powoduje niepożądane ślady na powierzchni rozwiercanego otworu. Zarzuty te są do pewnego stopnia słuszne. Że rozwiertaki z wkładanymi nożkami są słabsze niż rozwiertaki stałe, nie ulega wątpliwości, jednak celowo używane mogą doskonale spełniać swoją pracę. Pomiędzy operacjami toczenia i rozwiercania otworu niema często kontroli, wskutek czego dodatek, pozostawiany po toczeniu na rozwiercanie, nie jest systematycznie kontrolowany, lecz całkowicie pozostawiany jest staranności robotnika. Jeżeli robotnik pozostawiać będzie za dużo na rozwiertak, wtedy wyłamać może nie tylko nożyki rozwiertaka nastawnego, lecz nawet i stałego. Najpewniejszym zabezpieczeniem rozwiertaka od przeciążenia jest stosowanie nawiertaków oraz rozwiercanie otworów dwoma rozwiertakami — zdzierakiem i gładzikiem, o czym już mówiliśmy. Co do sposobu umocowania nożyków w kadłubie rozwiertaka, to trzeba przy-



Rys. 30. Sprawdzian „TeBo” firmy SKF.

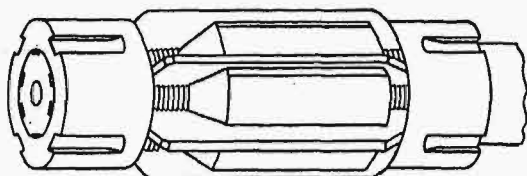
towa nie daje mu takich narzędzi, któreby mógłby on łatwo zmierzyć średnicę rozwiercanego otworu i na jej podstawie oznaczyć największą, dopuszczalną, zewnętrzną średnicę rozwiertaka. Normalnie używane, stałe sprawdziany pozwalają tylko na szacowanie różnic rozwiercanych otworów, zaś sprawdziany takie, jakie przedstawiono na rys. 29, z przesuwaniem szczękami pomiarowymi, są stosunkowo drogie, wskutek czego, zwłaszcza u nas, niełatwo będą mogły się rozpowszechnić. Sprawdziany te posiadają dokładną śrubę mikrometryczną, zaś zasięg pomiaru tylko około 2 mm, lecz w granicach tych pozwalają mierzyć każdą średnicę z dokładnością nawet  $\frac{1}{1000}$  mm. Również niedawno wprowadzony na rynek sprawdzian „TeBo” firmy SKF, przedstawiony na rys. 30, chociaż stały, pozwala jednak na łatwiejsze szacowanie średnicy otworów niż zwykłe sprawdziany stałe. Sprawdzian ten posiada część kulistą o średni-



Rys. 31. Sprawdzanie głębokiego otworu sprawdzianem „TeBo,” przy użyciu specjalnego uchwyty do pochylania części pomiarowej wewnątrz otworu.

znac, że najczęściej w Europie używany sposób, przedstawiony na rys. 32, nie jest bez zarzutu. Dopasowanie szczelne nożyków do rowków nie jest zbyt łatwe, jak również trudno jest przypuszczać,

aby końcowe stożkowe nakrętki jednakowo silnie ścisnęły wszystkie nożyki, wskutek czego już przy trochę większych wiórkach niektóre nożyki, a za nimi i cały rozwiertak, mogą drgać. Konstrukcje rozwiertaków amerykańskich, a także i niektórych europejskich, usuwają tę trudność przez zamoco-



Rys. 32. Normalne umocowanie nożyków nastawnych.

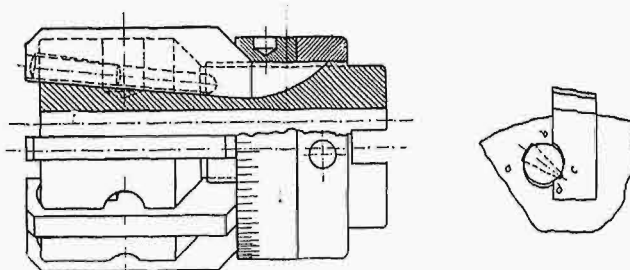
wywanie nożyków w ten sposób, aby były one na całej swojej długości przyciskane do rowka nie tylko ku dołowi, lecz i w bok, przez co otrzymuje się bardzo solidne umocowanie z naprężeniem wstępnym, którego nie posiadają rozwiertaki pokazane na rys. 32. Rozwiertak, przedstawiony na rys. 33, posiada nożyki zamocowane kołkami stożkowymi, które opierając się o kadłub na powierzchni *ab*, zaś o nożyk na powierzchni *cd*, przyciskają nożyk nie tylko do spodu rowka, lecz i do jego bocznej powierzchni, do której w czasie pracy napór wióra przyciska nożyk. Jeszcze solidniejsze umocowanie nożyków przedstawia rys. 34.

Konstrukcje te mają na celu połączenie zalet nastawności takiego rozwiertaka z solidnością rozwiertaka stałego. Również nożyki w rozwiertakach blokowych umocowywane są w ten sposób, aby zapewnione było wstępne naprężenie, uniemożliwiające drganie ich w czasie pracy, jak np. widzimy to na rys. 11 i 35, gdzie nożyk umocowany jest w rowku na „jaskółczy ogon”, zaś skośnie ściętą pochewką *a* dociskany jest do spodniej i bocznej ściany rowka. Rozwiertaki z takimi silnie umocowanymi nożykami nazywa jedna z fabryk amerykańskich „Paradox reamer”, a paradoksalność ich ma polegać na tem, że mimo ich dużej nastawności nie ustępują pod względem wytrzymałości rozwiertakom stałym. Nie posiada takich zalet natomiast rozwiertak przedstawiony na rys. 8, u którego nożyki umocowane są bez jakiegokolwiek naprężenia wstępnego; ponieważ i oba razem nie stanowią jednej całości, zatem znacznie łatwiej mogą wywołać drgania.

Inny sposób usunięcia drgania nożyków widzimy na rys. 36, który przedstawia rozwiertak amerykański do ręcznego osiowego rozwiercania otworów, leżących w jednej osi (line reaming). Nożyki rozwiertaka tego ściśnięte są silnie dwoma pierścieniami miedzianymi *m*, które są rozpychane nożykami przestawianymi obu nakrętkami *n*. Dzięki zastosowaniu takich pierścieni, trzymających nożyki promieniowo, nakrętki *n*, trzymające nożyki tylko osiowo, mogą mieć płaskie powierzchnie przylegania, które jest znacznie łatwiej wykonać dokładnie, niż normalnie używane stożkowe powierzchnie przylegania u rozwiertaków przedstawionych na rys. 32.

Konstrukcje rozwiertaków nastawnych, w których nożyki umocowane są kołkami, czy też wkład-

kami skośnemi, dają umocowanie bardzo solidne, posiadają jednak jedną wadę, mianowicie, ograniczają ilość nożyków, zwłaszcza przy małych śred-



Rys. 33. Umocowanie nożyków kołkami stożkowymi.

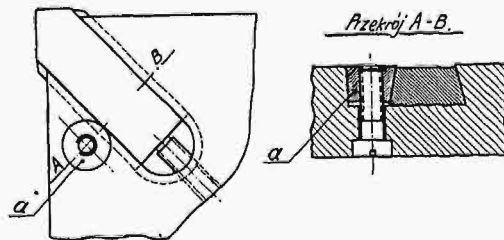
nicach rozwiertaka, gdyż kołki, względnie wkładki, zajmują stosunkowo dużo miejsca. Możliwie duża ilość nożyków jest jednak ważna dla pracy rozwiertaka, gdyż przy większej ilości nożyków rozwiercana powierzchnia będzie gładsza.

Bardzo ciekawe połączenie noży z kadłubem przedstawia rys. 37. Umocowanie takie nie posiada żadnych elementów łączących, a więc żadnych kołków, klinów, czy też śrub; oprócz samego nożyka i korpusu, niema żadnych innych części. Nożyki zaopatrzone są w zazębienia, które wchodzą w takie same zazębienia w korpusie, zaś naprężenie wstępne powstaje przez to, że nożyki są klinowe, wskutek czego przez wbicie ich w kadłub następuje zaklinowanie.



Rys. 34. Umocowanie nożyków wkładkami.

Dla uzyskania żądanej średnicy otworów w różnych materiałach konieczna jest różna średnica zewnętrzna nożyków rozwiertaka, zaś dla uzyskania odpowiedniej gładkości otworu, — i kąta cięcia powinien być dostosowany do materiału; kąt ten ma wpływ i na wielkość średnicy wykonywanego otworu. Jeżeli byśmy w ten sposób postawili sprawę, że zależnie od rodzaju obrabianego

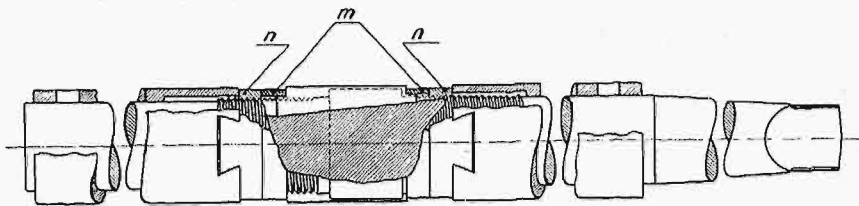


Rys. 35.

Umocowanie nożyka w rowku na „jaskółczy ogon”.

materiału zmieniać będziemy i średnicę zewnętrzną rozwiertaka i kąt cięcia jego noży, doszlibyśmy w praktyce do ogromnej ilości rozwiertaków, trzymanych w narzędziarni. Zasadniczo najczęściej używane materiały podzielić można na ciągłe, jak stale, i na kruche, jak żeliwo, i dla tych dwóch grup trzeba przygotowywać różne rozwiertaki. Rozwiertak, który wykonywa dobry otwór w brzo-

użyty bez zmiany do rozwiercania otworu w żeliwie, dawać będzie otwory za ciasne. W nowoczesnym warsztacie rozwiercanie brązu zostało zastąpione wytaczaniem nożami ze stopów twardych w rodzaju widji lub nożami z djamentem; przy bardzo dużych szybkościach skrawania i minimalnym



Rys. 36. Umocowanie nożyków pierścieniami dociskowemi.

posuwie otrzymuje się w ten sposób bardzo dokładną i gładką obróbkę. Obróbka taka jest tańsza niż rozwiercanie rozwiertakami. Do rozwiercania materiałów ciągliwych, wymagających dokładnie dosłowanego kąta cięcia, wprowadzone zostały rozwiertaki dwunożowe, umożliwiające łatwą i taną zmianę formy ostrza noży. Rozwiertaki te pozwalają na przestrzeganie zasadniczych praw skrawania metali, co u dotychczasowych, normalnie używanych rozwiertaków nie było rzeczą łatwą. Obecnie stosowane rozwiertaki dwunożowe są właściwie powrotem do dawno używanych tak zwanych „łopat”, które używane były z powodzeniem, gdy trzeba było wykonać bardzo dokładny otwór, a posiadały tylko tę wadę, że nie były nastawne, wskutek czego bardzo szybko traciły swoją średnicę.

Nadddatek na obróbkę, pozostawiony dla rozwiertaka, stanowi o dokładności i gładkości rozwiercanego otworu, jak też i o koszcie rozwiercania. Naddatki te, przyjęte pierwotnie przez komitet normalizacyjny niemiecki DIN, przy normalizowaniu średnic nawiertaków, wynoszące 0,3 do 0,4 mm, okazały się w praktyce jeszcze za wielkie, gdyż powodowały częste wyłamywanie ostrzy rozwiertaków. Na żądanie przemysłu naddatki te zostały zmniejszone do 0,2—0,3 mm. Wypadki uszkodzenia rozwiertaków przez lekkomyślne ich używanie do skrawania znacznie za dużych wiórów są bardzo częste w warsztacie. Znam wypadek, w którym rozwiertaki stały tak silnie przeciążano, że nawet normalne oprawki okazały się za słabe, gdyż ich dwa zabieracze obrywały się. Zamiast usunąć istotne przyczyny niszczenia oprawek i rozwiertaków, t. j. nie dozwalać na skrawanie za dużych wiórów, narzędziarnia we własnym zarządzie wykonywała oprawki, w których zabieracze wycinane były mozolnie z pełnego materiału, przez co i prawidłowe zdejmowanie rozwiertaka z oprawki przez skręcanie nakrętki zostało uniemożliwione. Najlepszym sposobem zabezpieczenia się od przeciążania rozwiertaków i powodowania przez to nadmiernych kosztów rozwiercania jest stosowanie dwóch rozwiertaków, o czym już wyżej wspomiano.

Rodzaj smarowania ma także znaczny wpływ na średnicę, jaką można wykonać danym rozwiertakiem. Każdy szabrownik wie, że żeliwo pokryte olejem znacznie trudniej jest szabrować niż żeliwo suche, gdyż szaber, zamiast skrawać wiórek,

ześlizgiwać się może po obrabianej powierzchni. To samo zjawisko występuje i przy rozwiercaniu; otwór rozwiercany na sucho będzie miał zawsze większą średnicę, niż otwór wykonywany rozwiertakiem smarowanym olejem w czasie pracy. Rozwiertak smarowany emulsją daje natomiast, wbrew logicznemu rozumowaniu, otwór mniejszy, niż rozwiertak smarowany olejem, co tłumaczone bywa działaniem sił międzycząsteczkowych, powierzchniowych. Ponieważ przy smarowaniu emulsją średnica otrzymanego otworu jest najmniejszą, wskutek tego przy używaniu rozwiertaków z fazą cylindrycz-

ną otrzymuje się największe tarcie tej fazy o ścianę otworu, a przez to i lepsze wygładzenie otworu, niż przy pracy na sucho lub smarowaniu olejem. Zapomocą zmiany rodzaju cieczy smarującej można więc zmieniać średnicę rozwiercanego otworu, czyli np. za małym rozwiertakiem wykonać odpowiedni otwór. Jednak kombinacje takie są możliwe tylko do pewnych granic, gdyż od rodzaju smarowania zależy nie tylko wielkość średnicy, lecz i gładkość powierzchni otworu.

Warto zwrócić uwagę jeszcze na jedną, pozornie drobną rzecz, mającą jednak decydujące znaczenie dla kosztów rozwiercania, a mianowicie, przechowywanie rozwiertaków. Rozwiertak, jeżeli ma dawać czysty, gładki otwór, musi posiadać ostrza bezwzględnie równe i gładkie, bez jakichkolwiek wyszczerbień. Każde, nawet stosunkowo lekkie uderzenie spowodować może drob-



Rys. 37. Umocowanie nożyków zapomocą zazębień (bez żadnych części dodatkowych).

ne wyszczerbienie ostrza, a wskutek tego i konieczność ponownego ostrzenia rozwiertaka. Jeżeli każdy rozwiertak ochronimy tubką tekturową lub skórzaną, bez której narzędziarnia nie będzie ani wydawać ani przyjmować rozwiertaków, będą one znacznie lepiej konserwowane, a koszty utrzymania ich znacznie się zmniejszą. W naszych warunkach ochroniacz taki ma i znaczenie wychowawcze, gdyż robotnik, widząc, że fabryka sama stara

się o dobre utrzymanie rozwiertaków, będzie również obchodził się z nimi odpowiednio.

Wpływ zdolności i wprawy robotnika na wynik rozwiercania jest znacznie większy niż przy wykonywaniu wielu innych czynności warsztatowych. Robotnik doświadczony może i na stosunkowo złej maszynie wykonać prawidłowe rozwiercanie otworu, np. przez lekkie zwolnienie uchwytu, przedmiotu obrabianego, wskutek czego uzyskuje on to samo, co przy stosowaniu oprawki podatnej, z tą różnicą, że nie rozwiertak do przedmiotu, lecz przedmiot do ruchu rozwiertaka może się dostosować; naturalnie dobry wynik można w ten sposób otrzymać tylko przy bardzo małych przestawieniach osi rozwiertaka i wrzeczona maszyny. Przy użyciu podatnej oprawki dobre wprowadzenie rozwiertaka w otwór zależne jest również od wprawy robotnika. Złe wprowadzenie rozwiertaka, mimo podatności oprawki, spowoduje stożkowe rozszerzenie otworu rozwiercanego, o którym już wspominaliśmy. Niejednokrotnie i w sprawie właściwego smarowania rozwiertaka w czasie pra-

cy inicjatywa wychodzić musi od robotnika, a — jak mówiliśmy — odpowiednie smarowanie ma znaczny wpływ na wynik rozwiercania. Ogólnie biorąc, rola robotnika przy rozwiercaniu jest bardzo poważna (z wyjątkiem może masowej produkcji), zatem odpowiednie wykształcenie go ma wpływ decydujący na koszty i jakość rozwiercania.

Na zakończenie powracam do tematu, poruszonego na wstępie niniejszego artykułu, t. j. do wartości rozwiercania wogóle. Jak widzieliśmy, rozwiercanie jest obróbką bardzo trudną i, zależnie od jego ujęcia w warsztacie, otrzymać można bardzo różne wyniki tak odnośnie do jakości wykończenia, jak i kosztów rozwiercania. Rozwiercanie jest operacją tak bardzo charakterystyczną, że można je używać z dużym stopniem pewności jako kryterjum do oszacowania wartości metod pracy w danej fabryce; dla szybkiego poznania tych metod wystarczy obejrzeć kilkanaście rozwierconych na gotowo otworów, a powiedzą one znacznie więcej niż powierzchowne zwiedzenie warsztatu i narzędziarni.

## W sprawie zastosowania mieszanek spirytusowych do celów napędowych.

*Napisał Dr. Inż. Stanisław Bąkowski.*

W sierpniowym i wrześniowym numerach „Przemysłu Naftowego” ukazał się szereg artykułów p. inż. St. Zarzeckiego, zatytułowanych: „Problem spirytusowych mieszanek napędowych w Polsce”. W artykułach tych autor omawia zagadnienie stosowania alkoholu, bądź to w postaci spirytusu jako takiego, bądź w postaci mieszanek z innymi paliwami, rozpatrując je z punktu widzenia gospodarczego, jak i technicznego. Na podstawie swoich rozważań dochodzi do wniosku, że zarówno z jednego, jak i z drugiego punktu widzenia, wprowadzenie spirytusu do napędu silników spalinowych, a w szczególności przymusowego mieszania z paliwami ciekłymi, jest niecelowe. Pomijając narazie ekonomiczną stronę zagadnienia, chciałbym poruszyć w pierwszym rzędzie sprawy techniczne, które w wyżej wymienionych artykułach zostały przedstawione zbyt jednostronnie, a w kilku punktach nawet nieściśle, przez co stwarza się pozory, że spirytusowe mieszanek napędowe nie mogą dorównać pod względem swych własności motorycznych benzynie.

Jednym z głównych zarzutów, wysuwanych przeciwko stosowaniu alkoholu jako środka napędowego, jest jego niska stosunkowo wartość opałowa. W istocie wartość ta nie jest tak niska, jeżeli wziąć pod uwagę, że dochodzi tu jeszcze ciepło parowania, pobierane przez paliwo zzewnątrz podczas karburacji; ciepło to jest trzykrotnie większe dla alkoholu niż dla benzyny. Wobec tego użyteczna wartość opałowa spirytusu bezwodnego wynosi nie 66,2%, lecz około 68% wartości opałowej benzyny.

W związku z wartością opałową paliwa stoi rozchód jego na jednostkę pracy. Ponieważ termodynamiczny spójczynnik wykorzystania ciepła w silniku spalinowym nie zależy od rodzaju paliwa, a jedynie od stopnia sprężania, rozchód spirytusu, względnie mieszanek spirytusowej, powinien być odwrotnie proporcjonalny do jej wartości opałowej, zatem wyższy, niż rozchód benzyny. W praktyce, głównie wskutek lepszego i doskonalszego spalania alkoholu, rozchód mieszanek, zawierającej około 20% spirytusu, nie tylko nie jest większy, lecz przeciwnie, częstokroć o kilka procent mniejszy od rozchodu benzyny. Fakt ten stwierdzono zarówno podczas prób na raidach drogowych, jak również na podstawie doświadczeń z silnikami stojącymi, gdzie moc silnika i rozchód paliwa mogły być dokładnie zmierzone<sup>1)</sup>. Wszystkie więc wnioski, dotyczące powiększenia rozchodu paliwa i podwyższenia kosztów eksploatacji samochodu, naskutek zastąpienia benzyny przez mieszanek spirytusowe, należy uważać za nieuzasadnione.

Jako druga ujemna właściwość spirytusu, przytaczane jest jego wysokie ciepło parowania, wskutek czego podczas karburacji w gaźniku albo część paliwa nie zostaje odparowana i dostaje się w postaci cieczy do cylindrów, gdzie nie ulega spaleni, albo też trzeba stosować dodatkowe podgrzewanie powietrza. Zarzut ten mógłby dotyczyć najwyżej

<sup>1)</sup> Patrz B. Stefanowski: „Rola alkoholu w mieszanekach napędowych do silników spalinowych”, „Przebieg Techniczny”, 71, 445 (1932).

czystego spirytusu, lub mieszanek bardzo bogatych w spirytus. W mieszanekach o średniej zawartości alkoholu ten ostatni raczej sprzyja dokładnemu odparowaniu wysokowrzących i trudnolotnych składników benzyny. Poza to, dzięki silnemu chłodzeniu gaźnika przez parujący spirytus, temperatura wchodzącego powietrza zostaje obniżona, zmniejsza się jego objętość właściwa, wypełnienie cylindrów jest dokładniejsze, co pozwala na osiągnięcie większej mocy maksymalnej silnika.

Tem się tłumaczy dobrze wyniki, osiągane dzięki zastosowaniu mieszanek spirytusowych na raidach i wyścigach samochodowych.

Najmniej może szczęśliwym argumentem, wysuwany przeciwko spirytusowi, jest podkreślanie jego własności korodujących. Spaliny alkoholu zawierają wprawdzie ślady aldehydu i kwasu octowego, jednak ich oddziaływanie na ścianki cylindrów i rurę wydechową wydaje się bardzo problematyczne. Nie zawiera natomiast spirytus wcale kwasów mineralnych, pozostających niekiedy po rafinacji w benzynie i benzolu, ani, co najważniejsze, siarki. Minimalne, bo dochodzące do kilku tysięcznych procentu ilości t. zw. siarki czynnej działają nadzwyczaj szkodliwie nie tylko na części samego silnika, lecz również na ścianki zbiorników, przewody doprowadzające paliwo i części gaźnika. Zamiast powstającego z alkoholu kwasu octowego, powstaje przy jej spalaniu dwutlenek siarki i kwas siarkowy, stołkroć szkodliwszy, jeśli chodzi o korozję, od kwasu octowego.

Przy stosowaniu spirytusu uwodnionego do sporządzania mieszanek z benzyną wprowadza się niekiedy dodatkowy składnik, mający na celu zapewnienie fizycznej jednorodności mieszaniny, t. zw. homogenizator. Dobry pod tym względem okazał się m. in. benzol, którego cena jest tego samego rzędu, co benzyny. Argument więc jakoby t. zw. homogenizatory podnosiły koszt paliwa jest nieuzasadniony.

Jedną z głównych zalet spirytusu, jako paliwa samochodowego, są jego własności przeciwstukowe. Cała powódź patentów, zgłoszonych na różne środki przeciwstukowe, jak również próby i badania, podjęte w tej dziedzinie na szeroką skalę, szczególnie w Niemczech i Ameryce, wskazują z jednej strony na aktualność zagadnienia, z drugiej zaś na to, że sprawa wynalezienia benzyny, wytrzymującej bez detonacji większe sprężanie w silniku, jest daleka od rozwiązania. Środki tego rodzaju, jak czteroetyłek ołowiu, który jest trujący i którego stosowanie zostało np. w Niemczech zabronione, lub karbonylki żelaza, które pozostawiają osady na ściankach cylindrów, nie znalazły szerszego zastosowania. Rozwiązaniem najprostszym i najtańszym jest poprostu dodatek do benzyny benzolu, a przede wszystkim spirytusu.

Jakkolwiek w kursujących obecnie samochodach o niskim stopniu sprężania sprawność termodynamiczna przez zastąpienie benzyny mieszaną niewiele da się powiększyć<sup>2)</sup>, istniejąca ogólnie ten-

dencja, szczególnie w Niemczech, do przechodzenia na silniki o coraz większym sprężaniu stanowczo przemawia za porzuceniem nieodpowiedniej do takich silników benzyny, a przejściem na mieszanki spirytusowe. Należy tu zaznaczyć, że powiększenie sprężania, a co za tem idzie, powiększenie współczynnika wykorzystania ciepła w silniku, niekoniecznie wymaga całkowitej jego przebudowy i częstokroć wystarczy wprowadzenie niewielkich i łatwych do uskutecznienia zmian konstrukcyjnych w istniejących już typach<sup>3)</sup>.

Jednym z dalszych zarzutów, często wysuwanych przeciwko mieszanom, jest ich rzekoma nietrwałość, t. j. skłonność do rozdzielania się, bądź samorzutnego, bądź pod wpływem wilgoci zawartej w powietrzu, na poszczególne składniki, ściśle mówiąc do rozwarstwiania się. Zarzut dotyczący higroskopijności mieszanek jest o tyle niesłuszny, że spirytus w mieszaninie z benzyną traci swe zdolności chłonięcia wody. Z drugiej strony, wiadomo, że pewna ilość wody, która może spowodować rozdział mieszanki, wynosi np. dla monopoliny, zawierającej 20% alkoholu i 80% benzyny, w 15° C około 1%, licząc na objętość mieszanki. Ilość ta jest znaczna, i trudno sobie wyobrazić, żeby np. do zbiornika samochodowego 25-ciolitrowego mogło się dostać „przypadkiem” 1/4 litra wody.

Gorzej znacznie przedstawia się ta sama sprawa z czystą benzyną. Tutaj już drobne ilości wody, w benzynie nierozpuszczalnej, dostawszy się do gaźnika, będą wywoływały zakłócenia w karburacji i mogą spowodować nawet zatrzymanie silnika.

Z powodu gwałtownego parowania cieczy w gaźniku następuje silne jego oziębienie, wskutek czego, zwłaszcza w porze zimowej, karburator pokrywa się szronem. Zewnętrzna warstwa szronu nie jest szkodliwa, natomiast tworzenie się kryształków lodu wewnątrz powoduje zatykanie się dysz i może zatamować dopływ paliwa. Wypadki tego rodzaju, często zachodzące i możliwe przy napędzie benzynowym, nie zdarzają się przy napędzie samochodu mieszaną spirytusową, w której ślady wilgoci, powodującej oszronienie, z łatwością się rozpuszczają.

Mieszanki o małej zawartości spirytusu (np. 5—10%) trudniej rozpuszczają wodę, która, dostawszy się do zbiornika z mieszaną, nie powoduje jej natychmiastowego wyraźnego rozwarstwienia, lecz opada na dno. Mieszanki tego rodzaju nie są więc pod tym względem ani lepsze ani gorsze od benzyny.

Oparte na nieporozumieniu jest twierdzenie, że mieszanki, zawierające mniej niż 20% spirytusu, są nietrwałe, gdyż np. „benzyna powoduje ich rozkład”. Ponieważ alkohol bezwodny nawet w bardzo niskich temperaturach w dowolnych stosunkach miesza się z benzyną, dodatek jej nie może spowodować rozwarstwienia mieszanki.

Przechodząc wreszcie do omówienia wpływu, jaki ma zastosowanie spirytusu na zużycie smarów w samochodzie, należy przypomnieć, że główną rolę grają w tym wypadku ciężkie i trudnolotne skład-

<sup>2)</sup> B. Stefanowski: „Rola alkoholu...”, *Przeł. Techn.*, 71, 445 (1932).

<sup>3)</sup> Np. zastosowanie t. zw. głowicy B w silnikach Forda.



niki, zawarte w benzynie<sup>4)</sup>. Składniki te, nie ulegając całkowitemu odparowaniu i spalaniu w cylindrze, przedostają się do karteru i powodują stopniowe rozcieńczenie smaru, który musi być na skutek tego często zmieniany. Próby zastosowania surówki do napędu traktorów wykazały, że spirytus, który ma niską temperaturę wrzenia i nie miesza się z ciężkimi olejami, nie tylko nie wpływa na powiększenie zużycia smaru, lecz przeciwnie — pozwala na znaczne oszczędności i pokrycie ewentualnej różnicy kosztów przy napędzie surówką i naftą<sup>5)</sup>.

Reasumując to, co było wyżej powiedziane, dochodzimy do następujących wniosków, dotyczących zastosowania spirytusu i mieszanek spirytusowych do napędu silników samochodowych:

1) Mieszanki spirytusowe, zawierające 20 do

<sup>4)</sup> W. Steinitz: „Betriebsstörungen an Kraftwagen und ihr Zusammenhang mit den Betriebsstoffen“ „Petroleum, Motorenbetrieb und Maschinenschmierung“ 26, Nr. 11, str. 12 (1930).

<sup>5)</sup> Wykazały to próby, wykonane w Politechnice Warszawskiej z silnikami „Deering” i „Fordson”.

30% alkoholu, są równie ekonomiczne, lub ekonomiczniejsze od benzyny, jeśli chodzi o ich rozchód w silnikach samochodowych, nawet niskoprężnych.

2) Przy nieznacznym powiększeniu sprężania, co w niektórych typach wozów da się łatwo uskutecznić, rozchód paliwa spirytusowego na jednostkę pracy można jeszcze znacznie obniżyć.

3) Spirytus nie zawiera siarki, ani innych składników szkodliwych, które powodują korozję zbiorników lub części silnika.

4) Spirytus posiada wybitne własności przeciwstukowe, w przeciwieństwie do benzyny, która dlatego nie może być stosowana do silników o wyższym stopniu sprężania.

5) Mieszanki spirytusowe, szczególnie o większej zawartości alkoholu, nie tylko nie ulegają łatwo rozwarstwieniu, lecz przeciwnie, rozpuszczają z łatwością drobne ilości wody, której zawartość w benzynie jest bardzo szkodliwa.

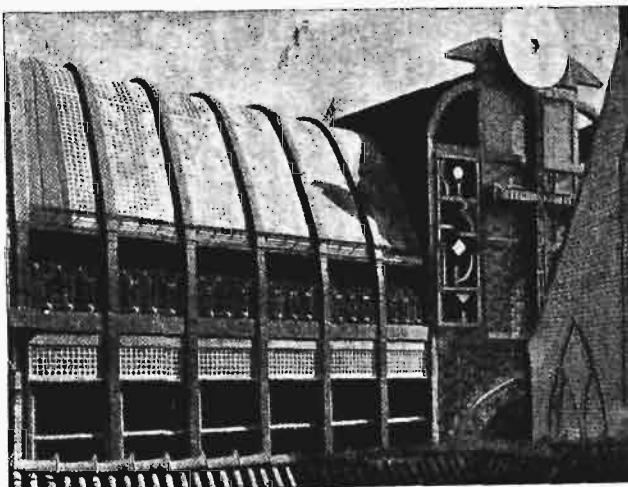
6) Mieszanki sporządzone z alkoholu bezwodnego mieszają się w każdym dowolnym stosunku z benzyną, nie podlegając przytem rozdzielaniu na warstwy.

## PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

### BUDOWNICTWO.

#### Budowle monolitowe ze szkła, żelaza i betonu.

W ostatnich czasach wykonano bardzo wiele budowli żelbetowych z zabetonowanymi elementami szklanymi<sup>1)</sup>. Na wyróżnienie zasługuje gmach „Atlanta” w Bremie, w którym

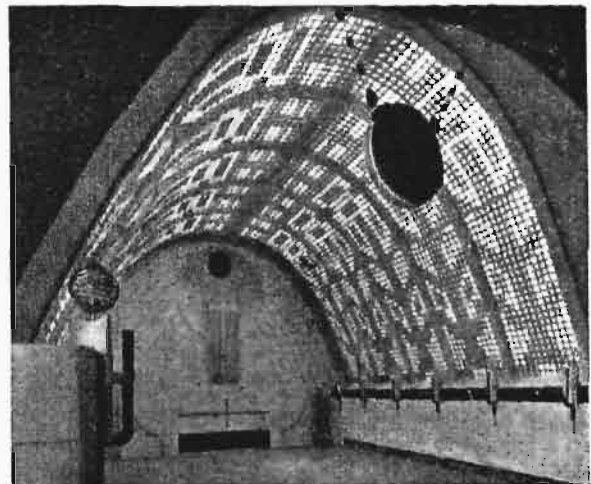


Rys. 1. Widok zewnętrzny stropu żelbetowo-szklanego.

mieszczą się lokale klubowe, muzeum oraz różne instytucje biurowe. Sala muzealna o szerokości w świetle 11 m prze-

kryta jest stropem żelbetowo-szklanym o grubości 8 cm, rozpiętym na ramownicach w rozstępach co 2,01 m (rys. 1, 2 i 3). Elementy szklane zabetonowane w stropie są okrągłe, bądź kwadratowe, w różnych kolorach.

Klatka schodowa (rys. 4) wraz z przekrywającą ją kolumną jest również w ciekawy sposób wykonana ze szkła i

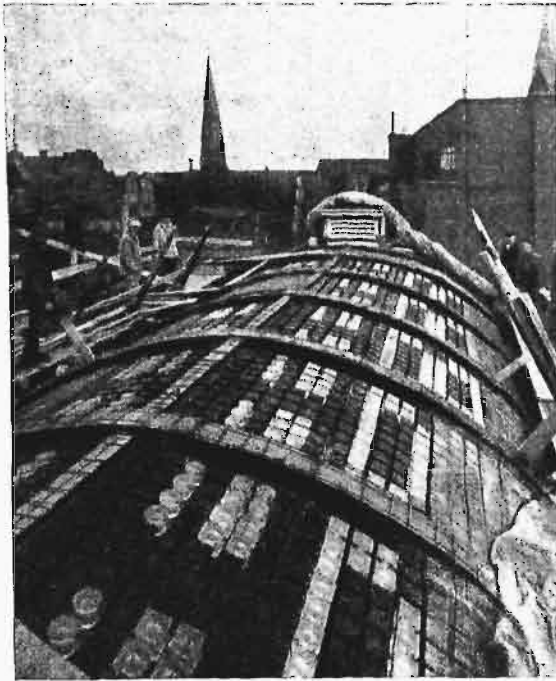


Rys. 2. Strop żelbetowo-szklany od strony wnętrza.

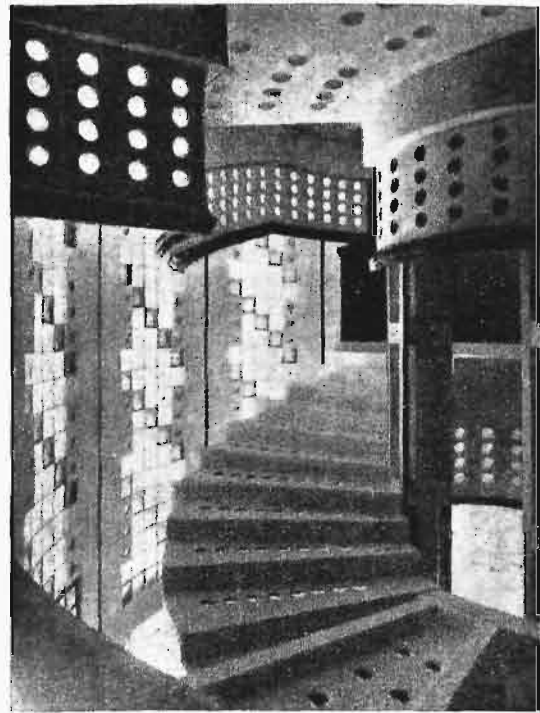
żelbetu; nawet rzeźby w tym gmachu zrobiono z identycznego tworzywa. (Beton u Eisen, 1932 r., zes. 17.

W. Ż.

<sup>1)</sup> Patrz Przegląd Techniczny, 1930 r., str. 465.



Rys. 3. Elementy szklane w stropie.



Rys. 4. Klatka schodowa żelbetowo-szklana.

## GOSPODARKA ELEKTRYCZNA. — ŻEGLUGA.

### Elektrownia wodna na Dunaju.

Uznanie budowy zakładu wodno-elektrycznego, projektowanego na Dunaju w pobliżu miejscowości Persenbeug, za należącą do kategorii robót, korzystających z poparcia państwa („begünstigter Bau”), co, jak podają pisma niemieckie, świeżo nastąpiło ze strony rządu austriackiego, zdecydowało w zasadzie sprawę jej podjęcia. Oparte na projekcie inż. O. Höhn'a nowe przedsięwzięcie ma doprowadzić do spiętrzenia wód Dunaju nieco powyżej wspomnianej miejscowości Persenbeug do wysokości, wahającej się w granicach od 6 do 10 m nad poziomem obecnym, zapomocą jazu o zasuwach walcowych. Maksymalny przepływ, na którego wyzyskanie zakład jest obliczony, wynosi 1800 m<sup>3</sup>/sek. Przepływ ten jest do rozporządzenia w ciągu 160 dni w roku. Maksymalna moc zakładu w tych warunkach ma wynosić 112 000 kW. Normalna moc będzie równa 100 000 kW. W stosunku do tej ostatniej moc rozporządzalna nawet przy najgorszych warunkach ma nie spadać więcej aniżeli o 50%. Położony na prawym brzegu rzeki obok jazu, obejmującego cztery zasuwki walcowe (długość każdej — 48 m, wysokość — 11,8 m), gmach elektrowni o długości 175 m będzie zawierał 6 turbozespołów o mocy po 24 000 kW, składających się z turbin bezpośrednio sprzężonych z prądnicami prądu trójfazowego. Obszarem zbytu dla 800 milionów kWh rocznej produkcji zakładu ma stać się przede wszystkim o 100 km odległy od niego Wiedeń oraz wogóle obszar Górnej i Dolnej Austrii. W razie dalszego rozwoju elektryfikacji kolei austriackich nowemu zakładowi przypadłaby poważna rola przy ich zasilaniu, przyczem w takim razie byłby w nim wytwarzany bezpośrednio prąd jednofazowy o częstotliwości 16<sup>2</sup>/<sub>3</sub> okr./sek.

Z budową zakładu wiąże się sprawa uregulowania żeglugi na Dunaju, przyczem warunki tej ostatniej mają być bardzo znacznie polepszone. Spiętrzenie wody przy Persenbeug ma być pokonywane zapomocą podwójnego urządzenia

śluzowego (230 m długości × 24 m szerokości), umożliwiającego dwutorowy przejazd na tym odcinku, na którym dotychczas był możliwy ruch tylko jednokierunkowy.

Do sfinansowania projektowanej budowy utworzony został przed kilku laty syndykat pod czołowym przewodnictwem firm finansowych (Wiener Bankverein, Österreichische Creditanstalt i Schweizerische Gesellschaft für elektrische Industrie w Bazylei), do którego przyłączył się szereg firm elektrycznych i budowlanych.

Chociaż chwilowo, jak zaznacza to notatka, skąd czerpiemy te dane, istniejące warunki gospodarcze czynią faktyczne podjęcie robót w najbliższej przyszłości rzeczą mało prawdopodobną, to jednak należy się spodziewać, iż z chwilą pokonania przesilenia gospodarczego i odrodzenia się zaufania nastąpi urzeczywistnienie tego wielkiego przedsięwzięcia. (E T Z, t. 53, z. 41, str. 997).

S. P.

## METALOZNAWSTWO.

### Starzenie się stopów aluminiowych, wykonanych z bardzo czystych metali.

Oddawna znany był fakt, iż stopy Al z miedzią, wykonane z czystych metali, starzeją się w temperaturach pokojowych, gdy zaś stopy wykonane z materiałów technicznych, zawierających zawsze pewne zanieczyszczenia, starzenie się takie nie zachodziło. Fraenkel stwierdził, że dodatek krzemu (0,5%) wpływa dodatnio na starzenie się stopów Al-Cu (5%Cu), żelazo w ilości 1% wywiera wpływ ujemny; magnez zaś (0,5%) wpływa dodatnio. Do podobnych wniosków doszedł i Meissner. Badania miss Gayler i Prestona (Journal of the Institute of Metals 1932, t. XLVIII, str. 197—221) nad stopami z 4% Cu dały następujące wyniki:

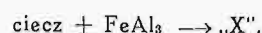
1) Żelazo w ilości 0,32% uniemożliwia starzenie się tego stopu w temp. pokojowych i wpływa ujemnie na maximum twardości przy starzeniu się sztucznym w temp. 200° C.

2) Dodatek 0,25% krzemu nie wywiera żadnego wpływu, albo co najwyżej bardzo nieznaczny na starzenie się stopów Al-Cu.

3) Dodatek 0,25% Si do stopu zawierającego 0,32% Fe zmniejsza szkodliwy wpływ ostatniego.

4) Stopy o zawartości miedzi od 1 do 4% z dodatkiem 0,5% Mg starzeją się w temp. pokojowych.

5) Stopy, które starzeją się w temp. pokojowych, jako skutek obróbki termicznej przy 200°C, wykazują obniżenie twardości, która zbliża się do twardości otrzymanej bezpośrednio po hartowaniu. Według zdania autorów, wpływ żelaza na starzenie się stopów Al-Cu jest uzależniony od stopnia przebiegu reakcji perytektycznych:



Krzem przeszkadza przebiegowi powyższych reakcji. Wpływu zaś magnezu należy szukać w jego działaniu na siatki przestrzenne oraz na zmianę rozpuszczalności Cu w Al w obecności Mg. Naprzykład obecność 1% Mg<sub>2</sub>Si obniża rozpuszczalność miedzi w aluminium z 4% na 2%.

Podczas dyskusji zwrócono uwagę (Sachs) na wpływ na zjawisko starzenia się obok zanieczyszczeń również i wielkości kryształów. Stop z 5% Cu bez Mg wykazał wcześniejsze rozpoczęcie starzenia się i osiągnął wyższą twardość, gdy był jednokryształowy. Herbst zwrócił uwagę, iż oprócz wpływu precipitacji cząstek CuAl<sub>2</sub> na starzenie się duraluminu wpływa jeszcze t. zw. atomowe (atomic) utwardzenie. Charakteryzuje się ono falistym wzrostem i spadkiem twardości i jest spowodowane siłami przyciągającymi międzyatomowymi oraz siłami kohezyjnymi. Występuje nie tylko jako skutek hartowania, ale pod wpływem sił magnetycznych i odkształceń mechanicznych. Kempf i Deas podali podczas dyskusji wyniki swych badań nad starzeniem się stopów, mianowicie: 1) wpływ żelaza (0,5%) jest mniej szkodliwy na stop z 5,8% Cu, aniżeli z 4% Cu. 2) Jednoczesny dodatek magnezu i krzemu do stopu z 4% Cu jest korzystniejszy niż dodatek samego tylko magnezu. 3) Krzem dodany do stopu z 5,8% Cu powoduje wzrost twardości, jednoczesny zaś dodatek krzemu i żelaza wywołuje znacznie mniejszy skutek. 4) Stopy Al-Cu, Al-Cu-Mg, Al-Cu-Mg-Fe, Al-Cu-Fe-Si, poddane starzeniu się przez czas dłuższy w temp. pokojowych, dają twardość równą twardości otrzymanej przy starzeniu się w temp. 200°C; stopy zaś: Al-Cu-Si, Al-Cu-Fe, Al-Cu-Mg-Si, Al-Cu-Mg-Si-Fe dają przy starzeniu się w temp. pokojowych niższe twardości od osiąganych przy sztucznym starzeniu się. 5) Starzenie się i wzrost twardości trwa w temp. pokojowych do 10 000 godzin.

E. P.

## MOSTOWNICTWO.

### Zastąpienie mostu obrotowego mostem stałym.

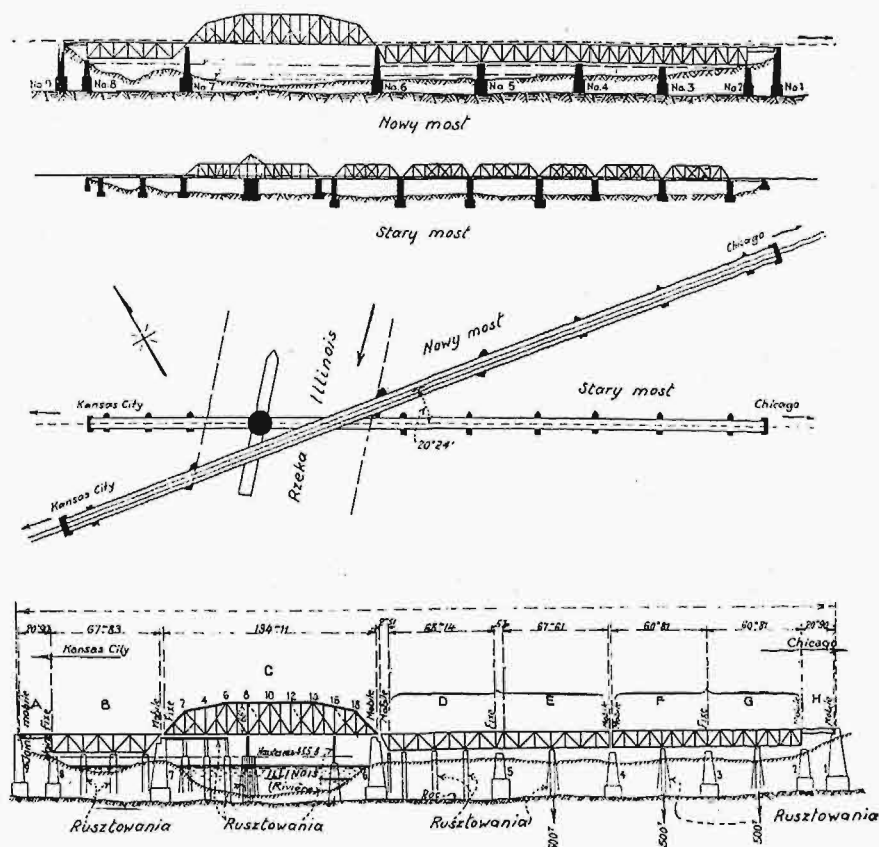
Na przejściu przez rz. Illinois linii kolejowej Chicago-Kansas City, należącej do Tow. Kolei Santa Fé, zastąpiono dawny most zwodzony, posiadający jedno przesło obracane koło osi pionowej, nowym mostem stałym. Przesło ruchome stało się zbyt wąskim, dzięki odpowiedniemu wzniesieniu jezdnii nowego mostu ponad poziomem wód wysokich, umożliwiającemu przejście statków.

Ogólna długość nowego mostu wynosi 517 m. Oba mosty krzyżują się pod kątem 20° 24' w ten sposób, że główne przesło nowego mostu, o rozpiętości 134 m, przecina stare przesło ruchome, uniemożliwiając jego obrót. Wobec konieczności utrzymania żeglugi i ruchu pociągów, należało pozostawić koryto rzeki wolne od rusztowań na szerokości 30,5 m i umożliwić otwieranie przesła obrotowego przez cały czas montażu z wyjątkiem zwykłej rocznej 15-dniowej przerwy w żegludzie na rzece Illinois.

W tym celu postanowiono zmontować główne przesło C w położeniu tymczasowym, o 1,20 m wyższym od położenia ostatecznego, umożliwiając w ten sposób obrót przesła ruchomego.

W lewej części przesła C wbito szereg pali, dostatecznie nisko, aby koniec obracanego przesła mógł przejść ponad nimi, poczem, korzystając z powyższej przerwy w żegludzie, zmontowano w ciągu 15 dni pierwsze osiem przedziałów, opierając rusztowania na wspomnianych palach. Następnie rusztowania te rozebrano, zachowując tylko skrajną podporę pod końcem ósmego przedziału, i zmontowano dalsze osiem przedziałów sposobem wspornikowym, bez rusztowań.

Koniec 16-go przedziału oparto na prowizorycznej podporze, ustawionej na filarze starego mostu, poczem zmontowano w ten sam sposób cztery ostatnie przedziały przesła.



Rys. 1.

W dniu, wyznaczonym do przeniesienia ruchu na nowy most, o godz. 6 m. 30 rano przeszło ruchome starego mostu zostało obrócone po raz ostatni i oparte na specjalnie przygotowanych podporach. W chwilę potem przystąpiono do rozebrania przy pomocy palników acetylenowych części tego przęsła, przeszkadzającej opuszczeniu na łożyska przęsła nowego. Opuszczanie przęsła C rozpoczęto o g. 8 m. 40, a o g. 13 m. 55 przeszedł przez nowy most pierwszy pociąg.

Podczas opuszczania osiągnięto samoczynne przesunięcie przęsła w kierunku podłużnym, nadając lewarom odpowiednie nachylenie zapomocą podkładek z miękkiego drzewa; pod działaniem ciężaru przęsła podkładowe uległy zmiażdżeniu i lewary powróciły do pionu, nadając przęsłu potrzebny ruch podłużny.

Jako ciekawy szczegół wymienić należy, że w celu umożliwienia dowozu materiałów do montażu przęsła C, sąsiednie przęsło B zmontowano w położeniu pochyłym, wznosząc prawy jego koniec o 1,20 m. Podobnie postąpiono przy montażu dwuprzęsłowej belki D—E, znajdującej się z drugiej strony przęsła C, podnosząc lewy jej koniec do poziomu tego przęsła i stwarzając w ten sposób możliwość dowozu materiałów dla dalszych części mostu przez podniesione przęsło C. (Rev. Gén. des Chem. de Fer, sierpień 1932).

A. E.

## SANTARNA TECHNIKA.

### Woda w Chicago.

Chicago — miasto o przeszło 4 milj. ludności — posiada wodę do picia bardzo nieszczególnych własności. Wodę tę czerpie się z jeziora Michigan w różnych miejscach za pośrednictwem tuneli, sięgających 3½ km od brzegu, chloruje się i po tym zabiegu, który niszczy wszystkie bakterie, pompuje się do sieci rozdzielczej. Przy szybkim rozwoju miasta nie urządzono dotychczas oczyszczania wody — chodziło o dostarczenie dostatecznej jej ilości.

Chicagońska woda do picia jest „bezpieczna”, lecz pod względem jakości dużo pozostawia do życzenia. Jest mętna i posiada „smak apteczny”. Zdaje się, że ten jest wynikiem rozwoju alg w jeziorze w połączeniu z chlorowaniem; trzeba jednak zwrócić jeszcze uwagę i na okoliczność, że do jeziora spływają w rozmaitych miejscach bez kontroli ścieki z różnych zakładów przemysłowych, a także ożywiony ruch statków, a w lecie kąpanie się setek tysięcy ludzi w jeziorze, przyczyniają się do zanieczyszczenia wody.

Każdy, kto jest w możności, stara się wodę wodociągową polepszać własnymi środkami. Większe hotele i restauracje posiadają własne urządzenia oczyszczające. Liczba prywatnych tych urządzeń, najrozmaitszych wymiarów, aż do małych aparatów domowych, wynosi tysiące. Hotele, które posiadają wodę z własnych studzien, z dumą chwala się tem w ogłoszeniach. Trzeba zważyć, że w Ameryce woda do picia odgrywa znacznie większą rolę, niż w Europie. Wszelkie posiłki nie mogą się odbyć bez wody lodowej. Lód obniża tylko temperaturę wody, nie usuwa mętów, a smak może zamaskować tylko do pewnego stopnia.

Zarząd miasta jest świadomy konieczności uzdrowotnienia wody do picia. Urządził na dużą skalę próbną oczyszczalnię wody (Water Filtration Experiment Plant), pozostającą pod kierunkiem jednego z najwybitniejszych fachowców amerykańskich, fizyko-chemika Johna Baylis'a. Wieloletnie badania, przeprowadzone w tym zakładzie, wyjaśniły, że do otrzymania zdanej wody do picia z jeziora Mi-

chigan trzeba wodę surową koagulować, osadzać, przepuszczać przez filtry pośpieszne, łącznie z chlorowaniem i stosowaniem węgla aktywnego, do czego urzeczywistnienia opracowuje się obecnie projekty. Ażeby przedstawić mieszkańcom oczywistą konieczność budowy wielkich urządzeń oczyszczających i usposobić przychylnie do poniesienia ciężarów, wynikających z kosztów ich wykonania, które wyniosą około 100 milj. dolarów, mieszkańcy są zapraszani do zwiedzania doświadczalni, aby mogli wodę filtrowaną, która będzie dostarczana w przyszłości, porównać z dostarczaną obecnie, zaledwie chlorowaną. W doświadczalni ustawiono dwie duże skrzynie szklane, przez jedną z nich przepływa obecnie używana woda, przez drugą — „woda przyszłości”. W obydwu zbiornikach zanurzone lampy elektryczne i kryształowa czystość wody filtrowanej przeciwstawia się tem więcej wodzie mętnej. Zwiedzający mogą się dowolnie zaopatrywać w dobrą wodę do picia. Przed doświadczalnią zajeżdżają pojazdy, poczynając od wózków dziecięcych, a kończąc na samochodach ciężarowych, zapelnionych flaszkami szklanymi, bankami blaszanymi i innymi naczyniami, ażeby dostać wodę filtrowaną. Dziennie zajeżdża 700 do 800 samochodów.

Dopóki zanieczyszczenie jeziora Michigan nie przekroczy pewnego stopnia, planowany zakład filtracyjny może dać dobrą wodę, to jest krystalicznie czystą, smaczną i bez bakterij. Równomierną temperaturę wody otrzyma się w ten sposób, że przewody ujęciowe (tunele) będą dalej wysunięte w jezioro, aż do 6½ km, wskutek czego jednocześnie miejsca ujęcia odsuną się jeszcze więcej od nabrzeży kąpielowych. Pierwszym warunkiem nie powiększania zanieczyszczenia jeziora jest wstrzymanie dopływu do niego wód ściekowych. Jest to zadanie Sanitary District of Chicago, do którego należy oczyszczanie ścieków i utrzymanie ich w oddaleniu od jeziora Michigan przez odprowadzenie do zlewni rzeki Illinois.

Wogóle rozwiązanie sprawy smaku wody do picia w Ameryce jest obecnie sprawą palącą dla wodociągów amerykańskich. Około 80% tamtejszych zakładów wodociągowych uskarża się na mniej lub więcej nieprzyjemny, aż do wstrętnego zapach wody chlorowanej. Sprawozdania z licznych zjazdów kierowników zakładów wodociągowych zaznaczają niesmak wody i podają różne sposoby jego usunięcia. (Ges. - Ing. 1932 r., zesz. 36).

lg.

## Nowe wydawnictwa \*)

**Chłodnictwo.** Prof. Dr. Inż. B. Stefanowski. Wydawnictwo Księgarni Technicznej „Przeglądu Technicznego”. Str. XII + 308, rys. 261; 4 tab. wykresów poza tekstem. Warszawa 1932. Cena zł. 16 (w opr. zł. 18).

**Die Berechnung der Warmwasserheizungen.** H. Recknagel. Wyd. 4-te, oprac. na nowo przez Inż. O. Ginsberga. Str. 51 (4<sup>o</sup>). R. Oldenbourg, Berlin, 1932. Cena zł. 15.80.

**Oscar Knoblauch zum 70. Geburtstag,** zesz. specjalny, czas. „Forschung a. d. Geb. d. Ingenieurwesens” (t. 3, zesz. 4) VDI-Verlag, Berlin 1932. Str. 52, rys. 109. Cena mk. 6.

**Taschenbuch der Stadtentwässerung.** K. Imhoff. Wyd. VI-te, ulepszone. Str. 152, rys. 44. R. Oldenbourg, Monachium i Berlin 1932. Cena zł. 11.60.

\*) Wszystkie podawane w tym dziale wydawnictwa są do nabycia w Księgarni Technicznej „Przeglądu Technicznego”, Warszawa, ul. Czackiego 3.