

# PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

WYDAWNICTWA ROK PIĘDZIESIĄTY ÓSMY.

		Ceny ogół-szeń	
Przedpłatę kwartalną . . . . .	15 zł.	Jednorazowych	
przyjmuje Administracja i Poczłowa Kasa Oszczędności na konto Nr. 515.		Za jedną stronicę . . . . .	zł. 300.—
Przedpłata zagranicą . . . . .	20 zł. kwartalnie	" pół strony . . . . .	" 165.—
" " " " . . . . .	75 zł. rocznie	" ćwierć strony . . . . .	" 90.—
Cena zeszytu . . . . .	zł. 2.50	" jedną ósmą . . . . .	" 45.—
(Ceny zeszytów specjalnych są ustalane każdorazowo)		" jedną szesnastą . . . . .	" 25.—
Za zmianę adresu (znaczkami poczt.) . . . . .	1 zł.	Dopłaty: za I str. okładki 100% za IV str. okł. 50% za zamówione miejsce na in- nych stronach 20%.	
		W „Nowinach Technicznych” o 50% drożej	
		Ogłoszenia dla poszukujących pracy, nadane w Administracji, zł. 8 za 1/16 st.	

Biuro Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Czackiego Nr. 3 (Gmach Stowarzyszenia Techników). Telefon Nr. 657-04.  
Redakcja otwarta we wtorki, czwartki i piątki od godz. 8 do 8 i pół wieczorem. Administracja otwarta codziennie od godz. 9 rano do 7 wiecz.  
Wejście do Redakcji i do działu prenumerat Administracji: — przez szeń główną budynku.

## PATENTY

NA WYNAŁAZKI, WZORY, ZNAKI  
W KRAJU I ZAGRANICĄ — OBRONA SPRAW  
SPORYCH, UNIEWAŻNIENIA I T. D.

rzecznik patentowy przysięgły

Inż. dypl. JANUSZ WYGANOWSKI

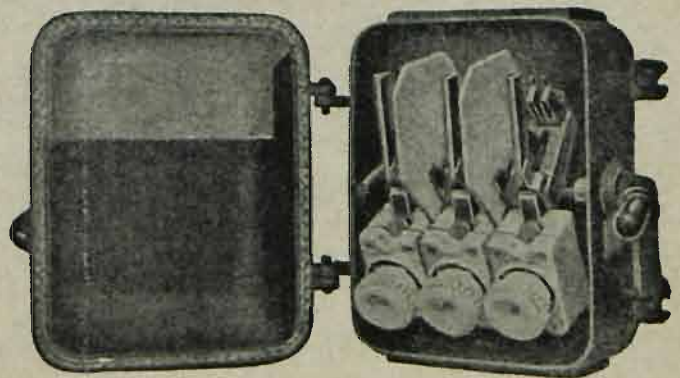
Warszawa, ul. Ordynacka 6, tel. 761-50.

FABRYKA APARATÓW ELEKTRYCZNYCH

K. SZPOTAŃSKI i S-ka

SPÓŁKA AKCYJNA, WARSZAWA, KAŁUSZYŃSKA 4  
TEL. 10-00-43, 10-00-65

Aparaty wysokiego napięcia do 35000 V.  
Aparaty niskiego napięcia do 3000 A.  
Liczniki energii elektrycznej.



Nowy typ skrzynki motorowej T. 570.

## PARYŻ

Place de la République  
Adres telegraficzny  
OTELDERNE — PARIS

Restauracja  
Bar  
Piwiarnia

Maximum Komfortu  
pokój o 1 łóżku (jednoosobowy) od 25 frs. z łazienką 40 frs.  
" o 1 " (dwuosobowy) " 40 " " 50  
" o 2 łóżkach " 45 " " 55

Biura przepisywania  
i stenografii  
Biura prywatne  
Sale wystawowe

## HOTEL MODERNE



## METALIZACJA NATRYSKOWA

z pomocą PISTOLETU

TANI I ŁATWY SPOSÓB POKRYWANIA

powłoka	CYNKU	wyrobów z	METALU
	BRONZU		DRZEWA
	ALUMINIUM		GIPSU
	MIEDZI		PAPIERU
	OLOWIU		TKANIN i t. p.

OCHRONA METALI  
PRZED RDZEWIENIEM  
I DZIAŁANIEM KWASÓW

ZALEWANIE POR W ODLEWACH

ZASTOSOWANIE DO CELÓW DEKORACYJNYCH

INFORMACJE  
PROSPEKTY  
OFERTY **Tow. Akc. „PERUN”**

WARSZAWA, MAZOWIECKA 7, TELEFON 769-99, 210-32 i 689-34

# CASTOR

# HYDROFUGA



PRZEDSIĘBIORSTWO BUDOWLANE

## MAURZY KARSTENS

Warszawa, Koszykowa Nr. 7. Tel. 8-27-95.

Kraków, Biuro „Kastor” Rynek Kleparski Nr. 5,  
Tel. 102-18.

Wilno, Biuro Handl. M. Jankowski, Ś-to Jańska Nr. 9.  
Katowice, inż. Stanisław Nitsch, Matejki Nr. 5.  
Poznań, M. Czubek i S-ka, Gwarna Nr. 8. Tel. 32-12.  
Lwów, Fabryka Gipsu Józefa Franz i Synowie,  
Listopada Nr. 97.

Towarzystwo Przemysłowe Zakładów Mechanicznych

## LILPOP, RAU & LOEWENSTEIN

SP. AKC.

WARSZAWA, UL. BEMA 65

ISTNIEJE OD 1818 ROKU.

WAGONY OSOBOWE I TOWAROWE  
WSZELKICH TYPÓW

WAGONY MOTOROWE Z SILNIKAMI  
WYBUCHOWYMI I PAROWYMI

TRAMWAJE I KAROSERJE AUTOBUSOWE

ODLEWY ŻELIWNE I WYSOKOWARTOŚCIOWE  
ODLEWY ZELEKTROSTALI I ZE STALI MANGANOWEJ

AKCESORJA DO TABORU KOLEJOWEGO,  
ROZJAZDY, KRZYŻOWNICE I T. P.

OKUCIA WAGONOWE CHROMOWANE.

## MARMURY KIELECKIE

DLA

### CELÓW TECHNICZNYCH

DOSTARCZA

PO CENACH ZNACZNIE OBNIŻONYCH

FIRMA:

PRZEMYSŁ MARMUROWY I GRANITOWY

## „MARMUR W KIELCACH”

WARSZAWA, POWĄZKOWSKA 6.

TELEFON 11-68-68.

RÓWNIEŻ NA ŻĄDANIE TABLICE

ROZDZIELCZE Z MARMURU

BIAŁEGO „CARRARA”

POPIERAJ PRZEMYSŁ KRAJOWY!

# STOWARZYSZENIE TECHNIKÓW POLSKICH W WARSZAWIE

KONTO P. K. O. 128.

## Posiedzenia Techniczne.

W piątek dnia 4 listopada 1932 r. o godz. 8-ej wiecz. w Wielkiej Sali Stowarzyszenia Techników Polskich w Warszawie odbędzie się posiedzenie techniczne, na którym p. inż. Stanisław Rogalski wygłosi odczyt p. t.: „*Lotnictwo współczesne i dalsze jego drogi rozwoju*“.

Następne odczyty: dnia 11 b. m. p. inż. Aleksander Pawłowski będzie mówił na temat: „*O Kongresie w Brukseli (1932 r.) wykształcenia technicznego i o sprawach Federacji Międzynarodowej Prasy Technicznej z powodu jej dorocznego zebra- nia w Paryżu*“; dnia 18 b. m. p. inż. J. Rummel— „*Morskie zagadnienie Polski*“; dnia 25 b. m. prof. Stanisław Ziemecki— „*Loty stratosferyczne w związku z badaniami nad promieniami kosmicznymi*“.

## Komunikaty Kół i Wydziałów.

Koło Inżynierów Cywilnych zawiadamia Kolegów, że zwykle zebrania miesięczne odbywać się będą w pierwszą sobotę każdego miesiąca o godz. 8-ej wiecz.

Koło Zebrań Towarzyskich organizuje w sobotę dnia 5 listopada r. b. o godz. 9-ej wiecz. **Wieczornicę Taneczną** dla Członków Koła, Ich Rodzin oraz wprowadzonych Gości. Cena biletów wejścia na zabawę dla członków Koła i uczące- ję młodzieży zł. 3, dla osób wprowadzonych zł. 4 wraz z kosztami przyjęcia (herbata, kawa, ciastka i t. p. słodycze).

Zarząd Koła Pracy Społecznej zawiadamia, że Walne Zebranie Członków Koła odbędzie się dnia 15 b. m. o godz. 18 min. 30 w pierwszym terminie (ewentualnie o godz. 19-ej drugim), w lokalu S-nia w sali Nr. V z następującym porządkiem obrad: zagajenie, wybór przewodniczącego i sekretarza, odczytanie protokołu z ostatniego Walnego Zebrania, sprawozdanie ustępującego Zarządu i dyskusja, przyjęcie regulaminu Koła, wybór nowych Władz, plan pracy na rok 1932/33 i wolne wnioski.

## POSADY WAKUJĄCE:

- 54—Potrzebny energiczny, wierzący we własne siły, Inżynier-Mechanik jako kierownik nowo utworzonego biura technicznego. Oferty pod nr. 54 do adm. pisma.
- 56—Jedno z Kół Naukowych przy Stow. Techników w Warszawie poszukuje Młodego Inżyniera do prowadzenia

sekretariatu. Znajomość francuskiego (załatwianie korespondencji) konieczna, innych języków pożądana. Zajęcie 3—4 razy tygodniowo po 2 godziny w porze wieczorowej. Zgłoszenia na piśmie przyjmuje Kancelaria Stow. Techników.

## KSIĘGARNIA TECHNICZNA

„PRZEGLĄDU TECHNICZNEGO“

W A R S Z A W A  
TEL. 601-47

CZACKIEGO 3/5  
P. K. O. 16.144

P O L E C A :

WYDAWNICTWA TECHNICZNE I Z DZIEDZIN  
POKREWNYCH, POLSKIE I CUDZOZIEMSKIE.

KATALOG POLSKICH WYDAWNICTW TECHNICZNYCH WYSYŁAMY BEZPŁATNIE

		Ceny ogłoszeń	
Przedpłatę kwartalną . . . . .	15 zł.	Jednorazowych :	
przyjmuje Administracja i Poczтовая Kasa Oszczędności na konto Nr. 515.		Za jedną stronicę . . . . .	zł. 300.—
Przedpłata zagranicą . . . . .	75 zł. rocznie	„ pół strony . . . . .	„ 165.—
	20 zł. kwart.	„ ćwierć strony . . . . .	„ 90.—
Cena zeszytu podwójnego . . . . .	zł. 2.50	„ jedną ósmą . . . . .	„ 45.—
(Ceny zeszytów specjalnych są ustalane każdorazowo)		„ jedną szesnastą . . . . .	„ 25.—
Za zmianę adresu (znaczkami poczt.) . . . . .	1 zł.		
		Dopłaty: za I str. okładki 100%, za IV str. okł. 50%, za zamówione miejsce na innych stronach 20%.	
		Ogłoszenia dla poszukujących pracy, nadane w Administracji, zł. 8 za 1/16 str.	

Biurow Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Czackiego Nr. 3 (Gmach Stowarzyszenia Techników). Telefon Nr. 657-04.  
Redakcja otwarta we wtorki, czwartki i piątki od godz. 8 do 8 i pół wieczorem. Administracja otwarta codziennie od godz. 9 rano do 7 wiecz.  
Wejście do Redakcji i do działu prenumer. Administracji: —przez sień główną budynku; wejście do działu ogłoszeń — z bramy Nr. 3.



# SP. AKC. J. JOHN w ŁODZI

## WYKONYWA W ODDZIELE KOTŁÓW

ORYGINALNE KOTŁY STREBEL'A do centralnego ogrzewania na wodę i parę od 0,9 do 286 metr. kwadr. pow. ogrzew.

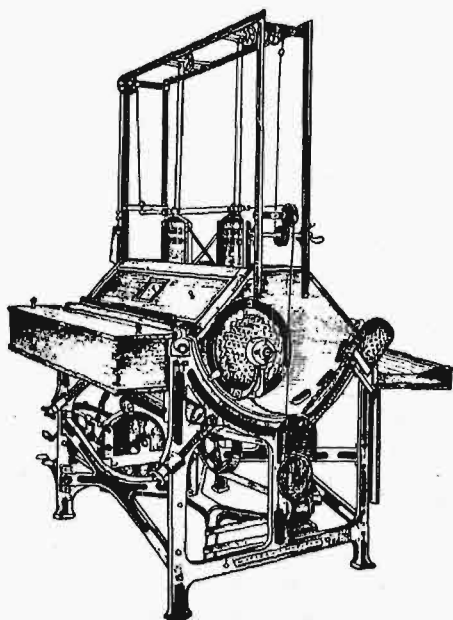
RADJATORY JEDNO-, DWU- i CZTEROSŁUPKOWE specjalne typy dla szkół, szpitali, niewielkich pomieszczeń.

### BIURA WŁASNE:

WARSZAWA, POZNAŃ, KRAKÓW, LWÓW, GDAŃSK, KATOWICE.  
INFORMACJE, SPECJALNE PROSPEKTY, OFERTY, KOSZTORYSY  
NA ŻĄDANIE.

3

12



PIERWSZE KRAJOWE ELEKTRYCZNE  
**Maszyny do wyświetlania**  
WYTWÓRNI  
**W. SKIBA i A. WYPOREK**

Warszawa, Marszałkowska 71. Tel. 835-66 i 841-23.

130

Ukazano się w sprzedaży nowe wydawnictwo  
Polskiego Komitetu Energetycznego

p. 1.

## SILNIKI WIETRZNE

w opracowaniu

Prof. J. SZOWHENIWA

Str. 176 ze 128 rys. w tekście.

Książka ta podaje podstawy teoretyczne obliczania silników wietrznych i ich pracy, opisuje rozmaite ich typy, od najprostszyc wiatraków do najbardziej udoskonalonych turbin wietrznych, oraz najrozmaitsze ich zastosowania, a więc: do pompowania wody, nawadniania i odwadniania, zalewania stawów rybnych, młynarstwa i napędu maszyn rolniczych, do różn. gałęzi przemysłu, wreszcie do wytwarzania energii elektrycznej.

Cena 8 zł.

SKŁAD GŁÓWNY

W KSIĘGARNI TECHNICZNEJ  
„PRZEGLĄDU TECHNICZNEGO”

WARSZAWA, UL. CZACKIEGO 3/5.

# PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

## TREŚĆ:

Silniki spalinowe przemysłowe, nap. Inż. Jan Kunstetter.  
Szesnastopiętrowy gmach Tow. Prudential w Warszawie, nap. Stefan Bryła.  
Wykresy do obliczania ram eliptycznych i kołowych, nap. Inż. Adolf Hauke-Bosak.  
Zasady ustrojów rozrządowych hamulców jednokomorowych o sprężonym powietrzu (c. d.), nap. Dr. A. Langrod.  
Przeгляд pism technicznych.

## SOMMAIRE:

Progrès réalisés dans la construction des moteurs à combustion interne, par M. J. Kunstetter, Ingénieur.  
Construction du bâtiment de 16 étages de la C-ie „Prudential” à Varsovie, par M. S. Bryła, Dr. ès sc. techn., Professeur à l'Ecole Polytechnique de Lwów.  
Abaques pour le calcul des cadres éliptiques, par M. A. Hauke-Bosak, Ingénieur.  
Principes de la construction des organes de la distribution des freins à air comprimé (suite), par M. A. Langrod, Dr. ès sc. techn.  
Revue documentaire.

## Silniki spalinowe przemysłowe<sup>1)</sup>

Napisał Inż. Jan Kunstetter.

W dziedzinie silników spalinowych przemysłowych ostatnie lata nie przyniosły wybitniejszych nowych pomysłów; widzimy natomiast pewną stabilizację dotychczasowych kierunków, połączoną z wykorzystywaniem wyników praktycznych oraz z uwzględnieniem najnowszych zdobyczy z zakresu technologii metali.

W związku z postęпами elektryfikacji, przy której silniki spalinowe w większości wypadków odgrywają tylko rolę pomocniczą, można mówić o pewnym nasyceniu rynku Europy zachodniej silnikami przemysłowymi, wobec czego główne wysiłki wytwórni i konstruktorów skierowały się w stronę silników lokomotywnych, w których budowie osiągnięto istotnie znaczne postępy.

Rozpoczynając przegląd od przemysłowych silników Diesela, stwierdzamy definitywne zwycięstwo silnika bezsprężarkowego: silniki z wtryskiem powietrznym — o ile wogóle są jeszcze budowane — stanowią nieliczne wyjątki. Obawy, jakie żywiono początkowo co do możliwości zastosowania wtrysku bezpowietrznego w jednostkach większych, okazały się płonnymi; przeciwnie, można powiedzieć, że więcej stosunkowo trudności nastroczają cylindry małe, niż duże, a to dlatego, że w tych ostatnich, dzięki dłuższemu strumieniowi wtrysku, mamy korzystniejsze warunki rozpylania i przemie-

szania; otwory dysz wypadają przytem większe i nie tak łatwo zapychają się, również regulowanie większych dawek paliwa stanowi mniejsze trudności. Wprawdzie największy ze zbudowanych dotąd silników Diesela<sup>1)</sup> (15 000 KM, pochodzący z 1925 roku) jest jeszcze sprężarkowy, to jednak już w parę lat później zjawia się jednostka bezsprężarkowa o mocy 12 000 KM (dwusuw o działaniu podwójnym, 10 cylindrów, 600 mm średnicy, 900 mm skok, 214 obrotów, silnik ustawiony w elektrowni w Hennigsdorf w Niemczech); widzimy zatem, że nowy typ silnika osiąga już tę samą granicę mocy, co jego poprzednik; przy sposobności zaznaczamy ogromny skok liczby obrotów tych kolosalnych jednostek z 94 na 214 na min.

Usunięcie sprężarki wtryskowej — poza oczywiście uproszczeniem i potaniem budowy i ruchu silnika — przyniosło szereg korzyści wtórnych, jak:

1) Zmniejszenie rozchodu paliwa w granicach 5—10%, wydatniejsze zwłaszcza przy mniejszych obciążeniach; np. przyrost rozchodu na 1 KMh przy połowie obciążenia w stosunku do normalnego wynosi w silnikach sprężarkowych średnio 20%, w bezsprężarkowych nie przekracza 15%.

Główną rolę odgrywa tu poprawa sprawności mechanicznej z 76% na 82—84%, dzięki usunięciu sprężarki; zachodzi też pewne polepszenie sprawności cieplnej, o czem będzie mowa niżej.

<sup>1)</sup> Wykład wygłoszony na tegorocznych Kursach Uzupełniających dla Inżynierów, zorganizowanych przez SIMP.

<sup>1)</sup> Por. Przegl. Techn. 1929 r., zesz. 25.

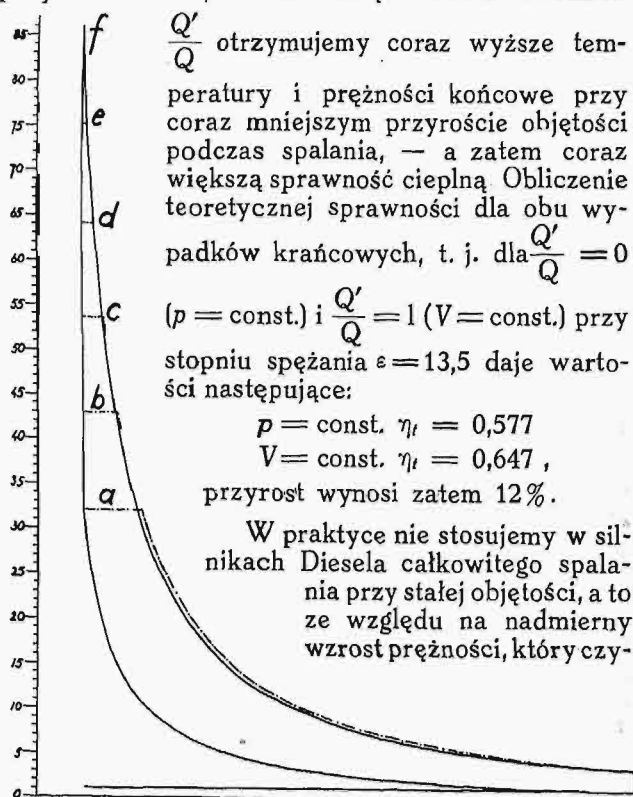
2) Znacznie łatwiejsze osiągnięcie równomiernej pracy przy biegu luźnym; w wielocylindrowych silnikach sprężarkowych uzyskanie zupełnie prawidłowego zapłonu we wszystkich cylindrach przy biegu luźnym, a zwłaszcza przy raptownym przejściu od normalnego obciążenia nastęcało pewne trudności i wymagało dodatkowych urządzeń, jak samoczynna regulacja powietrza wtryskowego, skoku iglicy i t. p. Przy wtrysku bezpowietrznym sprawa ta rozwiązuje się bezporównania prościej i pewniej; okoliczność ta posiada duże znaczenie dla zespołów prądu trójfazowego, przeznaczonych do pracy równoległej.

Rozpatrzmy pokrótce pewne główne cechy silników bezsprężarkowych, któremi się one odznaczają od sprężarkowych.

Przedewszystkiem sam obieg cieplny odbiega nieco od ustalonego przed 30 laty cyklu spalania przy stałej prężności; pozostaje to w związku z odmiennym sposobem wtrysku paliwa, którego rozpylenie musi tu nastąpić w drodze czysto mechanicznej przez zastosowanie wielkich szybkości — i co za tem idzie — b. małych czasów wypływu. Wtrysk całej dawki paliwa następuje przed punktem zwrotnym i jednocześnie rozpoczyna się spalanie; pewna część ładunku ulega spalaniu już w punkcie zwrotnym, t. j. przy stałej objętości, podnosząc prężność w cylindrze, reszta dopala się przy stałej prężności.

Stosunek ilościowy obu tych faz spalania możemy normować zapomocą środków konstrukcyjnych.

Jeżeli oznaczymy przez  $Q$  całą ilość ciepła, powstającego przy spalaniu dawki paliwa, a przez  $Q'$  — ilość ciepła, wywiązującego się w I-iej fazie, t. j. przy  $V = \text{const.}$ , to w miarę wzrostu stosunku



Rys. 1. Wykresy silnika wysokoprężnego przy różnych przebiegach.

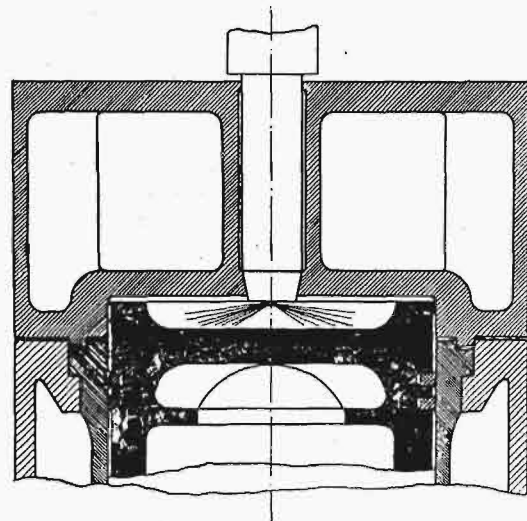
niły konstrukcję nieracjonalną; zazwyczaj prężności maksymalne pozostają w granicach 40—55 at, co odpowiada stosunkowi  $\frac{Q'}{Q} = 0,2-0,4$ .

Rys. 1 przedstawia zmienność wykresu w zależności od  $\frac{Q'}{Q}$ , zaś tablica poniższa zawiera odnoszące się doń liczby.

Znak wykresu	$\frac{Q'}{Q}$	W końcu spalania			$p_t$	$\eta_t$	$\eta_t$
		$T^0$	$p$ ata	$\frac{V}{V_c}$			
a	0	1890	32	2,3	7,5	0,445	0,577
b	0,2	1958	42,8	1,79	—	—	—
c	0,4	2018	53,5	1,48	—	—	—
d	0,6	2079	64	1,27	—	—	—
e	0,8	2140	75	1,11	—	—	—
f	1,0	2200	86	0	8,75	0,519	0,647

Do obliczeń przyjęto założenia następujące: nadmiar powietrza 90%, stopień sprężania  $\epsilon = 13,5$ ,  $c_p = 0,32$  (stałe),  $c_v = 0,25$  (stałe), wykładnik politropy sprężania  $n = 1,35$ , rozprężania  $n = 1,25$ .

Otrzymane wyniki dość dobrze zgadzają się z rzeczywistymi wykresami silników bezsprężarkowych.



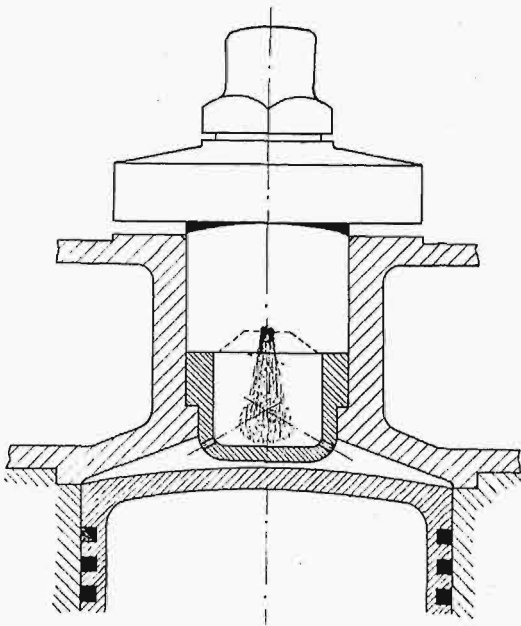
Rys. 2. Wtrysk bezpośredni.

Sposoby wtrysku paliwa, a w związku z tem kształty przestrzeni roboczej omawiane już były w polskiej literaturze technicznej<sup>2)</sup>, ograniczymy się przeto tylko do przypomnienia główniejszych wytycznych. Rozróżniamy zasadniczo 3 rodzaje wtrysku:

a) Bezpośredni (np. jak na rys. 2). Strumienie wtryskiwanego paliwa przenikają całą masę sprężonego powietrza, przez co powstają w niem wiry i następuje przemieszanie; sposób ten wymaga b. dobrego rozpylenia i dużej energii kinetycznej wtryskiwanego strumienia, co prowadzi do sto-

<sup>2)</sup> Prze gl. Techn. 1928, Nr. 13, 14.

sowania bardzo wysokich ciśnień we wtryskiwaczu oraz bardzo małych otworów dysz.



Rys. 3. Wtrysk do komory wstępnej.

b) Wtrysk do komory wstępnej (przykład: rys. 3). Spalanie rozpoczyna się w komorze, skąd gazy przepływają do właściwej przestrzeni roboczej przez stosunkowo niewielkie otwory, a zatem z b. znaczną szybkością, powodując dokładne przemieszanie całej zawartości cylindra.

c) Zasobnik powietrza (jak na rys. 4) jest pewną modyfikacją poprzedniego sposobu; różnica polega na jego stosunkowo większej objętości w porównaniu z komorą wstępną oraz na tem, że paliwo wtryskuje się do kanału, łączącego zasobnik z cylindrem; znaczna szybkość powietrza w tym kanale powoduje wytworzenie prawidłowej mieszanki. System ten, znany pod nazwą Acro-Bosch, znalazł szersze zastosowanie w silnikach szybkobieżnych lokomocyjnych.

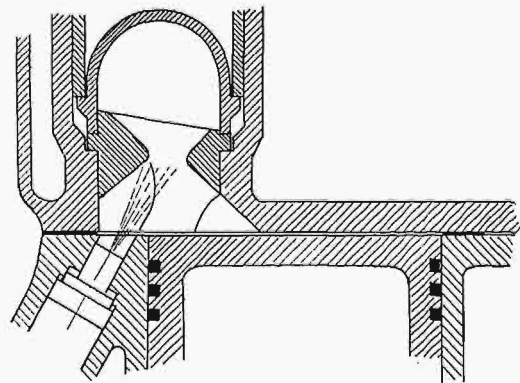
Wyższość któregośkolwiek sposobu wtrysku nie została dotąd bezspornie ustalona, czego dowodem jest fakt, że niektóre wytwórnie stosują wszystkie 3 sposoby w różnych modelach swych silników.

Skasowanie sprężarki wtryskowej odbiło się również na sposobie uruchamiania silnika: do napełniania butli rozruchowej zazwyczaj używa się powietrza, sprężanego w cylindrze roboczym silnika po wyłączeniu dopływu paliwa; udaje się w ten sposób osiągnąć prężność w butli do 25 at. W większych instalacjach, lub też gdy warunki specjalne tego wymagają (np. na okręcie), stosuje się osobną sprężarkę.

W Polsce produkcja silników bezsprężarkowych przemysłowych zapoczątkowana została przed kilku laty; pod względem technicznym stoi ona na poziomie, nie ustępującym, a często przewyższającym wyroby zagraniczne; wydajność istniejących wytwórni pokrywa z nadmiarem normalne zapotrzebowanie, nie mówiąc o obecnym — kryzysowym; nie zachodzi zatem bynajmniej potrzeba importu.

Silniki te buduje się w Polsce w granicach mocy od 20 KM do ok. 1000 KM, jako czterosurowe o działaniu pojedynczym o liczbie obrotów w granicach 250—375 na min; stosowane przez niektóre wytwórnie zagraniczne liczby obrotów 500—600 uznać należy za zbyt wygórowane dla silników przemysłowych średniej wielkości, powodują one bowiem różne niedogodności w praktyce. Co do układu, spotykamy zarówno silniki poziome, jak i pionowe: dwoistość ta niezupełnie się godzi z nowoczesnymi tendencjami do normalizacji i zmniejszenia ilości typów, a tem samem obniżenia kosztów produkcji; można ją objaśnić przyzwyczajeniem pewnych kategorii odbiorców do silnika poziomego, gdyż żadne poważne względy techniczne nie przemawiają przeciwko pionowemu; ten ostatni jest lżejszy, zatem tańszy, oraz nieograniczony pod względem liczby cylindrów, a zatem łatwiej pozwala osiągnąć dużą jednostajność biegu oraz zrównoważenie sił bezwładności.

Odnosnie innych rodzajów silników przemysłowych zaznaczyć należy, że t. zw. „pół-Dieseł”, t. j. silniki ropowe z zapłonem od gruszki żarowej podgrzewanej lampą, zarówno dwusurowe jak czterosurowe, stopniowo ustępują miejsca bardziej nowoczesnym silnikom Diesela, które spotykamy obecnie w prostym i niedrogim wykonaniu już od najmniejszych parokonnnych jednostek, jako silniki przenośne i przewożne z liczbą obrotów do 1000 na min; budowa takich silników — głównie dla potrzeb rolnictwa — została zapoczątkowana i w Polsce.



Rys. 4. Zasobnik powietrza.

Dążenie do zmniejszenia kosztów napędu — coraz silniejsze w związku z obecnym kryzysem — ujawnia się w większym zainteresowaniu s i l n i k a m i n a g a z w o d n o c z a d o w y, prowadzącem częstokroć do przeróbki silników ropowych na gazowe.

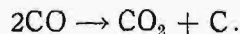
Przy obecnym poziomie cen materiałów pędnych, zastosowanie koksu zamiast oleju gazowego obniża koszt koniogodziny do połowy, opał zaś drzewny wypada częstokroć jeszcze taniej. Oszczędności te dają się w pełnej mierze zrealizować jedynie w warunkach korzystnych dla pracy urządzenia gazowego, t. j. przy ruchu bez częstych przerw i bez znacznych wahań obciążenia; warunki takie mamy np. w młynach, natomiast w elektrowniach warunki są mniej korzystne dla instalacji gazowej.

Sprawa paliwa silnikowego ma dla naszego kraju b. ważne znaczenie nie tylko z punktu widzenia kosztu: stale zmniejszające się od szeregu lat wydobycie ropy, przy stałym wzroście spożycia wszystkich jej pochodnych, nasuwa obawę, że produkty te nie tylko rychło przestaną być artykułem eksportowym, lecz może nastąpić ich brak i konieczność importu; nie wolno też zapominać o ogromnym znaczeniu paliw płynnych pod względem wojskowym.

Okoliczności te doprowadzają do wniosku, że w przyszłości paliwa stałe (koks, drzewo, torf) w postaci gazu wodnoczadowego odgrywać będą w silnikach przemysłowych większą rolę, niż dotąd. Z pewnymi niedogodnościami urządzeń gazowych, jak większy koszt początkowy, większe wymagania pod względem obsługi, niemożność natychmiastowego uruchomienia, niebezpieczeństwo zatrucia i t. p., będziemy musieli z konieczności pogodzić się.

Pod względem konstrukcyjnym typ silnika gazowego, ustabilizowany od dłuższego czasu, na ogół przeważa i obecnie; w większości wypadków jest to silnik poziomy czterosuwowy o niezbyt wysokiej liczbie obrotów (do 250 na min), jedno lub dwucylindrowy.

W ostatnich latach zjawiał się na widowni silnik gazowy o nieco odmiennym obiegu cieplnym, który stanowi pewien postęp w tej dziedzinie i powinien tu być pokrótce omówiony. Jest to silnik francuskiego konstruktora inż. Hernu, który zerwał z tradycyjną zasadą spalania przy stałej objętości, wychodząc z założenia, że ujemną stroną takiego cyklu jest nieuniknione dopalanie się tlenu węgla podczas rozprężania, zatem w warunkach niekorzystnych zarówno z termodynamicznego, jak i chemicznego punktu widzenia: w pewnych warunkach zamiast spalania następuje rozkład



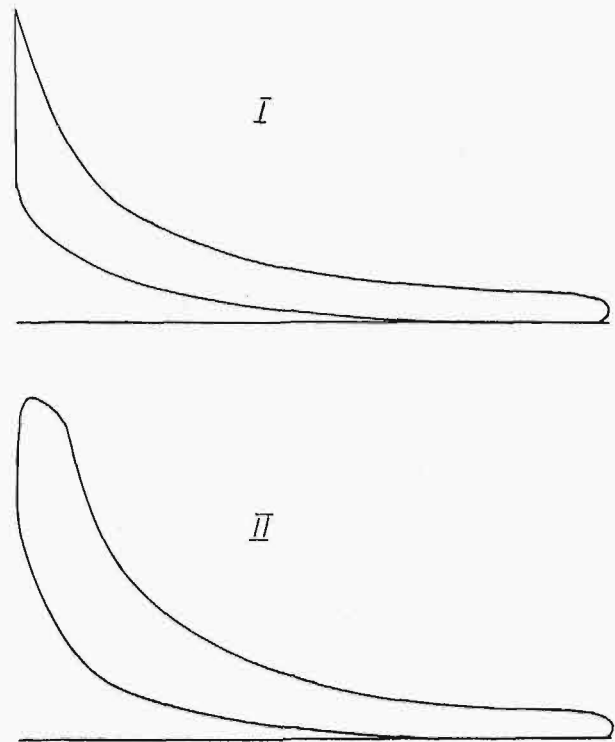
Zasada budowy silnika Hernu polega na wprowadzeniu do cylindra gazu i powietrza w stanie nieprzemieszanym oraz na b. wczesnym zapłonie (wyprzedzenie ok. 90°). Spalanie zaczyna się zatem już w drugiej części suwu sprężania, lecz narazie odbywa się powoli, gdyż mieszanka nie jest jeszcze przygotowana; w miarę zbliżania się tłoka do punktu zwrotnego spalanie staje się coraz intensywniejszym i zostaje całkowicie ukończone wkrótce po przejściu tłoka za punkt zwrotny. Wskutek dość długiego okresu spalania, odbywającego się w małej objętości, tlenek węgla zostaje zupełnie spalony przed początkiem rozprężania.

Wykresy podane na rys. 5 ilustrują różnicę obiegów zwykłego silnika gazowego i silnika Hernu: widzimy w tym ostatnim załamanie linii sprężania (początek spalania), zaś ogólny wygląd wykresu przypomina raczej silnik Diesela. Prężność maksymalna przy spalaniu dochodzi do 28—30 at.

Wynikiem praktycznym nowego sposobu pracy jest możliwość zwiększenia średniego ciśnienia indykowanego do 6 kg/cm<sup>2</sup>, podczas gdy zwykły silnik rzadko przekracza 5 kg/cm<sup>2</sup>; rozchód paliwa

również jest znacznie mniejszy: wynalazca gwarantuje przy sprzyjających okolicznościach rozchód 300 g koksu na 1 KMh.

Silniki syst. Hernu zjawiały się już i w Polsce, narazie jako przeróbki starych silników Diesela.



Rys. 5. Wykresy silnika gazowego: I-zwykłego, II-syst. Hernu.

Z silników lokomotywnych najbliższej typu przemysłowego stoją większe silniki okrętowe. W tej dziedzinie przemysł polski nie mógł dotąd ujawnić żadnej aktywności, ograniczymy się więc do zanotowania współczesnych tendencji wytwórni zagranicznych. Wchodzą tu w rachubę, oczywiście, tylko silniki Diesela. Po pierwszym okresie pewnej nieufności w stosunku do silnika bezsprężarkowego — nieufności zresztą zrozumiałej ze względu na odmienne i bezporównania trudniejsze warunki pracy — zdobywa on coraz szersze zastosowanie w coraz większych jednostkach zarówno floty handlowej, jak i wojennej.

Udoskonalenie przekładni zębatych i hydraulicznych, pozwalających na pewne i ekonomiczne przenoszenie b. wielkich mocy, spowodowało do pewnego stopnia przewrót w budowie silników morskich, wyrażający się w podniesieniu liczby obrotów silnika, który napędza śrubę nie bezpośrednio, lecz za pomocą przekładni zębatej o odpowiednim przełożeniu; spotykamy też zastosowanie kilku oddzielnych silników do napędu jednej śruby.

Bardzo ciekawe przykłady najnowszych tendencji w budowie silników okrętowych przedstawiają ostatnie jednostki floty wojennej niemieckiej, jak krążowniki „Königsberg” i „Leipzig”, a przede wszystkim pancernik „Deutschland”. Jak wiadomo, Traktat Wersalski ograniczył b. poważnie wyporność nowych okrętów wojennych niemieckich; konstruktorzy okrętowi i maszynowi skie-



rowali zatem wszelkie wysiłki ku stworzeniu w granicach przepisanej wyporności jednostek bojowych, nie ustępujących pod względem uzbrojenia i szybkości okrętom nieprzyjacielskim, znacznie większym.

Pancernik „Deutschland” jest pierwszym czysto motorowym okrętem tej wielkości: dotychczas stosowano zazwyczaj silniki spalinowe do ruchu normalnego (marszu), zaś do osiągnięcia szybkości bojowej służyły turbiny parowe. Omawiany pancernik posiada 2 śruby, napędzane każda przez 4 silniki 9-cylindrowe, dwusuwowe, o działaniu obustronem, o mocy po 7100 KM; liczba obrotów (450 na min) jest bardzo wysoka dla tak dużej jednostki; średnica cylindra 420 mm, skok 580 mm.

Do przeniesienia pracy silników na wał śruby służą sprzęgła hydrauliczne syst. Föttingera oraz przekładnia zębata, zmniejszająca liczbę obrotów do 250 na min. Po odliczeniu strat przekładni moc ogólna na wałach śrub wynosi 54 000 KM.

Powietrze przedmuchowe otrzymują te silniki z dmuchaw odśrodkowych, napędzanych przez silniki pomocnicze, których jest na okręcie 4, każdy o 5 cylindrach, takich samych, jak w silnikach głównych. Ogółem zatem ustawiono na tym okręcie 92 jednakowych cylindrów, każdy o mocy około 800 KM.

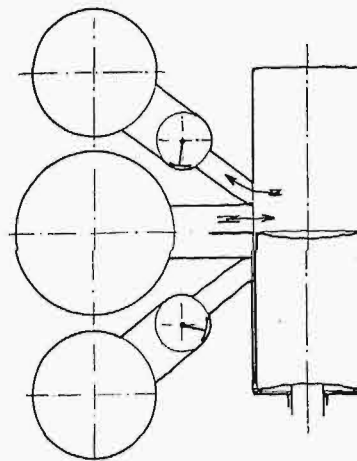
Nader małą wagę silników — 8 kg na 1 KM uż. — osiągnięto dzięki szerokiemu stosowaniu materiałów kutek zamiast odlewów, np. głowice wraz z częścią tulei roboczej są kute ze stali, płaszcze wodne wykonane osobno również ze stali; jedynie środkowa część cylindra, mieszcząca kanały, jest żeliwna; stojaki zastosowano — po raz pierwszy — spawane z blach; konstrukcja łożysk wału korbowego oraz podstawy oparta jest na zasadach stosowanych w silnikach samochodowych, t. j. łożyska odwrócono pokrywami w dół, a śruby mocujące pokrywki łożysk przechodzą aż do środkowej części cylindrów; w ten sposób stojaki są odciążone od sił rozciągających, a podstawa — od momentów gnących; dolną część podstawy wykonano z blachy, gdyż pełni ona jedynie funkcję zbiornika smaru. Na uwagę zasługuje sposób rozwiązania wydechu i przedmuchu, tej najważniejszej sprawy w silniku dwusuwowym. Jak widzimy ze schematu (rys. 6), zastosowano tu znane t. zw. odwrotne płókanie firmy M. A. N., lecz z pewną modyfikacją, polegającą na wprowadzeniu zasuw, zamykających kanały wydechowe przed zamknięciem kanałów wlotowych, a to dla uniknięcia straty powietrza.

Zatrzymaliśmy się nieco dłużej na tym pancerniku, gdyż jest to pierwsza w tych rozmiarach instalacja silnikowa na okręcie, wcielająca przytem cały szereg nowych rozwiązań konstrukcyjnych. Przykład ten daje nam zresztą do myślenia nietylko pod względem technicznym.

Silniki okrętów „Leipzig” i „Bremen”, o mocy 3100 i 3550 KM, posiadają jeszcze wyższą liczbę obrotów: 600 na min; próbne silniki dochodziły do 1000 obr/min.

We flocie handlowej, której tempu rozwoju w ostatnich latach pozostawia zresztą du-

żo do życzenia, nie były dotychczas stosowane tak radykalne rozwiązania, nie jest jednak wykluczone, że — o ile dłuższe doświadczenie potwierdzi niezawodność ruchu takich urządzeń, — mogą one przejść i do floty handlowej, gdyż dają znaczną oszczędność wagi i miejsca, choć zapewne wypadają nie taniej od silników wolnobieżnych.



Rys. 6.

Schemat układu kanałów wydechowych i przedmuchowych.

Pod względem wykorzystania paliwa omawiane wyżej wielkie silniki dwusuwowe stoją bardzo wysoko, pomimo stosunkowo dużej liczby obrotów; nie ustępują one naogół silnikom czterosuwowym, wykazując sprawność użyteczną z włączeniem pracy dmuchaw — to 36%, t. j. rozchód paliwa ok. 175 g na 1 KMh.

Na podstawie przedstawionego wyżej stanu rzeczy dochodzimy do wniosku, że dla jednostek ponad parę tysięcy koni ustabilizował się ostatecznie, zarówno na lądzie, jak i w marynarce, typ silnika dwusuwowego o działaniu podwójnym, o liczbie obrotów w granicach 214—600 na min.

Typ ten znamy w Polsce dotychczas jedynie z literatury.

## Nowe wydawnictwa<sup>\*)</sup>.

**Silniki wietrzne.** Prof. I. S z o w h e n i w. Wydawn. Polskiego Komitetu Energetycznego. Str. 176 rys. 127. Skł. gł. w Księg. Technicznej „Przegl. Techn.”. Cena zł. 8.

**Żelbetnictwo.** Teoria i ustrój zeskładów żelbetowych. Część II. Ustrój. Dr. Inż. A. Kuryłło, prof. Politechniki Lwowskiej. Str. 334, rys. 381, wyd. na papierze kredowym. Cena zł. 24.

**Technical Data on Fuel.** H. M. Spiers. Wyd. 3-cie, przejrane i znacznie rozszerzone. Str. 324 (215 tabel i 57 wykresów). Wyd. Brytyjskiego Komitetu Narodowego Światowej Konferencji Energetycznej. Londyn 1932. Cena 12 sh. 6 d.

**IS - Diagramme für Verbrennungsgase und ihre Anwendung an die Verbrennungsmaschine.** Str. 45, rys. 69 oraz 17 wykresów na osobnych wkładkach. Nakład VDI. Berlin 1932. Cena mk. 7,90.

**Leistungs- und Materialkontrolle nach dem Gantt Verfahren.** Wallace Clark, przełożył S. M. Witte. Wyd. 2-gie, przejrane i rozszerzone. Str. 107 z 36 rys. Wyd. R. Oldenburg. Berlin—Monachjum. 1932. Cena zł. 8,85.

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

# Szesnastopiętrowy gmach Tow. Prudential w Warszawie.

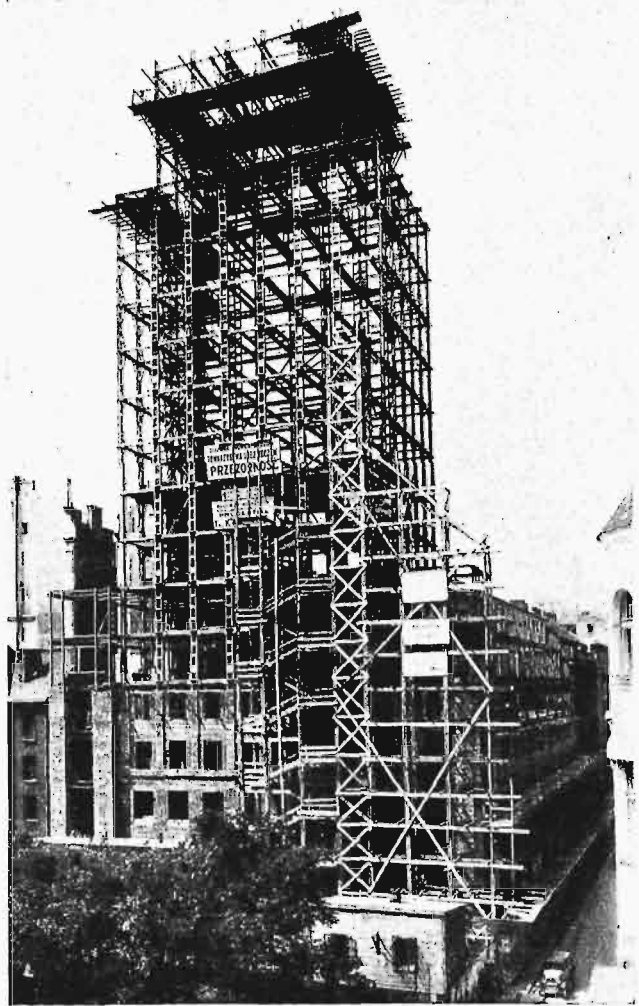
*Napisał Stefan Bryła.*

**G**mach Towarzystwa Prudential w Warszawie wznosi się u zbiegu ulicy Świętokrzyskiej i placu Napoleona. Założony jest na rzucie poziomym zbliżonym do prostokątu, przyczem front (od placu Napoleona) ma długość 33,34 m, zaś od ulicy Świętokrzyskiej 54,53 m. Budynek składa się z dwóch części: mianowicie, wieża o wys. 67,70 m od placu Napoleona, założona na rzucie poziomym  $22 \times 16$  m, ma 16 pięter, co z parterem, suterena-ami górnymi oraz dolnymi daje łączną ilość 19 kondygnacji. 3 najwyższe piętra wieży są zwężone, cofając się o 6 metrów od ścian zewnętrznych wieży właściwej. Pozostała część budynku, t. zn. dwa trakty podłużne oraz trakt poprzeczny mają po 5 pięter, t. j. po 7 do 8 kondygnacji.

Grunt w miejscu budowy po wykonaniu wierceń okazał się iłem trzeciorzędowym, przechodzącym miejscami w glinę. Wogóle jednak poniżej odrzuconej warstwy górnej wszędzie miało się do czynienia z gruntem dość jednostajnym, który na podstawie szczegółowych badań pozwalał na naprężenie dopuszczalne ponad  $2,5 \text{ kg/cm}^2$ . Z tego powodu, pomimo znacznej wysokości wieży, wystarczyły w zupełności fundamenty żelbetowe płytowe\*).

Konstrukcja stalowa została zaprojektowana jako spawano-nitowana, przyczem połączenia warsztatowe wykonano jako spawane, zaś montażowe jako nitowane. Wprawdzie konstrukcja wyłącznie spawana dałaby jeszcze dalej idące oszczędności, jednakowoż firma wykonywająca wolała przeprowadzić montaż przy pomocy nitów. W każdym razie konstrukcja tego typu dała oszczędność w kosztach do 10% konstrukcji nitowanej.

Konstrukcję wieży oparto na tej podstawie, że całkowity wiatr w kierunku wschodnio-zachodnim przenosi się przez dwie ściany zewnętrzne wieży. Założenie to zrobiono z tego powodu, że zewnątrz wieży nie można było umieścić żadnych stężeń wiatrowych. W konsekwencji obie ściany boczne wieży wykonane są jako tężniki. Ponieważ zaś nawet w tych ścianach stężenia przekątne z uwagi na możliwe otwory były niedopuszczalne, przeto zastosowano stężenia narożne we wszystkich polach pomiędzy słupami. Stężenia te wywołują jednakowoż w słupach oraz w podciągach stosunkowo znaczne momenty zginające, co powoduje zwiększenie materiału słupów, które i tak mają do zniesienia znaczne ciężary pionowe. Dlatego też w definitywnym projekcie stężenia przesunięto w ten sposób, że osie ich przecinają się również w osi poszczególnych części słupów. Górną, zwężoną część wieży oparto na oddzielnych podciągach, w konsekwen-



Rys. 1. Widok zmontowanego szkieletu 16-piętrowego gmachu Tow. „Prudential“ w Warszawie.

cji zaś nacisk wiatru musiał być przeniesiony przez zastosowanie wiatrownic i tężnic w stropie 13 piętra.

Ponieważ wiatr przenosi się na całą ścianę frontową wieży, a zatem na wszystkie słupy wieży, przeto ciśnienie to trzeba było przenieść na ściany boczne (t. j. na tężniki wiatrowe) przez stropy. Uzyskano to w ten sposób, że w stropie każdego piętra założone zostały poziome wiatrownice z płaskownikami. Wiatrownice te mają kształt zbliżony do paraboli, tak iżby działały wyłącznie na rozciąganie pod wpływem wiatru. Założono je dla obu możliwych kierunków parcia wiatru, a zatem jako dwa przeciwległe układy.

Parcie wiatru w kierunku południe-północ jest o tyle prostsze do przejścia przez konstrukcję wieży, że stosunek wysokości do podstawy wieży w tym kierunku jest mniejszy i wynosi około 1:3. Dla takiego stosunku można nawet nie uwzględniać parcia wiatru, zwłaszcza jeżeli budynek jest częściowo zastąpiony. W danym wypadku uwzględniono jednakowoż ciśnienie wiatru, przyczem przyjęto, że przenosi się ono na trzy rzędy słupów (dwa zewnętrzne i jeden wewnętrzny). Wynikające stąd dodatkowe siły dochodziły do 15% sił wskutek ciężaru pionowego w słupach zewnętrznych.

\*) Fundamenty te zostały opisane w *Przeł. Techn.* w r. 1931, zes. 45/46, str. 638/43.

Słupy wieży wykonane zostały jako przekroje podwójne, złożone z ceowników, połączonych ze sobą blachami. Styki słupów, zwłaszcza w ścianach bocznych wieży, przyjęto w środku wysokości, ze względu na łatwiejsze wykonanie konstrukcji.

Cztery słupy frontowe w najniższych dwóch piętrach zostały rozdzielone. Chodziło mianowicie o to, iżby ze względów architektonicznych można było ze ścianą cofnąć się nieco włąb, natomiast wysunąć się samymi słupami. Uskuteczniło to w ten sposób, że słupy wieży, poczynając od piętra II ku dołowi rozdwiają się, przyczem część przednia słupa jest zarazem słupem dekoracyjnym, zaś część tylna mieści się w ścianie frontowej. Obie części są połączone blachownicami, dźwigającymi ciężar skypiony czternastu pięter części górnej.

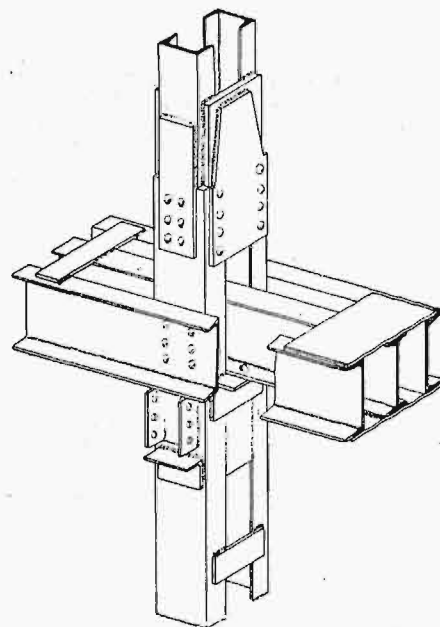
Położenie wszystkich słupów było zgóry dane względami architektonicznymi, mianowicie osiami filarów. Od tej zasady musiało się odstąpić w czterech narożach wieży. Wszystkie słupy połączone są ze sobą podciągami podwójnymi, idącymi w odstępach 3 metry od siebie. Pomiędzy temi podciągami przerzucony został strop żelbetowy systemu Isteq. Strop ten przyjęto z tego powodu, że pozwalał on na osiągnięcie najmniejszego ciężaru (poniżej  $300 \text{ kg/m}^2$ ), o co chodziło ze względu na możliwie zmniejszenie wymiaru słupów, pozatem zaś pozwala na wykonanie możliwie szybko i bez żadnych rusztowań. Grubość płyty tego stropu przyjęto 5 cm, ażeby ukryć w niej możliwie wygodnie tężniki wiatrowe, a nadto by zapewnić płycie dostateczną sztywność.

Część pięciopiętrowa wykonana została jako normalna konstrukcja szkieletowa, składająca się ze słupów oraz podciągów; odstępów słupów były i tu uwarunkowane względami architektonicznymi. Podciągi wykonano jako ciągłe, zmniejszając tem samem wagę konstrukcji stalowej. Słupy wykonane



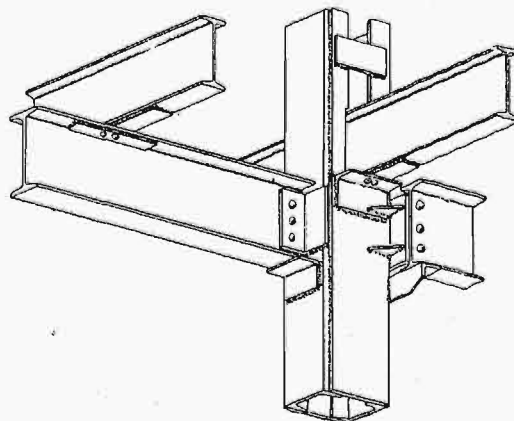
Rys. 2. Szczegół wykonania stropu nad podziemiem.

są każdy z dwóch ceowników. Styki ich wykonano podłużne, bezpośrednio nad podciągami.



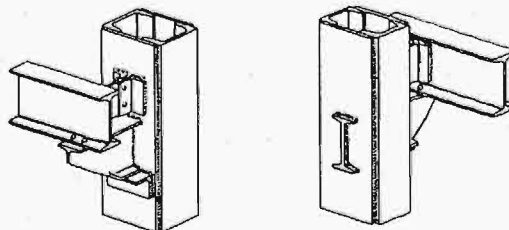
Rys. 3. Szczegół konstrukcji spawanej i nitowanej części 5-piętrowej. Styk słupa i połączenie belek stropowych.

Do najbardziej ciekawych części konstrukcji należą schody, tak wieży, jakoteż części pięciopiętrowych. Dźwigary schodowe są bardzo kręte i bar-



Rys. 4. Szczegół szkieletu części 5-piętrowej. Połączenie belek stropowych ciągłych.

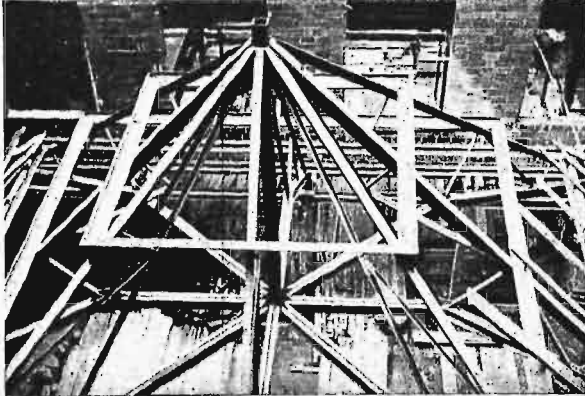
dzo trudne do wykonania w konstrukcji nitowanej. Wygięcia pionowe wykonano w ten sposób przeważnie, że wycięto w dźwigarze odpowiedni klin



Rys. 5. Wsporniki do policzków schodowych.

przy pomocy palnika tlenowo-acetylenowego, następnie zaś zagięto obie części na siebie i spojono

łukiem elektrycznym. Ten sposób okazał się nie tylko lepszym pod względem wytrzymałości, ale także i znacznie wygodniejszym od wyginania



Rys. 6. Półwiązary dachowe nad częścią 5-piętrową.

dźwigara w ogniu. Również poddasze wykonane zostało w konstrukcji stalowej.

Część poza wieżą o rzucie prawie kwadratowym została przykryta dachem namiotowym, wykonanym z 8 półwiązarów. Dach ten wspiera się na wystających wspornikach podciągów. Jest on dosyć stromy z uwagi na architekturę, która wymagała znacznego podniesienia pasa dolnego.

Niezależnie od samego projektu zostało spawanie zastosowane na szeroką skalę podczas wykonywania rozmaitych zmian konstrukcji w trakcie budowy. Do takich zmian należy np. dodanie jednej kondygnacji (16 piętra), która zrazu nie była przewidywana. W konsekwencji trzeba było wzmocnić część słupów oraz podciągi stropu 13-go piętra. Wzmocnienia słupów dokonano częściowo przy pomocy żelbetu, częściowo przez przypojenie dodatkowych konstrukcyj. Wzmocnienie podciągów uskuteczniło wyłącznie przy pomocy spawania, mianowicie przez dodanie odpowiednich żeber na 40 cm podciągach w miejscach, w których przechodzą ciężary skupione, a także i pomiędzy nimi tak, aby uzyskać odpowiednie usztywnienie ścianek dźwigarów.

W poszczególnych miejscach zaszła też potrzeba zmiany konstrukcji ze względów czysto architektonicznych. Do takich zmian należały np. zmiany w parterze, gdzie trzeba było wyciąć tężniki z uwagi na duży otwór, jaki miał prowadzić do klatki schodowej. Spowodowało to w następstwie konieczność wzmocnienia innych części konstrukcji, które zresztą były już wykonane i zmontowane. Uskutecznienie tych przeróbek przy pomocy spawania nie przedstawiało najmniejszych trudności.

Do montażu konstrukcji stalowej użyto w dolnych kondygnacjach trójnożnych, wzgl. dwunożnych drewnianych kozłów w połączeniu z windą ręczną bębnową, zaś na kondygnacjach wyższych stalowych derricków z napędem ręcznym, wzgl.

elektrycznym. Lekkie części, m. in. konstrukcję wind i schodów, wciągano przy pomocy zwykłych bloków pojedynczych.

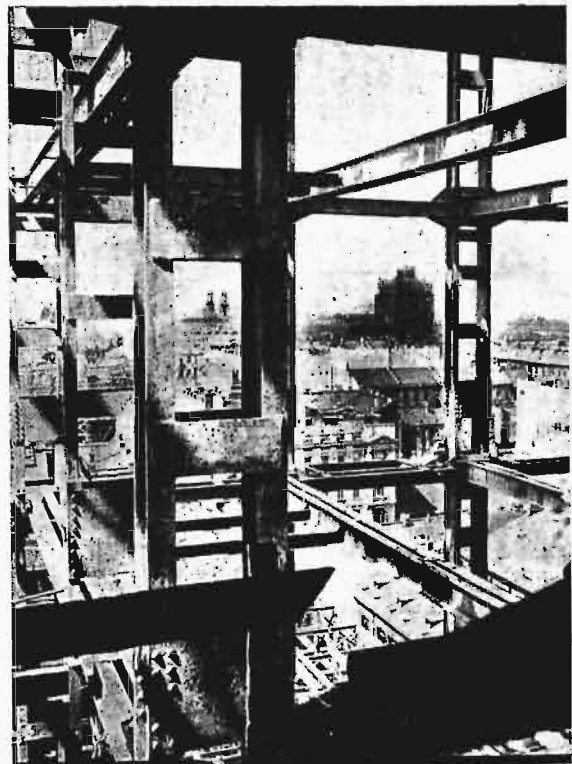
Podczas montażu zastosowano silne prowizoryczne usztywnienia z belek drewnianych.

Słupy zostały wypełnione betonem; niezależnie od tego pokryte 3 cm warstwą zaprawy cementowej 1:3, co uzyskano w ten sposób, że pomiędzy murem wypełniającym pozostawiono odp. odstęp i podczas murowania wypełniono go zaprawą cementową. Słupy osłonięte są cegłą, minimalna grubość tej osłony wynosi 6 cm; gdzie i tej grubości nie dało się osiągnąć, dano izolację 2 cm filcu bitumicznego, na czym na siatce Ledóchowskiego mieści się zaszpałdowanie dziurawką.

Ściany wypełnione są przeważnie dziurawką. W górnych piętrach, ze względu na cienkie mury oraz na silny oziębiający wpływ wiatru, zastosowano 3 cm izolację korkową. Ściany wieży obłożone są płytami granitowymi, ściany części 5-piętrowej — piaskowcem.

Stropy zastosowano w części wieżowej syst. Isteg; w części 5-piętrowej — syst. Hanny.

Projekt architektoniczny wykonał arch. radca Marcin Weinfeld, przyczem autor był doradcą konstrukcyjnym. Konstrukcję żelbetową, stalową,



Rys. 7. Widok ze szkieletu wieży.

oraz mury do stanu surowego wykonała firma K. Rudzki i S-ka. Część 5-piętrową szkieletu stalowego — Huta Pokój.

# Wykresy do obliczania ram eliptycznych i kołowych.

Napisał Inż. Adolf Hauke-Bosak.

Obliczenie ram w ogólności sprowadza się do wyznaczenia wielkości parcia poziomego. Gdy parcie to jest znane, to wyznaczenie momentów rzeczywistych nie stanowi już żadnej trudności. Wielkość parcia poziomego wyznaczyć możemy drogą analityczną lub też sposobem wykreślnym.

Co do ram eliptycznych, to wyznaczenie parcia  $H$  drogą analityczną jest bardzo żmudne i łączy się z tak znacznymi trudnościami, że z reguły ze sposobu tego rezygnujemy, a uciekamy się do sposobu wykreślnego \*).

Ten jednak sposób wymaga również zbyt wiele czasu, gdyż dla każdego konkretnego wypadku obciążenia wykonać trzeba cały szereg żmudnych wykresów i sumowań.

Zadaniem naszym jest podanie zupełnie nowego sposobu wyznaczenia wielkości parcia poziomego dla ramy eliptycznej, przy pomocy gotowych wykresów. Obliczono je wprawdzie dla ram nie eliptycznych, ale kosзовych, jednakowoż tak zbliżonych kształtem do eliptycznego, że powstające stąd błędy są minimalne.

Wykresy te do każdego obciążenia poszczególnego oparte są na wywodach teoretycznych i mają tę zaletę, że stosować je można dla każdej ramy eliptycznej, względnie kołowej, o rozmaitym stosunku  $b:a$ , t. j. połowy osi małej do połowy osi dużej, oraz że wyznaczenie wielkości parcia skuteczniami w rekordowo krótkim czasie z dokładnością nie ustępującą sposobowi wykreślnemu.

Wzór ogólny na wielkość parcia poziomego opiewa:

$$H = \frac{h \int_0^l M_o ds + \int_0^l M_o y ds \pm 21,0 J_r \left\{ t \int_0^l ds + \frac{\Delta t}{d_r} \left[ h^2 \frac{d_r}{d_h} + h \int_0^l ds + \int_0^l y ds \right] \right\}}{2 \left[ \frac{h^3}{3} m + \left( h^2 + \frac{d_r^2}{12} \right) \int_0^a ds + 2h \int_0^a y ds + \int_0^a y^2 ds \right]}$$

przyczem  $h$  oznacza wysokość słupa ramy,  $\int_0^l M_o ds$  — powierzchnię momentów, wyobrażoną na łuku elipsy,  $\int_0^l M_o y ds$  — moment statyczny tej powierzchni odnośnie do linii łączącej podpory rygła,  $J_r$  — średni moment bezwładności rygła,  $m = \frac{J_r}{J_h}$  — stosunek momentu bezwładności rygła do słupa ramy,  $d_r$  — średnią grubość rygła,  $d_h$  — średnią grubość słupa,  $\int_0^a ds$  — długość obwodu ćwiartki elipsy,  $t$  — róż-

nicę między max., względnie min. temperaturą a temperaturą, w czasie której dana konstrukcja została wykonaną. Różnicę tę przyjmuje się z reguły  $\pm 20^\circ$ ,  $\Delta t$  natomiast oznacza różnicę temperatury w warstwach zewnętrznych i wewnętrznych samej ramy.

## Obciążenie jednostajnie rozłożone na całej długości rygła.

Wymiary zasadnicze przyjęto:

$a = 9,0$  m,  $b = 6,0$  m,  $h = 14,0$  m,  $m = 4,6$  m,  $d_r = 1,0$  m,  $d_h = 0,6$  m,  $J_r = 0,033$  m<sup>4</sup>,  $g = 1,0$  t/mb.

Całki, które figurują w tym wzorze, przedsta-

wić możemy w następującej postaci:  $\int_0^a ds = a \xi_a$ ;

$\int_0^a y ds = a b \xi_b$ ;  $\int_0^a y^2 ds = a b^2 \xi_c$ ;  $\int_0^a M_o ds = a^2 b \xi_d$ ; zaś

$\int_0^a M_o y ds = a^2 b^2 \xi_e$ .

Dla każdej wartości  $\frac{b}{a}$  wyznajdujemy wartości  $\xi$  wprost z wykresu I. A więc: dla powyższej ramy  $\frac{a}{b} = \frac{6}{9} = 0,667$ ,  $\xi_a = 1,318$ ,  $\xi_b = 0,884$ ,  $\xi_c = 0,72$ ,  $\xi_d = 0,531$ ,  $\xi_e = 0,468$ .

Wielkość mianownika będzie wobec tego:

$$2 \left[ \frac{14^3}{3} \cdot 4,6 + \left( 14^2 + \frac{1}{12} \right) 9 \cdot 1,318 + 28 \cdot 9 \cdot 6 \cdot 0,884 + 9 \cdot 6^2 \cdot 0,72 \right] = 16200,0,$$

$$h \int_0^l M_o ds = 42 \cdot 81 \cdot 6 \cdot 0,531 = 7224,0,$$

$$\int_0^l M_o y ds = 2 \cdot 81 \cdot 36 \cdot 0,468 = 2730,0.$$

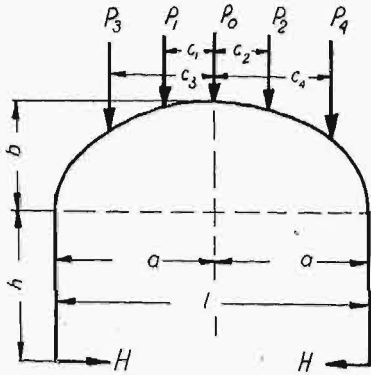
Wobec tego parcie poziome  $H$  wynosi:

$$H = \frac{9954}{16200} \cdot g = 0,615 \cdot g = 0,615 \text{ tonn.}$$

\*) Najprostsze wzory do obliczeń ram eliptycznych podał w „Przeglądzie Techn.” (1931 r.) prof. dr. St. Bryła.

**Obciążenie pionowe ciężarami skupionymi.**

Przyjęto ramę  $b = 6$  m,  $a = 10$  m oraz  $P_0 = 5$  t,  $P_1 = 7$  t,  $c_1 = 3$  m,  $P_2 = 6$  t,  $c_2 = 3,0$  m,  $P_3 = 8$  t,  $c_3 = 6,0$  m i  $P_4 = 9$  t,  $c_4 = 7,0$  m.



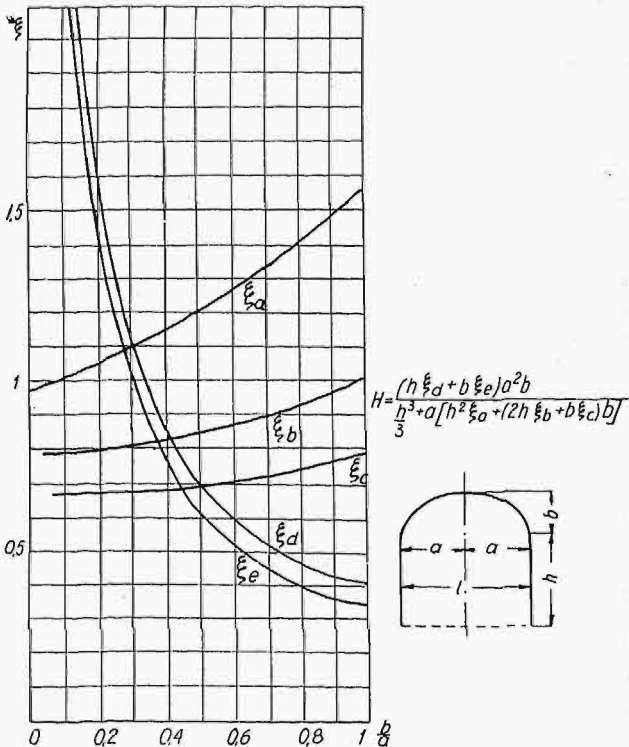
Rys. 1.

Podstawmy za  $\int_0^l M_o ds = \Sigma P a b \xi_s$ , zaś za

$\int_0^l M_o y ds = \Sigma P a b^2 \xi_y$ . Rzędne  $\xi$  wyznaczamy z wykresu II, względnie z wykresu III, i to dla poszczególnego obciążenia z osobna. Rzędne w wykresach tych wykreślone są dla  $P = 1$  t.

Wykresy II i III składają się z 2 szeregów krzywych. Jeden szereg krzywych, oznaczonych przez  $\delta_1$ , biegnie do góry, a poszczególne krzywe są prawie równoległe do siebie, drugi szereg natomiast przecina się z pierwszym.

Zbadajmy cel każdej krzywej z osobna.



Wykres I.

Wartości współczynników  $\xi$  we wzorze na parcie poziome przy obciążeniu pionowym  $g$  t/mb, jednostajnie rozłożonem.

Pierwsza krzywa  $\delta_1 = 0$  jest miejscem geometrycznym rzędnych  $\xi_0$  dla dowolnego stosunku  $\frac{b}{a}$ , t. j. od 1 do 0,2, gdy ciężar  $P$  działa w środku rygla. Do tej zatem krzywej odczytujemy wszystkie rzędne  $\xi_0$ , gdy  $P$  działa w środku.

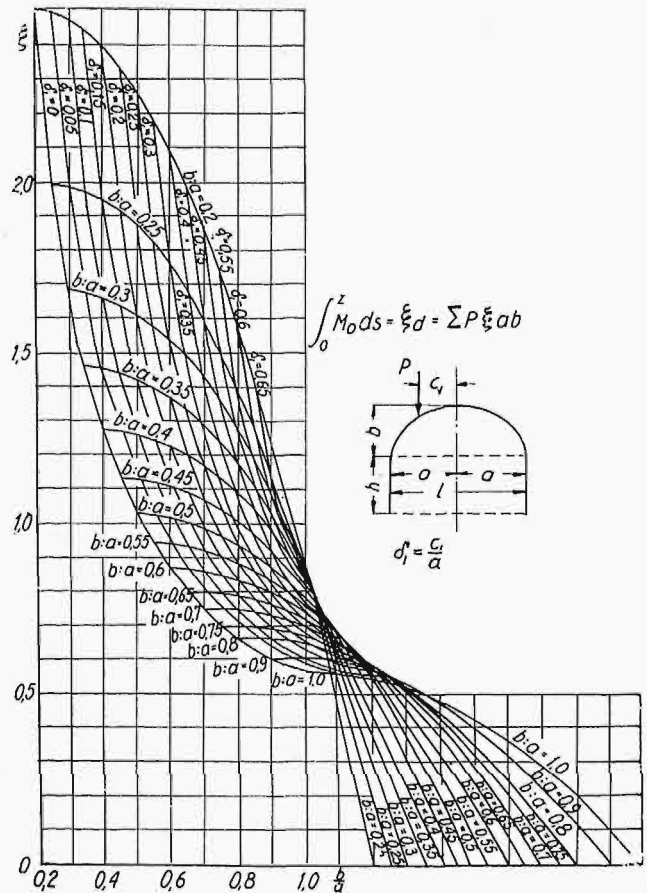
Druga z kolei krzywa  $\delta_1 = 0,05$  jest miejscem geometrycznym rzędnych  $\xi$  dla dowolnego stosunku  $\frac{b}{a}$ , gdy ciężar  $P$  działa w odstępnie  $\delta_1 = 0,05$ , t. zn.  $\delta_1 = \frac{c_1}{a} = 0,05$  od środka ramy.

Trzecia krzywa  $\delta_1 = 0,1$  stanowi miejsce geometryczne rzędnych  $\xi$  dla dowolnego stosunku  $\frac{b}{a}$ , gdy ciężar  $P$  działa w odstępnie  $\delta_1 = \frac{c_1}{a} = 1,0$  od środka i t. d.

Drugi szereg krzywych, przecinających pierwsze, obrazuje linje wpływu dla dowolnego położenia ciężaru  $P$ , ale tylko dla pewnego danego stosunku  $\frac{b}{a}$ .

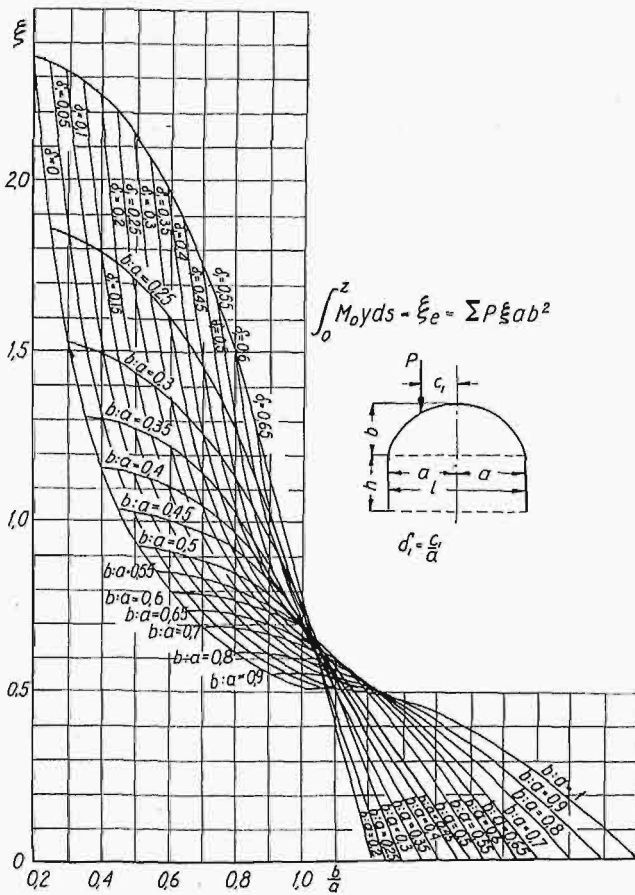
Punktem początkowym tych krzywych jest punkt przecięcia się ich z krzywą  $\delta_1 = 0$ . Szukane rzędne  $\xi$  wyznaczamy zatem już przy pomocy tych drugich krzywych.

Wróćmy do naszego przykładu. Dla siły  $P_0$  mamy  $\delta_1 = 0$ , wobec czego szukamy  $\xi_0$  na krzywej zerowej w punkcie  $c$  o odciętej  $\frac{b}{a} = 0,6$ . Mamy  $\xi_0 = 0,87$ . Z kolei dla siły  $P_1$  mamy  $c_1 = 3$ ,



Wykres II.

Wartości  $\xi$  do obliczania całki  $\xi_d$ . Obciążenie siłą skupioną  $P$ .



Wykres III. Wartości  $\xi$  do obliczenia całki  $\xi_e$ .  
Obciążenie ciężarem skupionym  $P$ .

więc  $\delta = 0,3$ . Odnajdujemy najpierw punkt przecięcia się krzywej  $b : a = 0,6$  z krzywą  $\delta_1 = 0$ ; odcięta tego punktu jest  $0,6$ ; w odstępnie teraz  $0,3$  od tego punktu, czyli na odciętej  $0,3 + 0,6 = 0,9$  znajdujemy rzędną punktu krzywej  $b : a = 0,6$ , równą  $\xi_1 = 0,8$ . Jak z wykresu widać, punkt ten jest przecięciem się krzywej  $\delta_1 = 0,3$  z krzywą  $b : a = 0,6$ .

Dla ciężaru  $P_2$  jest  $c_2$  również  $3,0$  m, zatem  $\xi_2$  będzie również  $0,8$ .

Dla ciężaru  $P_3$  będzie  $c_3 = 6,0$  m, więc  $\delta_1 = 0,6$ . W odstępnie zatem  $0,6$  od punktu początkowego, t. zn. w odstępnie  $0,6 + 0,6 = 1,2$ , wykreślona krzywa  $b : a = 0,6$  wykazuje rzędną  $\xi_3 = 0,57$ .

Dla ciężaru  $P_4$  jest  $c_4 = 7,0$ . Znowu zatem w odstępnie  $0,6 + 0,7 = 1,3$  od punktu początkowego znajdziemy wielkość szukanej rzędnej  $\xi_4 = 0,465$ .

Wszystkie te rzędne wykreślone są dla  $P = 1$  t, wobec tego

$$\int_0^l M_0 ds = [0,87 \cdot 5 + 0,8(7 + 6) + 0,57 \cdot 8 + 0,465 \cdot 9] \cdot 10 \cdot 6 = 1415,7.$$

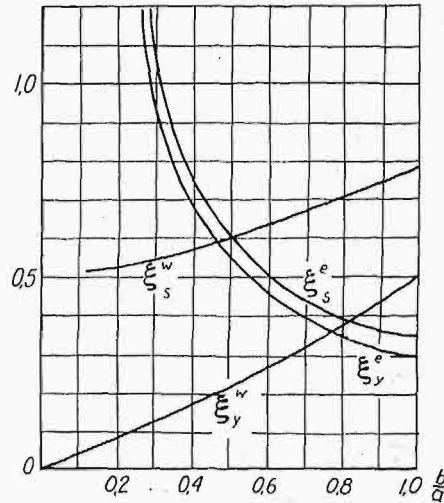
Zupełnie tak samo postępujemy z wykresem III, który daje nam możliwość obliczenia całki

$$\int_0^l M_0 y ds. \text{ Tu } \xi_0 = 0,783; \xi_1 = 0,725 = \xi_2, \xi_3 = 0,505, \xi_4 = 0,393.$$

Wobec tego:

$$\int_0^l M_0 y ds = [0,783 \cdot 5 + 0,725(7 + 6) + 0,505 \cdot 8 + 0,393 \cdot 9] \cdot 10 \cdot 36 = 7530,0.$$

Jak widać z wykresów, krzywe wyrysowane są dla niektórych tylko stosunków  $\frac{b}{a}$ . Dla innych stosunków trzeba przeprowadzić interpolację.



Wykres IV. Wartości  $\xi_s$  i  $\xi_y$  dla obciążenia poziomego jednostajnego na słup, wzgl. na rygiel ramy.

Celem wyjaśnienia tej interpolacji — przyjmujemy znowu nasze poprzednie wymiary ramy, t. j.  $\frac{b}{a} = 0,667$ , przyczem układ sił i wielkości ich pozostają te same.

Przystępujemy więc do wyznaczenia  $\int_0^l M_0 ds$ , a więc wracamy do wykresu II.

Wyznaczamy najpierw rzędną  $\xi_0$  dla ciężaru  $P_0$  umieszczonego w środku, t. j. dla  $\delta_1 = 0$ . Rzędna ta w miejscu  $0,667$ , do krzywej  $\delta_1 = 0$ , wynosi  $\xi_0 = 0,79$ . Punkt ten stanowi teraz dla nas początek.

Ażeby wyznaczyć dalsze wartości rzędnych, trzeba by z tego punktu wykreślić nową krzywą  $b : a = 0,667$  i na tej krzywej dopiero odczytać wartości odpowiednich  $\xi$ . Jak widzimy, krzywej takiej nie ma, wobec tego rzędne te wyznaczamy drogą interpolacji.

Dla  $P_1$  jest  $c_1 = 3,0$  m, t. j.  $\delta_1 = \frac{3}{9} = 0,333$ .

Zatem w odstępnie  $0,333$  od naszego punktu wyjścia, t. j. w punkcie o odciętej  $0,667 + 0,333 = 1,0$  wykreślamy rzędną, na której leży szukany punkt  $\xi$ . Szukany punkt leżeć musi również i na krzywej  $b : a = 0,667$ , t. j. między wykreślona krzywą  $b : a = 0,6$  a krzywą  $b : a = 0,7$ .

Ta jedna interpolacja nie dałaby jednak dokładnego wyniku. Wiemy atoli, że szukany punkt leżeć również musi i na krzywej  $\delta_1 = 0,333$ . Mamy natomiast tylko krzywe  $\delta_1 = 0,3$  i  $\delta_1 = 0,35$ . Interpolacja zatem między temi krzywymi daje położenie szukanego punktu.

Z interpolacji wynika, że  $\xi_1 = 0,715$ . Wobec  $c_2 = c_1$  będzie  $\xi_2 = \xi_1$ . Analogicznie przy  $\delta_1 = 0,667$  znajdujemy  $\xi_3 = 0,47$ , a  $\xi_4 = 0,335$ .

$$\text{Wobec tego } \int_0^l M_o ds = [0,79 \cdot 5 + 0,715(7+6) + 0,47 \cdot 8 + 0,335 \cdot 9] \cdot 9 \cdot 6 = 1081,0.$$

Tak samo postępujemy z wyznaczeniem rzędnych  $\xi$  z wykresu III dla  $\int_0^l M_o y ds$ :

$\xi_0 = 0,714$ ,  $\xi_1 = 0,637$ ,  $\xi_3 = 0,385$  i  $\xi_4 = 0,272$ ; wobec tego

$$\int_0^l M_o y ds = [0,714 \cdot 5 + 0,637(7+6) + 0,385 \cdot 8 + 0,272 \cdot 9] \cdot 9 \cdot 36 = 5631,0.$$

Zatem parcie  $H$  przy  $b = 6$  m i  $a = 9$  m wynosi:

$$H = \frac{14 \cdot 1081 + 5631,0}{16200,0} = 1,28 \text{ tonn.}$$

Sily poziome działające na słup, ewent. na rygiel ramy.

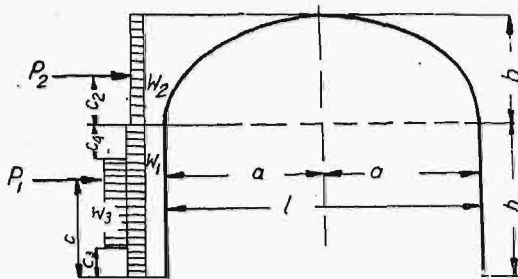
I-y wypadek obciążenia.

Na słup ramy działa obciążenie poziome jednostajne  $w_1 = 1,6$  t/mb.

$$\int_0^l M_o ds = w_1 h^2 a \xi_s,$$

$$\int_0^l M_o y ds = w_1 h^2 a^2 \xi_y.$$

Wartości rzędnych  $\xi_s$  i  $\xi_y$  wyznaczamy z wykresu IV; dla stosunku  $\frac{b}{a} = 0,667$  jest  $\xi_s = 0,656$ ,  $\xi_y = 0,292$ .



Rys. 2.

Wobec tego:

$$\int_0^l M_o ds = 1,6 \cdot 14^2 \cdot 9 \cdot 0,656 = 1851,0,$$

$$\int_0^l M_o y ds = 1,6 \cdot 14^2 \cdot 81 \cdot 0,292 = 7417,0.$$

II-gi wypadek obciążenia.

Obciążenie poziome ciężarem skupionym  $P = 3$  t na słup ramy w odstępnie  $c_1 = 8,0$  m od podnóża słupa.

$$\int_0^l M_o ds = 2 \cdot P \cdot c_1 \cdot a \cdot \xi_s = 2 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 9 \cdot 0,656 = 283,4,$$

$$\int_0^l M_o y ds = 2 \cdot P \cdot c_1 \cdot a^2 \cdot \xi_y = 2 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 81 \cdot 0,292 = 1135,3.$$

III-ci wypadek obciążenia.

Obciążenie poziome jednostajne na rozporę  $w_2 = 0,8$  t/mb.

$$\int_0^l M_o ds = w_2 \cdot a \cdot b \cdot (2h + b) \cdot \xi_s = 0,8 \cdot 9 \cdot 6 \cdot 34 \cdot 0,656 = 963,5,$$

$$\int_0^l M_o y ds = w_2 \cdot a^2 \cdot b \cdot (2h + b) \cdot \xi_y = 0,8 \cdot 81 \cdot 6 \cdot 34 \cdot 0,292 = 3860,0.$$

IV-ty wypadek obciążenia.

Obciążenie skupione  $P_2 = 1,7$  t na rozporę w odstępnie  $c_2 = 3,0$  m od góry słupa:

$$\int_0^l M_o ds = P_2 \cdot 2a \cdot (h + c_2) \xi_s = 1,7 \cdot 18 \cdot 17 \cdot 0,656 = 341,0,$$

$$\int_0^l M_o y ds = P_2 \cdot 2 \cdot a^2 \left( h + \frac{2}{3} c_2 \right) \xi_y = 1,7 \cdot 162 \cdot 16 \cdot 0,292 = 1286,7.$$

V-ty wypadek obciążenia.

Obciążenie poziome jednostajne częściowe na słup ramy  $w_3 = 1,4$  t/mb w odstępnie  $c_3 = 4,0$  m od podnóża ramy oraz  $c_4 = 3,0$  m od góry słupa:

$$\int_0^l M_o ds = w_3 \cdot m_1 \cdot a \cdot \xi_s = 1,4 \cdot 105 \cdot 9 \cdot 0,656 = 868,0,$$

$$\int_0^l M_o y ds = w_3 \cdot m_1 \cdot a^2 \cdot \xi_y = 1,4 \cdot 105 \cdot 81 \cdot 0,292 = 3477,0,$$

gdzie  $m_1 = (h - c_3 - c_4) (h + c_3 - c_4) = 105$ .

$$\sum \int_0^l M_o ds = 1851,0 + 283,4 + 963,5 = 341,0 + 868,0 = 4307,0,$$

$$\sum \int_0^l M_o y ds = 7417,0 + 1135,0 + 3860,0 + 1286,7 + 3477,0 = 17175,7.$$

Wobec tego parcie poziome  $H$  wskutek działania sil poziomych wynosi:

$$H = \frac{14 \cdot 4307,0 + 17175,7}{16200,0} = \frac{77473,7}{16200,0} = 4,78 \text{ t.}$$

Jak z powyższego widać, wykres IV rozwiązuje wszystkie wypadki obciążenia poziomego, działającego zarówno na słup, jak i na rozporę.

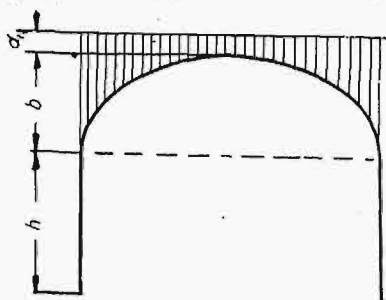
Obciążenie ciągle eliptyczne.

Bardzo często spotykamy w praktyce następujący rodzaj obciążenia. Nad całym łukiem elipsy wykonywamy nadmurówkę do pewnego poziomu.

Obciążenie tego rodzaju nazwiemy obciążeniem ciąglem eliptyczno-wklęsłym. Wyobrazic



je sobie możemy, jako różnicę obciążenia jednostajnego o wysokości  $b + d_1$  oraz obciążenia zobrażowanego przez  $\frac{1}{2}$  powierzchni elipsy.



Rys. 3.

Poszczególne całki dla obciążenia pierwszego wyznacza się wprost z wykresu I, zaś dla obciążenia powierzchnią elipsy, które to obciążenie nazwiemy obciążeniem eliptyczno-wypukłem, wyznaczamy ze wzorów:

$$\int_0^l M_o ds = a^2 \cdot b^2 \cdot \xi_s, \text{ zaś } \int_0^l M_o y ds = a^2 \cdot b^3 \cdot \xi_y \text{ dla } g =$$

$= 1 \text{ t/m}^3$ ; przytem zarówno  $\xi_s$ , jak też i  $\xi_y$  wyznaczamy z wykresu IV. Na wykresie tym wyrysowane są krzywe dla obciążenia poziomego oraz dla obciążenia eliptycznego, które parami biegają do góry.

$$\text{dla } \frac{b}{a} = 0,667 \quad \xi_s = 0,454, \quad \xi_y = 0,41;$$

jako ciężar muru, względnie betonu, przyjęto  $g = 2,0 \text{ t/m}^3$ .

Szerokość rygla przyjęto 0,4 m, wobec tego  $g = 0,8 \text{ t}$ .

$$\int_0^l M_o ds = 81 \cdot 36 \cdot 0,454 \cdot 0,8 = 1059,0,$$

$$\int_0^l M_o y ds = 81 \cdot 216 \cdot 0,41 \cdot 0,8 = 5738,7.$$

Z powodu obciążenia równomiernego dla  $d_1 = 1,0 \text{ m}$   $g = (6 + 1) 0,4 \times 2,0 = 6,6 \text{ t/m}$ ;

$$\int_0^l M_o ds = 516,0 \times 5,6 = 2890,0,$$

$$\int_0^l M_o y ds = 2730 \cdot 5,6 = 15288,0.$$

$$\text{Rzeczywista } \int_0^l M_o ds = 2890,0 - 1059,0 = 1831,0 \text{ m},$$

$$\int_0^l M_o y ds = 15288,0 - 5738,7 = 9549,3;$$

$$\text{wreszcie parcie } H = \frac{14 \cdot 1831,0 + 9540,3}{16200,0} = \\ = \frac{35183,3}{16200,0} = 2,178 \text{ t}.$$

### Wpływ zmiany temperatury.

$$J_r = 0,0333, \quad t = \pm 20^\circ, \quad d_r = 1,0 \text{ m}, \quad \Delta t = 20^\circ,$$

$$\frac{d_r}{d_h} = \frac{1,0}{0,6} = 1,667;$$

$$\int_0^l ds = 2 \cdot 9 \cdot 1,318 = 23,73; \quad \int_0^l y ds = 2 \cdot 9 \cdot 6 \cdot 0,884 = \\ = 954,72 \text{ z wykresu I}.$$

$$21,0 \cdot 0,0333 \left\{ 20 \cdot 23,72 + 20 \left[ 196 \times 1,667 + \right. \right. \\ \left. \left. + 14 \cdot 23,72 + 954,72 \right] \right\} = 22922,0,$$

$$\text{wobec tego parcie } H = \frac{22922,0}{16200,0} = 1,415 \text{ t}.$$

Na powyższym przykładzie uwidoczniono, że posługiwanie się temi wykresami jest nader proste, a wyznaczenie wielkości parcia skutecznie możemy w rekordowo krótkim czasie — bez względu na rodzaj obciążenia oraz na samą konstrukcję ramy eliptycznej.

Jeśli  $\frac{b}{a}$  przyjmiemy równe 1, wówczas mamy do czynienia z ramą kołową.

We wzorze ogólnym uwzględniono również wpływ siły poprzecznej.

Uzasadnienie teoretyczne tych wykresów do obliczania ram eliptycznych, opracowane szczegółowo, jest przygotowane do druku.

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

Napisał Dr. A. Langrod.

### 6. Zasadniczy przyrząd uruchamiający.

W niniejszym ustępie rozważamy tylko dwa przykłady zasadniczego przyrządu uruchamiającego, z tych jeden, którego ruch jest uzależniony od prężności w zbiorniku zapasowym, a drugi, którego ruch jest uzależniony od prężności w cylindrze hamulcowym. Różne typy zasadniczych przy-

rządów uruchamiających, należących do tych dwóch grup, omówimy w ustępie 7, wnioski jednak wyciągnięte z rozważań dwóch zasadniczych przykładów posłużą nam za podstawę rozważań wszystkich innych typów.

Oznaczmy przez

- a prężność powietrza w przewodzie głównym,
- b „ „ w zbiorniku zapasowym,
- c „ „ w cylindrze hamulcowym,
- d „ „ w zbiorniku rozrządczym.

<sup>\*)</sup> Ciąg dalszy do str. 413 w zesz. 37 — 38 z r. b.

W pierwszym przykładzie działa na tłok o powierzchni  $T$  z jednej strony powietrze ze zbiornika zapasowego, a z drugiej — powietrze z przewodu głównego, mamy zatem

$$P = aT,$$

$$Q_1 = bT.$$

W drugim przykładzie jest

$$P = aT,$$

$$Q_1 = dT_1 - cT_2.$$

Jak się przekonamy z rozważań ustępu 7, aby powyższe związki, dotyczące przykładu drugiego, mogły być urzeczywistnione, organ rozrządczy musi mieć więcej niż dwa tłoki, a znaki  $T_1$  i  $T_2$  oznaczają współczynniki zależne od powierzchni tych tłoków. Zakładamy, że prężność w zbiorniku rozrządczym  $d$  ma wartość stałą, równą prężności roboczej w przewodzie głównym, t. j. prężności w przewodzie, gdy hamulec jest zluźniany i naładowany.

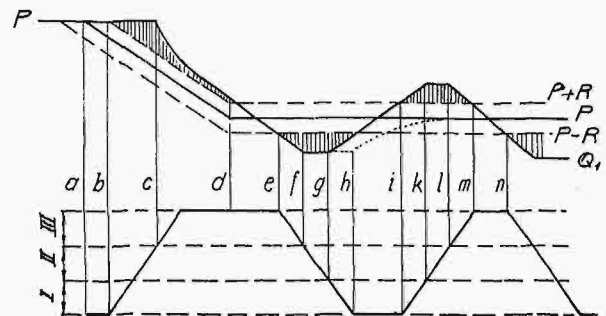
W zluźnianym i naładowanym hamulcu jest w obu przykładach  $a = b = d$ , a  $c = 0$ . Zatem w tym stanie hamulec jest

$$P = Q_1.$$

Z początkiem zmniejszenia prężności w przewodzie głównym, a zatem i siły  $P$ , siła  $Q_1$  pozostaje bez zmiany, wskutek czego powstaje różnica sił  $Q_1 - P$ , która powoduje ruch organu rozrządczego w kierunku III w tej chwili, w której różnica ta przekracza wartość oporu ruchu. Skoro organ rozrządczy przekroczy okres II, powietrze sprężone przepływa ze zbiornika zapasowego do cylindra, przyczem prężność  $b$  maleje, a prężność  $c$  wzrasta, wskutek czego w obu przykładach siła  $Q_1$  zmniejsza się. Rys. 3 przedstawia odnośne przebiegi. W chwili  $a$  prężność w przewodzie głównym, a zatem i siła  $P$ , rozpoczyna się zmniejszać. W chwili  $b$  różnica sił  $Q_1 - P$  przekracza wartość oporu ruchu, wskutek czego organ rozrządczy rozpoczyna się poruszać w kierunku III. W chwili  $c$  kończy się okres II i rozpoczyna się hamowanie, a siła  $Q_1$  rozpoczyna się zmniejszać. W tej chwili różnica sił  $Q_1 - P$  ma wartość największą. Organ rozrządczy porusza się dalej, aż oprze się o obudowę zaworu i zajmie położenie krańcowe IIIk.

Jeżeli jeszcze przed osiągnięciem hamowania pełnego, w chwili  $d$ , prężność w przewodzie głównym, a zatem i siła  $P$  przestanie się zmniejszać, to jednak siła  $Q_1$  nadal się zmniejsza, gdyż organ rozrządczy zostaje w położeniu IIIk, wskutek czego przepływ powietrza ze zbiornika zapasowego do cylindra nie jest przerwany. Gdy jednak siła  $Q_1$  zmniejszy się aż do wartości:  $Q_1 = P - R$  (w chwili  $e$ ), to organ rozrządczy rozpocznie poruszać się w kierunku I. Wzrost siły hamowania trwa dalej, a siła  $Q_1$  nie przestaje się zmniejszać aż do chwili  $f$ , w której rozpoczyna się II okres rozrządu. W tej chwili przepływ powietrza ze zbiornika zapasowego do cylindra jest przerwany, siła zatem  $Q_1$  przestaje się zmieniać, przyczem różnica sił  $P - Q_1$  ma wartość największą. Wskutek działania tej różnicy sił organ rozrządczy porusza się dalej i rozpoczyna

na w chwili  $g$  I okres rozrządu. Od tej chwili rozpoczyna się odhamowywanie, a dalsze przebiegi w obu rozpatrywanych przykładach różnią się zasadniczo.



Rys. 3.

W przykładzie pierwszym (rys. 3, linja punktowana) prężność w zbiorniku zapasowym nie zmienia się tak długo, aż organ rozrządczy zajmie w chwili  $h$  położenie Iik (w rzeczywistości nieco przed tą chwilą). W tem bowiem położeniu połączenie między zbiornikiem zapasowym a przewodem głównym jest otwarte i następuje ładowanie zbiornika zapasowego. Siła  $Q_1$  wzrasta aż do wyrównania prężności w zbiorniku i przewodzie. Siła  $Q_1$  nie może przekroczyć wartości siły  $P$ , wskutek czego organ rozrządczy nie może zmienić swego położenia; odhamowywanie trwa zatem aż do zupełnego zluźnienia hamulca.

W przykładzie drugim (rys. 3, linja ciągła) od chwili  $g$  siła  $Q_1$  rozpoczyna się zwiększać, gdyż od tej chwili powietrze sprężone rozpoczyna wypływać z cylindra, a zatem prężność w cylindrze się zmniejsza. Organ rozrządczy osiąga położenie Iik w chwili  $h$  i pozostaje w niem tak długo, aż siła  $Q_1$  przekroczy wartość  $P - R$ , t. j. do chwili  $i$ . Od tej chwili organ rozrządczy porusza się w kierunku III. W chwili  $k$  rozpoczyna się II okres rozrządu, odhamowywanie przerywa się, a prężność w cylindrze, a zatem i siła  $Q_1$ , przestaje się zmieniać. Trwa to do chwili  $l$ , w której rozpoczyna się okres III, a zatem ponowny wzrost prężności w cylindrze i zmniejszenie się siły  $Q_1$ . Dalsze przebiegi są podobne do poprzednio opisanych.

Z powyższego widzimy, że ustalenie prężności w przewodzie głównym po poprzednim jej zmniejszeniu powoduje w przykładzie pierwszym zupełne odhamowanie, a w przykładzie drugim perjodycznie po sobie następujące odhamowywania i hamowania. Zatem i w drugim przykładzie ustalenie prężności w przewodzie głównym nie powoduje należytego ustalenia siły hamowania. Jakkolwiek bowiem w tym przykładzie siła hamowania waha się między pewnymi granicami, to jednak powtarzające się odhamowywania i hamowania powodują stratę powietrza. Ubytek powietrza w zbiorniku zapasowym uzupełnia przewód główny, przyczem zmniejsza się prężność w przewodzie. Hamulec działa tak, jakby były nieszczelne zbiornik zapasowy i przewód główny. Oba zatem omawiane organy rozrządcze nie nadają się do stopniowego hamowania. Pozostaje nam do zbadania, czy, względ-

nie w jakich warunkach omawianymi typami organów rozrządnych jest możliwe hamowanie pełne.

Według 10-go warunku U. I. C. hamowanie pełne powinno nastąpić, skoro prężność w przewodzie głównym zmniejszy się o  $1 \text{ kg/cm}^2$ , a najwyżej o  $1,5 \text{ kg/cm}^2$  przy hamowaniu wagi własnej, lub o  $1,4 \text{ kg/cm}^2$  przy hamowaniu ładunku. Gdy spadek prężności w przewodzie głównym osiągnie jedną z powyższych wartości, oznaczymy ją przez  $\alpha$  prężność w cylindrze hamulcowym powinna osiągnąć wartość największą, oznaczymy ją przez  $c_1$ , która nie powinna się zmieniać, a zatem nie powinny wystąpić wyżej opisane zjawiska, skoro prężność w przewodzie głównym będzie ustalona na wysokości  $a_1$ , odpowiadającej spadkowi  $\alpha$ , lub spadnie jeszcze poniżej tej wysokości.

W tym celu w przykładzie pierwszym prężność w zbiorniku zapasowym  $b_1$  nie powinna spaść poniżej prężności w przewodzie głównym  $a_1$ , pomniejszonej o opór ruchu, przypadający na jednostkę powierzchni tłoka  $T$ , t. j. o  $r = \frac{R}{T}$ , gdy prężność w przewodzie głównym zmniejszy się o  $\alpha$  lub o wartość jeszcze większą. Zatem musi być

$$a_1 + r \geq b_1 \geq a_1 - \alpha,$$

przyczem

$$a_1 = a_0 - \alpha,$$

gdzie  $a_0$  oznacza normalną prężność roboczą. Gdyby bowiem prężność w zbiorniku zapasowym spadła poniżej  $a_1 - \alpha$ , nastąpiłby ruch organu rozrządowego w kierunku I i nastąpiłoby odhamowanie. Załóżmy np., że  $a_0 = 5 \text{ kg/cm}^2$ , a  $\alpha = 1,5 \text{ kg/cm}^2$ , to prężność w zbiorniku zapasowym nie powinna mieć możliwości obniżenia się poniżej wartości  $3,5 \text{ kg/cm}^2$ , pomniejszonej o  $r$ . Osiąga się to przez takie ustalenie pojemności zbiornika zapasowego i cylindra hamulcowego, aby hamowanie pełne nastąpiło po wyrównaniu prężności w zbiorniku zapasowym i cylindrze hamulcowym.

Pojemność zbiornika zapasowego jest stała, natomiast pojemność cylindra hamulcowego jest zależna od skoku tłoka, a zatem od zużycia klocków hamulcowych. W wykonanych hamulcach omawianego typu mamy w przybliżeniu (pomijając opór ruchu) dla hamowania wagi własnej następujące wartości:

Skok tłoka =

$$\begin{aligned} &= 200 \text{ mm}, b_1 = a_1 = c_1 = 3,5 \text{ kg/cm}^2, \alpha = 1,5 \text{ kg/cm}^2 \\ &= 150 \text{ " " " " " } = 3,8 \text{ " " } = 1,2 \text{ " " } \\ &= 100 \text{ " " " " " } = 4,1 \text{ " " } = 0,9 \text{ " " } \end{aligned}$$

Aby w drugim przykładzie po spadku prężności w przewodzie głównym o  $\alpha$  organ rozrządny nie poruszył się w kierunku I, powinno być

$$a_1 T_1 + R \geq d T_1 - c_1 T_2 \geq a_1 T_1 = R.$$

Ponieważ zaś  $d - a_1 = \alpha$ , to oznaczając  $r = \frac{R}{T_1}$ , mamy

$$\frac{\alpha - r}{c_1} \leq \frac{T_2}{T_1} \leq \frac{\alpha + r}{c_1}.$$

Pomijając zaś opór ruchu, mamy

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\alpha}{c_1}.$$

Jeżeli np.  $\alpha = 1 \text{ kg/cm}^2$ , a  $c_1 = 4 \text{ kg/cm}^2$ , mamy

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{4}.$$

Warunek ten jest konieczny, jednak nie wystarczający. Warunek ten bowiem ustala tylko, że, gdy prężność w przewodzie głównym osiągnie wartość  $a_1$ , a w cylindrze wartość  $c_1$ , to zaistnieje pożądaną związek między siłami  $Q_1$  i  $P$ . Koniecznym jest jednak jeszcze, aby prężność w cylindrze nie mogła osiągnąć wartości większej niż  $c_1$ . Warunek ten można spełnić w ten sam sposób, jak w przykładzie pierwszym, t. j. przez takie ustalenie pojemności zbiornika zapasowego, aby po wyrównaniu prężności w zbiorniku zapasowym i cylindrze prężność w obu tych przestrzeniach miała wartość  $c_1$ . W danym jednak typie przyrządów uruchamiających prężność w zbiorniku zapasowym nie wpływa na ruch organu rozrządowego, wskutek czego prężność ta może mieć po osiągnięciu hamowania pełnego wartość dowolnie większą niż  $a_1$ , a zbiornik zapasowy pojemność dowolnie większą od tej, jaka odpowiada wyrównaniu prężności w zbiorniku i cylindrze w chwili osiągnięcia pełnej, siły hamowania. Zastosowanie zaś zbiornika większego przedstawia pewne korzyści, które w dalszym ciągu omówimy. Nie stosując wyrównania prężności w zbiorniku i cylindrze do ograniczenia największej prężności w zbiorniku, musimy użyć do tego celu osobnego urządzenia, a mianowicie regulatora prężności największej, wchodzącego w skład rozrządu regulacyjnego. Przez zastosowanie regulatora prężności największej osiąga się tę korzyść, że siła hamowania pełnego jest niezależną od skoku tłoka.

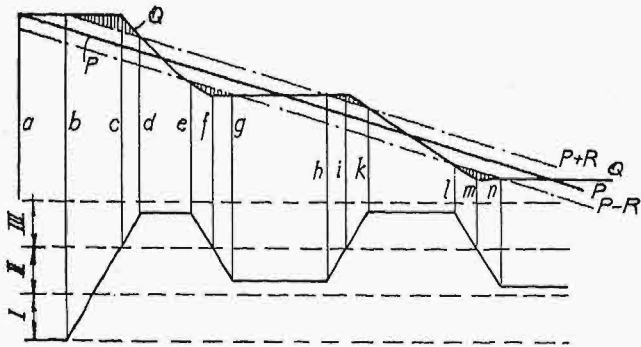
Zanim przystąpimy do omówienia sprawy odhamowania, musimy jeszcze nieco czasu poświęcić opisaniu różnych możliwych przebiegów podczas hamowania.

Szybkość zmiany siły  $Q_1$  podczas hamowania nie jest zależna od szybkości zmiany siły  $P$ . Szybkość spadku siły  $Q_1$  podczas hamowania jest przede wszystkim zależną od pojemności cylindra hamulcowego, a o tej stanowi skok tłoka. Skok ten zaś jest różny, gdyż zależy od zużycia klocków hamulcowych. Różnice skoków tłoka mogą być objęte względnie ciasnymi granicami przez użycie urządzeń do samoczynnego nastawienia klocków hamulcowych. Szybkość spadku prężności w przewodzie głównym zmniejsza się z odległością od parowozu i może mieć na końcu długiego pociągu podczas hamowania ruchowego wartość zaledwie wystarczającą do uruchomienia zaworu rozrządowego. Naogół zatem w długim pociągu w wykresach sił  $P$  i  $Q_1$  poszczególnych hamulców linja  $Q_1$  zajmie wobec linii  $P$  różne położenia, przyczem mogą zajść następujące trzy przypadki:

- 1) Linja  $Q_1$  nie przecina wcale linii  $P + R$ ,
- 2) Linja  $Q_1$  przecina linję  $P + R$  i przebiega następnie między linjami  $P + R$  i  $P - R$ ,
- 3) Linja  $Q_1$  przecina linje  $P + R$  i  $P - R$ .

W pierwszym przypadku organ rozrządny zajmie położenie IIIk. W drugim zaś przypadku organ rozrządny może zatrzymać się w położeniu wcześniejszym, jeżeli wcześniej linja  $Q_1$  przetnie

linię  $P + R$ . W obu tych przypadkach prężność w cylindrze hamulcowym wzrasta stale aż do osiągnięcia wartości, odpowiadającej hamowaniu pełnemu. Przebiegi w 3-cim przypadku przedstawia rys. 4.



Rys. 4.

W chwili  $a$  prężność w przewodzie głównym zaczyna się obniżać. W chwili  $b$  siła  $Q_1 = P + R$ . Od tej chwili organ rozrządczy rozpoczyna się poruszać w kierunku III. W chwili  $c$  rozpoczyna się okres III, a zarazem powietrze sprężone rozpoczyna przepływać ze zbiornika zapasowego do cylindra. Od tej chwili siła zmniejsza się. W chwili  $d$  siła  $Q_1$  ponownie równa się  $P + R$  i organ rozrządczy zatrzymuje się ewentualnie jeszcze przed osiągnięciem położenia krańcowego. W chwili  $e$  siła  $Q_1 = P - R$ , organ rozrządczy rozpoczyna ruch w kierunku przeciwnym. W chwili  $f$  rozpoczyna się okres II; siła  $Q_1$  przestaje się zmniejszać, a prężność w cylindrze hamulcowym przestaje wzrastać. W chwili  $g$  siła  $Q_1$  ponownie równa się  $P - R$ ; organ rozrządczy rozpoczyna się poruszać w kierunku III, prężność w cylindrze rozpoczyna ponownie wzrastać, a siła  $Q_1$  ponownie zmniejsza się. Dalsze przebiegi są podobne do poprzednich. Hamowanie rozpoczyna się z chwilą  $c$  i trwa przez cały następny czas, prężność jednak w cylindrze wzrasta od chwili  $c$  do chwili  $f$ , następnie pozostaje bez zmiany do chwili  $i$ , poczem znowu wzrasta do chwili  $m$  i w ten sposób, chwilowo wzrastając, chwilowo nie zmieniając się, osiąga w końcu wartość, odpowiadającą hamowaniu pełnemu. Mamy przeto niezamierzone stopniowe hamowanie. Jeżeli jednak okres II jest krótki, to gdy linja  $Q_1$  przecina linje  $P + R$  i  $P - R$ , może zająć przypadek, że hamowanie zmienia się naprzemiennie z odhamowywaniem. Każdy jednak zawór rozrządczy posiada urządzenie do stopniowego hamowania, a to zapobiega perzodycznemu, niezamierzonemu odhamowywaniu podczas spadku prężności w przewodzie głównym.

Przebiegi podczas odhamowywania w obu omawianych przykładach są następujące (p. rys. 5):

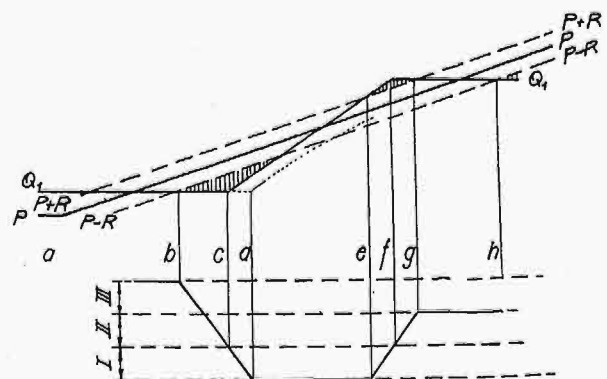
Jeżeli po hamowaniu pełnym i obniżeniu prężności w przewodzie głównym poniżej wartości  $a$ , prężność ta rozpocznie wzrastać, to aż do chwili, w której siła  $P$  osiągnie wartość  $Q_1 + R$ , organ rozrządczy pozostaje w spoczynku. Od tej chwili, t. j. od chwili  $b$ , organ rozrządczy rozpoczyna się poruszać w kierunku I. W chwili  $c$  rozpoczyna się

okres I i odhamowywanie. Od tej chwili przebiegi w obu rozpatrywanych przykładach wykazują znaczne różnice.

W przykładzie pierwszym (rys. 5, linja punktowana) organ rozrządczy porusza się dalej aż osiągnie położenie  $lk$  w chwili  $d$ . Już nieco przed tą chwilą otwiera się połączenie między zbiornikiem zapasowym a przewodem głównym, wskutek czego prężność w zbiorniku zapasowym, a zatem i siła  $Q_1$ , rozpoczyna wzrastać. Prężność jednak  $b$  nie może osiągnąć wartości większej niż  $a$ , a zatem siła  $Q_1$  — wartości większej niż  $P$ . Niema zatem siły, któraby mogła poruszyć organ rozrządczy w kierunku III i przerwać odhamowywanie, nawet w tym wypadku, gdy prężność w przewodzie głównym będzie ustalona przed osiągnięciem normalnej prężności roboczej.

W przykładzie drugim (rys. 5, linja pełna) siła  $Q_1$  rozpoczyna od chwili  $c$  wzrastać, przyczem z powodów omówionych przy opisywaniu przebiegów hamowania, w zależności od pochyłości linii  $Q_1$  i  $P$ , może nastąpić ciągłe odhamowywanie aż do zluźnienia zupełnego lub niezamierzone odhamowywanie, przerywane również aż do odhamowania zupełnego. W razie ustalenia prężności w przewodzie głównym przed osiągnięciem normalnej prężności roboczej, występują takie same zjawiska, jak podczas wyżej omówionej zamierzonej przerwy wzrostu siły hamowania. Zatem i ten typ organu rozrządczego bez urządzeń dodatkowych nie umożliwia stopniowego odhamowywania.

Różnica działania obu powyższych typów zasadniczych przyrządów uruchamiających pochodzi stąd, że po ustaleniu prężności w przewodzie głównym podczas odhamowywania w pierwszym przykładzie siła  $Q_1$  może najwyżej zrównać się z siłą  $P$ , w drugim zaś przykładzie siła  $Q_1$  przekracza wartość siły  $P$ , powiększonej o opór ruchu. Wszelkie inne typy zasadniczych przyrządów uruchamiających działają albo według przykładu 1, albo 2, zależnie od tego, czy po ustaleniu prężności w przewodzie głównym podczas odhamowywania siła  $Q_1$



Rys. 5.

najwyżej równa się sile  $P$  lub też  $Q_1 > P + R$ . Jak zobaczymy w ustępie 8, tylko te ostatnie zasadnicze przyrządy uruchamiające umożliwiają przy pomocy pewnych dodatkowych urządzeń odhamowywanie stopniowe.

### 7. Różne typy zasadniczego przyrządu uruchamiającego.

#### a) Oznaczenia.

Celem łatwiejszej orientacji w licznych typach zasadniczych przyrządów uruchamiających nawet bez pomocy szczegółowych lub schematycznych rysunków, wprowadzamy następujący system oznaczania: Oznaczamy przez

$T, T_1, T_2$  i t. d. — powierzchnię tłoków,

$t$  — powierzchnię przekroju drąga tłokowego, zmniejszającą czynną powierzchnię tłoka. Dwa tłoki na wspólnym drągu tłokowym oznaczamy przez

$$T_1 - T_2,$$

jeżeli przestrzeń między tłokami jest przedzielona szczelną ścianą na dwie części, w których znajduje się powietrze różnego pochodzenia, a drąg tłokowy przechodzi przez dławik w powyższej ścianie, lub przez

$$T_1 + T_2,$$

jeżeli przestrzeń między tłokami nie jest przedzielona. W analogiczny sposób oznaczamy więcej niż dwa tłoki na wspólnym drągu tłokowym.

Przyrząd uruchamiający oznaczamy znakiem tłoków, stawiając obok liter  $T, T_1, T_2$  i t. d. litery, oznaczające prężność powietrza w przestrzeniach sąsiadujących z danymi tłokami. Np.  $a T_1 b - c T_2 o$  oznacza przyrząd uruchamiający, składający się z dwóch tłoków na wspólnym trzonie, przyczem przestrzeń między nimi jest przedzielona szczelną ścianą na dwie części, z których jedna, sąsiadująca z tłokiem  $T_1$ , jest połączona ze zbiornikiem zapasowym, a druga, sąsiadująca z tłokiem  $T_2$ , jest połączona z cylindrem hamulcowym. Przestrzeń przed tłokiem  $T_1$  jest połączona z przewodem głównym, a przestrzeń za tłokiem  $T_2$  z zewnętrznym powietrzem. Prężność powietrza zewnętrznego oznaczamy przez  $o$ .

Jeżeli jedna z przestrzeni jest połączona ze zbiornikiem rozrządczym o zmiennej prężności, to oznaczamy to ułamkiem, przyczem w liczniku umieszczamy literę  $d$ , jako znak prężności w zbiorniku rozrządczym, a w mianowniku znak organu zmieniającego prężność w zbiorniku rozrządczym. Np. przyrząd uruchamiający zaworu systemu  $K u n z e - K n o r r a$  ma następujący znak:

$$a T \frac{d}{b T_1 d + d T_2 o}$$

Jeżeli prężność w zbiorniku zapasowym jest w pewnym czasie zwiększona przez dopływ powietrza z osobnego pomocniczego zbiornika zapasowego, to oznaczamy to ułamkiem, przyczem w liczniku zamieszczamy literę  $b$ , jako znak prężności w zbiorniku zapasowym głównym, a w mianowniku znak  $b_1$  prężności w zbiorniku zapasowym pomocniczym. Np. przyrząd uruchamiający zaworu rozrządczego pociągów osobowych amerykańskiego syst.  $W e s t i n g h o u s e ' a$  ma znak

$$a T \frac{b}{b_1}$$

Jeżeli wreszcie w jednej z przestrzeni oddzielonych przez tłoki przyrządu uruchamiającego ciśnienie na odnośny tłok stale sprężyna, powiększając stale nacisk powietrza, znajdującego się w tej przestrzeni, to do litery oznaczającej prężność tego powietrza dodajemy literę  $S$ , poprzedzając ją znakiem dodawania. Np. przyrząd uruchamiający zaworu  $D r o l l s h a m m e r a$  lub  $B r o s s e ' a$  ma znak

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

b) Przyrządy uruchamiające, których ruch jest uzależniony od prężności powietrza w zbiorniku zapasowym.

Najprostszy typ tej grupy, a zarazem najprostszy typ w ogóle, jest opisany w ustępie 6 jako przykład pierwszy i posiada znak  $a T b$ . Ponieważ różnica prężności w przewodzie głównym i w zbiorniku zapasowym jest stale niewielka, przeto do uszczelnienia tłoka wystarcza pierścień metalowy, co jest główną zaletą tego systemu. Typ ten jest zastosowany w zaworach  $W e s t i n g h o u s e ' a$

i w zaworach innych systemów, które powstały z zaworów syst.  $W e s t i n g h o u s e ' a$ , przez mniejsze lub większe zmiany szczegółów, np. w zaworach  $K n o r r a$ .

Jak już wspomniano w ustępie 6, w typie tym po ustaleniu prężności w przewodzie głównym podczas odhamowywania, siła  $Q_1$  nie może wzrosnąć ponad siłę  $P$ . Aby to osiągnąć, nie tracąc prostoty zasadniczego przyrządu uruchamiającego i jego wyżej wspomnianej zalety, powstały następujące typy:

Typ zastosowany w hamulcach pociągów osobowych przez amerykańskie Towarzystwo  $W e s t i n g h o u s e ' a$  posiada dwa zbiorniki zapasowe. Jeden z nich, główny, działa normalnie, a drugi, pomocniczy, dostarcza dodatkowo powietrza sprężonego zbiornikowi głównemu i zwiększa prężność w tym zbiorniku podczas odhamowywania, wskutek czego prężność w zbiorniku może wzrosnąć ponad prężność w przewodzie głównym po ustaleniu tej prężności przed osiągnięciem pełnej prężności roboczej w przewodzie. W tym celu zbiornik pomocniczy jest połączony ze zbiornikiem głównym osobnym kanałem, który jest otwierany lub zamykany przez bezpośredni organ rozrządczy w ten sposób, że podczas całego okresu I kanał ten jest otwarty.

Nie wchodząc w szczegóły, zaznaczę jeszcze, że odnośny zawór rozrządczy posiada urządzenie, mające na celu oszczędny rozchód powietrza ze zbiornika pomocniczego, i urządzenie służące do zwiększenia siły hamowania podczas hamowania nagłego przy pomocy powietrza ze zbiornika pomocniczego.

Powyższy przyrząd uruchamiający ma znak

$$a T \frac{b}{b_1}$$

Zadanie zwiększenia siły  $Q_1$  ponad siłę  $P$  po ustaleniu prężności w przewodzie głównym podczas odhamowywania jest rozwiązane w interesujący sposób w zaworach rozrządczych  $K u n z e - K n o r r a$ .

W przeciwieństwie do poprzednio omówionych typów, na tłok przyrządu uruchamiającego nie działa powietrze ze zbiornika zapasowego, lecz z osobnego zbiornika rozrządczego. Zbiornik ten stanowi razem ze zbiornikiem zapasowym jeden cylinder, w którym tłok ( $T_1$ ) oddziela przestrzeń, stanowiącą zbiornik zapasowy, od przestrzeni, stanowiącej zbiornik rozrządczy. Tłok ten jest połączony wspólnym trzonem z drugim, mniejszym tłokiem ( $T_2$ ), poruszającym się w cylindrze, który z jednej strony jest otwarty, a z drugiej połączony z przestrzenią, stanowiącą zbiornik rozrządczy. W naszym zatem systemie oznaczeń, urządzeniu powyższemu odpowiada wzór

$$b T_1 d + d T_2 o.$$

Powyższy tłok podwójny poruszy się z jakiegokolwiek położenia w kierunku, w którym przestrzeń zbiornika rozrządczego się zmniejsza, jeżeli

$$b > d \frac{T_1 - T_2}{T_1} + \frac{R}{T_1},$$

a w kierunku odwrotnym, — jeżeli

$$b < d \frac{T_1 - T_2}{T_1} - \frac{R}{T_1}.$$

Zatem tłok podwójny znajduje się w równowadze, jeżeli

$$d \frac{T_1 - T_2}{T_1} + \frac{R}{T_1} \cong b \cong d \frac{T_1 - T_2}{T_1} - \frac{R}{T_1}.$$

W zluzowanym i naładowanym hamulcu tłok podwójny  $T_1 + T_2$  znajduje się w położeniu krańcowym, w którym przestrzeń stanowiąca zbiornik zapasowy ma pojemność największą, a przestrzeń stanowiąca zbiornik rozrządczy — najmniejszą. W tem położeniu obie przestrzenie są ze sobą połączone, a powietrze ma w obu przestrzeniach tę samą prężność, równą normalnej prężności roboczej. Gdy podczas hamowania prężność  $b$  zacznie się zmniejszać, powietrze sprężone nie może dość szybko przepłynąć ze zbiornika rozrządczego do zbiornika zapasowego przez ciasny kanał, łączący te zbiorniki, wskutek czego powstaje różnica między prężnością  $d$  i  $b$ . Skoro różnica ta osiągnie wartość, potrzebną do uruchomienia tłoka podwójnego, tłok ten zacznie się poruszać, przyczem szybko zamyka kanał, łączący oba zbiorniki. Przez ten ruch tłoka przestrzeń stanowiąca zbiornik rozrządczy zwiększa się, wskutek czego prężność  $d$  zmniejsza się. Ruch tłoka trwa tak długo, jak długo

$$b \leq d \frac{T_1 - T_2}{T_1} - \frac{R}{T_1}.$$

Podczas odhamowywania powietrze przepływa z przewodu głównego do zbiornika zapasowego, wskutek czego prężność  $b$  wzrasta. Skoro prężność ta osiągnie wartość konieczną do uruchomienia tłoka podwójnego, tłok ten rozpocznie się poruszać, zmniejszając przytem przestrzeń stanowiącą zbiornik rozrządczy i zwiększając tem samem prężność  $d$ . Ruch ten trwa tak długo, jak długo

$$b \geq d \frac{T_1 - T_2}{T_1} + \frac{R}{T_1}.$$

Nieco przedtem nim tłok podwójny osiągnie położenie krańcowe, otwiera się połączenia obu zbiorników i rozpoczyna się wyrównanie prężności. Ruch tłoka kończy się przez oparcie się tłoka o obudowę. W tem położeniu prężność w obu przestrzeniach osiąga wartość normalnej prężności roboczej.

Różnica prężności w zbiorniku rozrządczym i zapasowym, która wynosi

podczas hamowania

$$d - b = b \frac{T_2}{T_1 - T_2} + \frac{R}{T_1 - T_2},$$

a podczas odhamowywania

$$d - b = b \frac{T_2}{T_1 - T_2} - \frac{R}{T_1 - T_2},$$

ma zawsze wartość dodatnią, jest jednak większą podczas hamowania, niż podczas odhamowywania. Pożądane zaś jest podwyższenie prężności, przeciwdziałającej w zaworze rozrządczym prężności powietrza przewodu głównego, tylko podczas odhamowywania. Podwyższenie tej prężności także podczas hamowania, i to jeszcze w większej mierze niż podczas odhamowywania, jest właściwością systemu bez korzyści dla celów rozrządczych.

Przyrządy uruchamiające poprzednio omówionych typów powodują hamowanie pełne, gdy

$$a_1 = b_1 = c_1,$$

przyczem, według 10 warunku U. I. C., dla hamowania wagi własnej  $a_1$  ma wartość między 3 i 3,5 kg/cm<sup>2</sup>. Z hamulcem zaś K u n z e - K n o r r a osiąga się hamowanie pełne, gdy

$$a_1 = d_1.$$

$$a_1 = c_1.$$

Ponieważ zaś w tych hamulcach  $b_1 < d_1$ , a zatem  $c_1 < a_1$ , przeto w hamulcach K u n z e - K n o r r a największa prężność w cylindrze jest mniejsza niż w hamulcach W e s t i n g h o u s e ' a, wskutek czego w tych samych warunkach średnica cylindra musi być większa.

Tłok przyrządu uruchamiającego, omawianego typu, oddziela przestrzenie, w których powietrze sprężone wykazuje tylko przejściowo i nieznaczne różnice prężności, wystarcza zatem uszczelnienie pierścieniem metalowym, który nie przeszkadza pożądanej łatwej ruchliwości tłoka. Również różnice prężności po obu stronach tłoka  $T_1$ , oddzielającego zbiornik rozrządczy od zbiornika zapasowego, są czasowe i nieznaczne, a jego opór ruchu nie ma zasadniczego wpływu na wrażliwość zaworu rozrządczego. Natomiast tłok  $T_2$  oddziela zbiornik rozrządczy od zewnętrznego powietrza, a zatem przestrzenie o trwałej i znacznej różnicy prężności, przyczem nieuszczelnienie tego tłoka powoduje nie tylko stratę powietrza sprężonego, ale może także wywołać nieregularności w działaniu hamulca. Oba nemi. (d. n.)

## PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

### GOSPODARKA ENEGETYCZNA.

#### Siłownia podziemna o mocy 195 000 kVA.

Elektrownia wodna Brommat na południu Francji, stanowiąca jeden ze stopni wyzyskania rzeki Truyère, odznacza się niezwykłością budowy. Mianowicie turbinownia, mieszcząca 6 turbozespołów po 29 250 kW każdy, znajduje się na głębokości 250 m pod powierzchnią ziemi. Ma ona

75 m długości, 22 m szerokości, 29 m wysokości i jest wykuta w granicie. Napięcie pierwotne wynosi 15 000 V, gdyż odległość do transformatorów, mieszczących się nad ziemią, jest dość znaczna. Każda prądnicą jest połączona z własnym transformatorem, ażeby uniknąć budowy pod ziemią rozdzielni (E. I. World, N. Y., 27 sierpnia 1932 r. str. 265).

## KOLEJNICTWO.

### Nowy typ wagonu do ruchu podmiejskiego.

Zarząd kolei Long Island w Nowym Jorku, usiłując rozwiązać kwestję zwiększającego się stale ruchu podmiejskiego, którego wymaganiom istniejące urządzenia kolejowe wkrótce nie mogłyby poddać, uruchomił tytułem próby nowy typ wagonu osobowego.



Rys. 1. Fragment nowego wagonu dwupiętrowego.

Nowy wagon posiada 120 miejsc siedzących, podczas gdy wagony używane dotąd miały ich 86. Jednocześnie, dzięki szerokiemu zastosowaniu aluminium przy budowie wagonu, osiągnięto zmniejszenie całkowitej jego wagi o 1360 kg tak, że ciężar wagonu, przypadający na jednego pasażera, zmniejsza się z 450 na 270 kg.

W ten sposób, zwiększając pojemność wagonu o 40%, Zarząd kolei spodziewa się zaspokoić wzrastające wymagania ruchu, unikając zwiększenia długości i ciężaru pociągów oraz, co za tym idzie, długości platform peronowych.

Pomysł wagonu jest opatentowany. Zwiększenie ilości miejsc osiągnięto przez umieszczenie ich w dwóch poziomach; konstrukcja wagonu odbiega jednak znacznie od znanych typów wagonów dwupiętrowych, których zastosowanie byłoby tu niemożliwe ze względu na ograniczenia skrajni.

Jak większość wozów amerykańskich, wagon posiada ławki dwuosobowe, umieszczone po obu stronach idącego środkiem przejścia. Co drugi przedział 8-miejscowy podniesiono do góry, przesuwając go jednocześnie o szerokość jednej ławki względem przedziału sąsiedniego, tak że dwaj pasażerowie, którzy siedzieli przedtem plecami do siebie, siedzą obecnie jeden nad drugim. Przejście środkiem wagonu znajduje się na poziomie pośrednim pomiędzy poziomami obydwu kondygnacji. Pasażer, zamierzający zająć miejsce górne, musi wspiąć się na jeden stopień pośredni, a pasażer, siadający na jednej z ławek dolnych, schodzi w podobny sposób do dolnego przedziału, którego podłoga znajduje się o 36 cm poniżej poziomu przejścia.

Zajmowanie i opuszczanie miejsc ułatwiają specjalne poręcze i uchwyty, a od poślizgnięcia się na stopniu chroni specjalna blacha aluminiowa.

Dostateczną wentylację wnętrza wagonu dla zwiększonej ilości pasażerów ma zapewnić specjalne urządzenie, po-

legające na pozostawieniu pomiędzy sufitem a dachem wagonu wolnej przestrzeni, wysokości około 11 cm, otwartej na końcach wagonu. Powstający w niej podczas ruchu pociągu prąd powietrza będzie wyciągać z wnętrza wagonu zużyte powietrze przez otwory wentylacyjne, znajdujące się w suficie. Obok tego przewidziane są dodatkowe wentylatory pomocnicze.

O ile nowy typ wagonu spotka się z uznaniem publiczności, zostaną uruchomione dalsze wagony tego rodzaju, wszystkie jako przyczepne, gdyż jest przewidywana możliwość zastąpienia obecnych pociągów, złożonych z wagonów motorowych i zwykłych, przez pociągi, składające się z wagonów nowego typu, ciągniętych przez lokomotywy elektryczne. (Railway Age, 13 sierpnia 1932. Str. 221—2).

A. E.

## METALURGJA.

### Wytwarzanie stali drogą redukcji w piecach elektrycznych o elektrodach wydrążonych.

Piec łukowy o elektrodach wydrążonych, zbudowany przez Wiles'a, posiada dwie do sześciu elektrod o kanałach wewnętrznych 150 mm i więcej średnicy. Przez te kanały zasila się piec ruda, topnikami i tworzywami węglowymi, jak grafit, koks i t. p., w postaci mieszaniny drobno zmielonej i dobrze przemieszanej. Pomiedzy każdą parą przeciwległych elektrod powstaje łuk elektryczny, który — mimo małej przewodności elektrod — nagrzewa je tak, że przy końcach temperatura ich sięga temperatury łuku, a dalej stopniowo spada. W ten sposób elektrody tworzą jakby retorty, w których następuje proces redukcji przesuwałającej się wewnątrz nich rudy. Powstający przy tem tlenek węgla przyspiesza ten proces. W końcu, gdy mieszanina dochodzi do łuku, zostaje w wysokiej temperaturze stopiona.

Wytwarzana stal ma nie wymagać żadnych środków odleniających i przy odlewaniu do wlewnic ma się zachowywać tak, jak odleniona stal węglista. W piecu tym można przerabiać wszelkiego rodzaju mieszaniny tlenków w postaci sproszkowanej, które w innym procesie wymagałyby brykietowania. Gdy się stosuje inne tlenki niż żelaza, można wytwarzać także stale stopowe. Najważniejszym warunkiem ma być, poza dokładnym namiarem, dobre zmielenie i zmieszanie.

Temperatura w piecu ma być dość wysoka, by wytwarzać stal dostatecznie ciekłą i żużel odp. gęstości. Prócz stali miękkiej (0,036% C, 0,11% Si, 0,23% Mn) wytwarzano w nim stal nierdzewiejącą (0,047 C do 0,08% C i 12 do 19% Cr), stal chromową (0,4 do 0,7% C i 12 do 18% Cr) i chromoniklową (0,07% C, 18% Cr i 8% Ni). Zawartość siatki i fosforu we wszystkich wypadkach powyższych nie przekraczała 0,03%. (Iron Age 12 maja 1932 r., str. 1066/8. VDI-Zft, 1932, zesz. 27, str. 670).

## OBRÓBKA METALI.

### Narzędzia o ostrzu chromowanym.

W ostatnich czasach większe wytwórnie przeprowadziły badania narzędzi o ostrzach chromowanych. Zbadano m. in. takie wiertła, pilniki, gwintowniki, rozwiertaki i in. Chrom przytem osadzano bezpośrednio na narzędziu. Narzędzia chromowane okazały się bardzo korzystnymi szczególnie do obróbki lekkich metali, ponieważ chrom zmniejszał przypawanie się tworzywa do narzędzia na ostrzu. Z tegoż względu uzyskuje się też większą dokładność obróbki, używając ostrza chromowanego.

Jedną z wielkich fabryk samochodów w Ameryce stosuje do obróbki karterów aluminiowych chromowane rozwiertaki. Rozwiertak taki jest najpierw zeszlifowywany na wymiar o 0,05 mm mniejszy od wymiaru nominalnego, poczem nakłada się nań warstwę chromu o grubości 0,1 mm, a wreszcie szlifuje na wymiar nominalny. Rozwiertaki te mają wykazywać czas służby 25 razy większy niż zwykłe. Piłniki chromowane mają, zależnie od obrabianego tworzywa, czas służby 3 do 5 razy dłuższy niż niechromowane.

Trudnością ku powszechnemu zastosowaniu tego środka jest brak odp. rozpowszechnienia urządzeń do chromowania, posiadają je bowiem tylko wielkie zakłady, w szczególności fabryki samochodów. Dla zaradzenia temu istnieje projekt opracowania małej i prostej instalacji do chromowania narzędzi (A u t o m. I n d., 21 maja 1932, str. 748).

## SANITARNA TECHNIKA.

### Straty ciśnienia w rurach i uzbrojeniach wodociągów domowych.

W czasopiśmie GWF, 1932 r., zes. 34, 35, 36 ogłoszono wyniki badań nad stratami w rurach i uzbrojeniach wodociągów domowych, t. j. w dziedzinie dotychczas nadzwyczaj mało omawianej w literaturze technicznej. Chodziło w danym razie o określenie strat nie tylko w rurach nowych, lecz i w rurach dłuższy czas używanych. Badania przeprowadzono z rurami ołowianymi, miedzianymi, mosiężnymi i żelaznymi galwanizowanymi, pomijając żelazne czarne, w wodociągach domowych wogóle nie używane, o średnicach  $\frac{3}{8}$ " do 2" (10 do 50 mm). Wyniki badań są podane na wykresach, z których okazuje się, że dla rur ołowianych nowych straty ciśnienia można obliczać z dokładnością do 4% po-

dług wzoru 
$$h = \lambda \frac{Q^{1,802}}{D^{4,854}} m,$$
 gdzie  $\lambda$  — współczynnik tarcia = 0,00081,  $Q$  — przepływ wody w  $m^3$ /sek,  $D$  — średnica rury w m, zaś  $h$  — strata ciśnienia w słupie wodnym na 1 m długości rury. Wzór ten jest przekształceniem wzoru Lampego

(1872 r.) 
$$h = \alpha \frac{v^{1,802}}{D^{1,25}}$$
 1), gdzie  $v$  — prędkość przepływu. Do-

świadczenia z nowymi rurami miedzianymi i mosiężnymi wykazały, że wzór podany dla nowych rur ołowianych może być stosowany przy tym samym współczynniku 0,00081 i do tych rur.

Większe trudności sprawiało wyznaczenie średniego współczynnika tarcia przy stosowaniu rur żelaznych galwanizowanych, gdyż znajdujące się w handlu, a o te w danym razie chodziło, posiadały najrozmaitszą chropowatość ścianek, jednakże przy współczynniku  $\lambda = 0,000977$  otrzymuje się dostateczną dokładność do celów praktycznych, co uwiidacznia się z wykresów, zamieszczonych w zes. 34. W tymże zeszycie zamieszczono tablicę liczbową strat ciśnienia w nowych rurach ołowianych i miedzianych przy średnicach od 10 do 50 mm i przepływie 0,05; 0,10; 0,20 i t. d. do 10 l/sek co 0,10 l.

W praktyce więcej interesują nas opory w rurach używanych, niż nowych. W przewodach ołowianych, miedzia-

1) Inż. W. H. Lindley, przy obliczaniu rur wodociągowych żelaznych, używał wzoru 
$$h = 0,00018 \frac{v^{1,8}}{R^{1,25}}$$
 w którym  $R$  — promień hydrauliczny. Wzór ten daje straty o 20% większe, niż obliczone podług wzoru pierwszego przy współczynniku 0,00081.

nych i mosiężnych przy przepływie wody chłodnej inkrustacja prawie się nie tworzy. Porównanie strat ciśnienia w rurze ołowianej, używanej 18 lat, ze stratami w rurze nowej tej samej średnicy wykazało zwiększenie strat o 4%. Podobny wynik otrzymano dla rur miedzianych i mosiężnych. Chcąc być pewnym należytego działania rur tych w przyszłości, można przy obliczaniu ich średnic powiększyć współczynnik tarcia o 10%.

Inaczej się przedstawia sprawa strat ciśnienia w rurach żelaznych, które przy przepływie przez nie wody agresywnej ulegają silnej inkrustacji. Pomiary wykazały, że zmniejszenie średnicy wskutek osadów o 0,1 do 1 mm wywołuje straty ciśnienia 1,5 do 3 razy większe, niż w rurach nowych. Większa inkrustacja wywołuje jeszcze większe straty, np. w rurze żelaznej galwanizowanej 1", inkrustowanej do średnicy 18,9 mm, podniosły się straty 40-krotnie w porównaniu z rurą nową. Jak wynikało z doświadczeń, większy wpływ na straty ciśnienia ma zwiększenie się chropowatości ścianek, niż zmniejszenie średnicy rury. Technicznie będzie najprawdopodobniej w tych razach, w których można oczekiwać agresywnego działania wody, używać do instalacji rur ołowianych, mosiężnych lub miedzianych.

Oprócz strat ciśnienia w rurach prostych, trzeba jeszcze brać pod uwagę i straty w kształtkach i odgałęzieniach rurowych. Wyniki badań wskazały, że straty w kształtce łukowej 90° o średnicy 10 do 25 mm = stratom w rurze prostej o tej samej średnicy o długości 0,30 m; 32 do 50 mm = 0,62 m rury prostej; w kątownikach 10 do 25 mm = 0,5 m, a w kątownikach 32 do 50 mm = 1,00 m rury prostej. Straty w odgałęzieniach pod kątem 90° są o 50% większe, niż w kątownikach.

Następnie podano wyniki badań strat w zaworach i zasuwach. Wogóle straty ciśnienia w nich można wyrazić wzorem

$$h = \lambda \cdot \frac{Q^2}{D_s^4},$$

gdzie  $D_s$  oznacza średnicę wewnętrzną siodełka

zaworu. Zależnie od konstrukcji zaworu i dokładności wykonania, współczynnik  $\lambda$  waha się w dużych granicach. Dla zaworów zwykłych przelotowych z siodełkiem, umieszczonym w osi podłużnej,  $\lambda = 0,303$  do 0,769, dla dobrze wykonanych można przyjąć  $\lambda = 0,4$ ; dla zasuw  $\lambda = 0,0484$ . Jak widzimy, straty, powstające przy przepływie wody przez zawory i zasuwę, są dosyć znaczne. W zeszycie 36 GWF podano te straty, zestawione w tablicach liczbowych dla średnic od 10 do 50 mm i przepływów od 0,05 do 10 l/sek. lg.

## SPAWANIE.

### Zastosowanie spawania w budowie krążownika o wyporności 10 000 t.

W Ameryce budowane są obecnie 10 000 t-owe krążowniki, w których zastosowuje się na szeroką skalę spawanie. Krążownik „New Orleans” ma 180 m długości i 18,8 m szerokości, zamurzenie 6,5 m i posiada w trzech wieżach 9 dział 20,3 cm oraz 8 dział przeciwlotniczych 12,7 cm. Na pokładzie mieszczą się wodnopłatowce i katapult. Otóż w krążowniku tym ok. 90% złączy wzdłużnych i poprzecznych kadłuba wykonano w drodze spawania; również poszycie pokładu nieopancerzonego oraz jego przymocowanie do belek pokładowych wykonano za pomocą spawania. Wszelkie nadbudowy na pokładzie, prócz tylko części pancernych i fundamentów maszyn pomocniczych, oraz katapult są całkowicie spawane. Podstawy pod działa lotnicze mają być też spawane. (Iron Age, 5 maja 1932 r., str. 1021).



**Jest do odstąpienia patent**, względnie licencja z patentu polskiego firmy Werkzeugmaschinenfabrik Oerlikon

Nr. 12624 na: „Urządzenie doprowadzające naboje w samoczynnej broni palnej”.

Wiadomość lub oferty:  
Warszawa, Krucza 43, m. 3.

184

**Jest do odstąpienia patent**, względnie licencja z patentu polskiego firmy Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Cie.

Nr. 3131 na: „Sposób umocowania transformatorów w naczyniach z olejem”.

Wiadomość lub oferty:  
Warszawa, Krucza 43, m. 3.

185

## Cynkografije

ZAKŁAD\_FOTOCHEMIGRAFICZNY

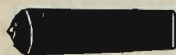
„L U X”

Warszawa, Elektoralna 14. Telefon 250-23.

Wykonuje do druku wszelkie klisze kreskowe i siatkowe.

## Djamenty

Pracownia djamentów do wszelkich wyrobów technicznych



**H. SZEFTEL**

Warszawa, Graniczna 16, tel. 243-79  
Egz. od 1882 roku.

## Łańcuchy

ŁAŃCUCHY

GALL'A  
EWART'A  
FLEYER'A

„ROTAX”

Warszawa,  
Niecała 1,  
Tel. 754-87.

## Piece „Szrajbera”



KAFLE STALOWE

**KAROL SZRAJBER Sp. z o. o.**

WARSZAWA, GRÓJECKA 33,  
TELEFON 9-20-33.

## Pompy do głębokich studzien

NAJSTARSZA W POLSCE FABRYKA POMP  
„SIRIUS”

Warszawa, Zamojskiego 51, tel. 10-18-25.

## Pompy odśrodkowe i turbinowe

Pierwsza w Polsce Wytwórnia Pomp Turbinowych i Turbin Parowych  
Zakłady Mechaniczne

Inż. **STEFAN TWARDOWSKI**

dawniej BRANDEL, WITOSZYŃSKI i S-ka  
Warszawa, Grochowska 37, Tel. 10.18-86.

SPECJALNA FABRYKA POMP OD-  
ŚRODKOWYCH I TURBINOWYCH „SIRIUS”  
Warszawa-Praga, Zamojskiego 51, tel. 10-18-25.

## Wentylatory.

FABRYKA MASZYN „WENTYLATOR”

Aparaty paropowietrzne, przeciwprądowe, grzejniki.

Warszawa, Niecała 1, tel. 754-87

**Jest do odstąpienia patent**, względnie licencja z patentu polskiego firmy Vickers Limited

Nr. 6385 na: „Broń palną samoczynną ręczną lub maszynową”.

Wiadomość lub oferty:  
Warszawa, Krucza 43, m. 3.

187

**Jest do odstąpienia patent**, względnie licencja z patentu polskiego firmy Vickers Limited.

Nr. 6386 na: „Trzon zamkowy samoczynnej broni ręcznej i maszynowej”.

Wiadomość lub oferty:  
Warszawa, Krucza 43, m. 3.

188

**Są do odstąpienia patenty**, względnie licencja z następujących patentów polskich firmy Maschinenfabrik Esslingen.

Nr. 766 na: „Sposób otrzymywania cegiełek nadających się do przesyłki i przeróbki z żelaza nakrzemionego lub innych materiałów używanych do wytwarzania stopów żelaza”.

Nr. 808 na: „Sposób wyrobu zdalnych do przesyłania i przeróbki cegiełek ze stopów żelaznych”.

Nr. 3472 na: „Sposób ustawiania wysokoprocentowego żelaza nakrzemionego z innymi składnikami ładunku pieca w odlewniach żeliwa i stali oraz w stalowniach”.

Nr. 3598 na: „Sposób wprowadzania manganu do kąpielii żelaznych”.

Wiadomość lub oferty:  
Warszawa, Krucza 43, m. 3.

189

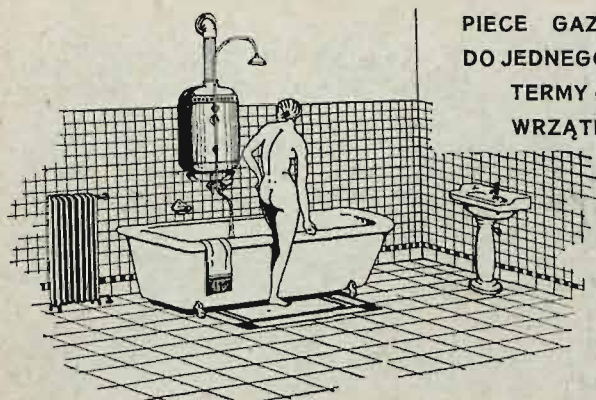
## ZAWIADOMIENIE.

Okręgowy Urząd Budownictwa Nr. III Grodno, zawiadamia, że w dniu 28 października 1932 r. o godz. 10 odbędzie się w lokalu Urzędu przy ul. 3 Maja Nr. 8 w Grodnie przetarg nieograniczony na przeróbkę instalacji elektrycznej zewnętrznej i wewnętrznej w 14-tu budynkach koszarowych w Mołdecznie.

Szczegółowe ogłoszenie ukaże się w „Polsce Zbrojnej” w Warszawie.

Okręgowy Urząd Budownictwa Nr. III.  
Grodno Nr. 850/Bud.

190



PIECE GAZOWE KĄPIELOWE  
DO JEDNEGO I WIELU CZERPAŃ  
TERMY UMYWALKOWE  
WRZĄTNIKI GAZOWE

# „MARS”

15 000 SZTUK W UŻYCIU

NAGRODZONE NA WYSTAWIE W POZNANIU  
ZŁOTYM MEDALEM

FABRYKA URZĄDZEŃ ZDROWOTNYCH

## A. RADŁOWSKI I M. SZTOS

WARSZAWA, ul. DALEKA Nr. 3. TEL. 775-68, 668-00

# STOWARZYSZENIE MECHANIKÓW POLSKICH Z AMERYKI

SP. AKC.

W WARSZAWIE, ul. MARSZAŁKOWSKA 46.

Telefony: 806-29, 886-06, 868-11, 806-99, 806-13.

Wytwórnia w PRUSZKOWIE i Zakłady Przemysłowe „PORĘBA”.

Polecamy własnego wyrobu:

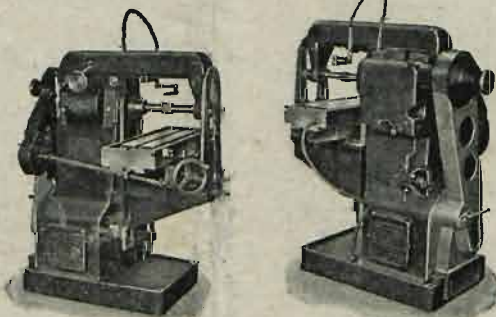
**Obrabiarki do metali:** tokarki, wiertarki, strugarki poprzeczne i podłużne, frezarki pionowe i poziome, dłutownice, szlifierki, ryflarki. **obrabiaarki dla ciężkiego przemysłu** kolejowego i hutniczego wagi, sięgającej powyżej 50 000 kg., **obrabiaarki do drzewa.**

**Przyrządy do:** frezowania, szlifowania, gwintowania na tokarkach. Przyrządy podziałowe i do pionowego frezowania na frezarkach, imadła: maszynowe i warsztatowe.

**Narzędzia do obróbki metali:** wiertła, rozwierlaki, frezy, gwintowniki i t. p.

**Przyrządy fabrykacyjne:** wiertniki, uchwyty, przymiary i t. p.

**Odlewy żeliwne:** maszynowe, wlewnice, cylindry parowozowe, rury wodociągowe, kanalizacyjne i ściekowe oraz kształtki do nich, odlewy sanitarne i naczynia kuchenne — surowe i emaljowane, — odlewy dla centralnego ogrzewania.



Frezarka szybkoobrotowa pozioma typ „TML”.

14

BIURA TECHNICZNE

## ADOLF RICHTER

Warszawa, Rymarska 10.

Łódź, Przejazd 20.

Tel. 610-81 i 686-79 biuro.  
Tel. 686-80 sklep.

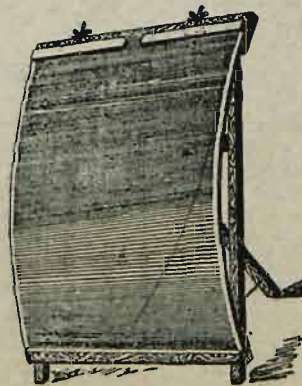
Tel. 203-80 i 179-80.



Armatura parowa „JENKINSA”,  
Wodomierze „Siemensa”,  
Węże metalowe do wszelkich celów tańsze  
i trwalsze od gumowych.  
Gumowe artykuły techniczne,  
Pasy transmisyjne,  
Szczeliwa azbestowe i inne. Manganezyt,  
Tygła „Morgana”, „Klingerit” oryginalny,  
Szkła, wodowskazy i zawory oryginalne  
Klingera.

DOSTAWA WPROST ZE SKŁADU.

2



ZAKŁAD KOPJOWY  
ART. RYSUNKOWO-  
KREŚLARSKIE

PAPIERY ŚWIATŁOCZULE,  
SZKICOWE, RYSUNKOWE,  
APARATY DO KOPJOWANIA

ST. SZYMAŃSKI  
i K. CYGAŃSKI

Warszawa, Wilcza 32  
Tel. 814-78

Zamówienia z prowincji załatwia-  
my w dniu odbioru poczty.

11