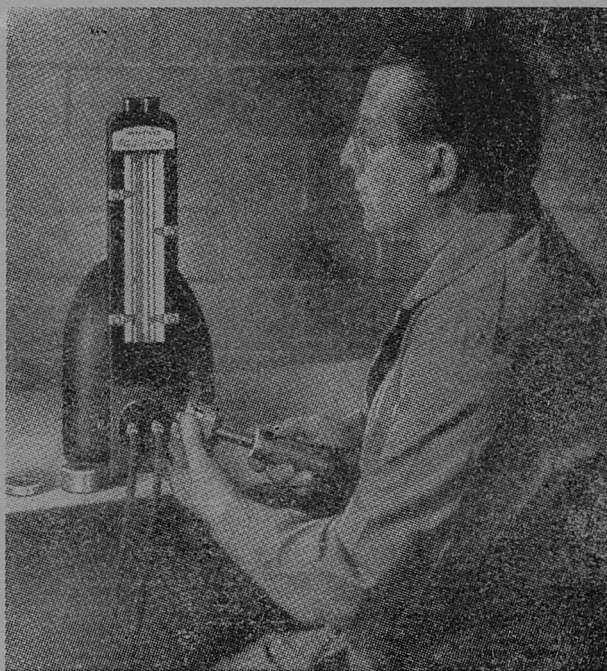


PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



Równoczesny pomiar kilku wymiarów za pomocą przyrządu pneumatycznego ilościowego.



ROK XI

CZERWIEC 1952

ZESZYT 6

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

ARTYKUŁY GŁÓWNE

Mgr inż. Roman Baranowicz — Modernizacja frezarek do szybkościowego skrawania	221
Mgr inż. Henryk Poreyko — Metoda ścinowego zaszlifowania, ściernicą o dużej średnicy, zębów frezów do gwintów	228
Mgr inż. Józef Szpak — Wyniki badań lin stalowych	231
Mgr inż. Zbigniew Misiotek — Bimetały i metody ich produkcji	237
Mgr inż. Tadeusz Sawicki — Przyrządy pneumatyczne do pomiarów liniowych (ciąg dalszy)	241
Mgr inż. Stanisław Dąbrowski — Wpływ ilości stopni sprężarki odśrodkowej na kształt jej charakterystyki	248
Prof. dr inż. Robert Szewalski — Teoria mechanizmów (ciąg dalszy)	252
Metoda potokowa w produkcji drobnoseryjnej — St. Kulesza	257

PRZEGŁĄD PRASY TECHNICZNEJ

Szybkościowa metoda remontu sprzętu przez wymianę zespołów — W. L.	258
Uniwersalny przyrząd do kopiowania — W. C. . . . J. St. K.	258
Zgrzewanie stykowe korbowodów parowozowych —	259

BIBLIOGRAFIA

WIADOMOŚCI SIMP

KRONIKA

Do zeszytu załączony jest Przegląd Bibliograficzny Mechaniki (str. 4).

СОДЕРЖАНИЕ

ГЛАВНЫЕ СТАТЬИ

Модернизация станков для скоростной обработки
Метод срезающей заточки зубьев резбонарезных фрез шлифовальным кругом большого диаметра
Результаты исследований стальных тросов
Биметаллы и методы их производства
Пневматические приспособления для линейных измерений (Продолжение)
Влияние количества отупедей центробежного компрессора на форму его характеристики
Теория механизмов (продолжение)
ОБЗОР ТЕХНИЧЕСКОЙ ПЕЧАТИ
БИБЛИОГРАФИЯ
СООБЩЕНИЯ СИМП

CONTENTS

PRINCIPAL ARTICLES

Modernization of machine-tools for high speed cutting
Sharpening teeth of thread milling cutters by means of large diameter grinding wheels
Steel rope test results
Bimetals and their production
Pneumatic apparatus for length measurements (continued)
Characteristic curve of a centrifugal compressor as a function of the number of stages
Theories of mechanisms (continued)
TECHNICAL PRESS REVIEW
BIBLIOGRAPHY
SIMP BULLETIN

SOMMAIRE

ARTICLES PRINCIPAUX

Modernisation des machines-outils à coupe rapide
Méthode d'affutage coupant au moyen d'un disque à affuter de grand diamètre des dents des fraises à filleter
Résultats des investigations des cables en acier
Les bimétaux et les méthodes de leurs production
Appareils pneumatiques de mesures linéaires (suite)
L'influence du nombre des degrés d'un compresseur centrifuge sur la forme de sa caractéristique
Théories de mécanismes (suite)
REVUE DE LA PRESSE TECHNIQUE
BIBLIOGRAPHIE
BULLETIN de SIMP

Do zeszytu załączona wkładka.

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA, WARSZAWA, Czackiego 3/5
 Komitet Redakcyjny: mgr inż. ZYGMUNT BOCHENEK, mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, JAN STEFAN KOWALSKI,
 mgr inż. STANISŁAW KULESZA, dr inż. JAN OBALSKI, prof. dr inż. ALEKSY PIATKIEWICZ, prof. inż. ZDZISŁAW
 RYTEL, prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI, mgr inż. LECH STRZELECKI, mgr inż. JÓZEF ZAGÓRSKI
 Redaktor Naczelny: mgr inż. MARIAN WAKALSKI
 Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mech. WŁADYSŁAW KAWĘCKI
 Sekretarz redakcji: ANNA WOCHOWSKA
 Redaktor techniczny: CZESŁAW PIEKARSKI
 PKO Nr konta 1-19881/110.

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

REDAKCJA: WARSZAWA, CZACKIEGO 3/5, TEL. 8-95-10 w. 48

ADMINISTRACJA: WARSZAWA, MICKIEWICZA 18, TEL. 10-62-26

Modernizacja frezarek do szybkościowego skrawania

Mgr inż. ROMAN BARANOWICZ

W nr 11 Przeglądu Mechanicznego z 1951 r. zostały podane radzieckie metody przystosowania tokarek do szybkościowego skrawania. Artykuł niniejszy, stanowiący ciąg dalszy wyżej wymienionego, omawia metody, stosowane w ZSRR, przystosowania frezarek do obróbki szybkościowej frezami z węglików spiekanych.

W artykule podano uwagi ogólne o szybkościowym frezowaniu metali, dobór parametrów skrawania ujęty w tablice i nomogramy, przystosowanie frezarek do szybkościowego skrawania, a mianowicie: wymagania stawiane frezarkom do szybkościowego skrawania, obliczenia kinematyczne i wytrzymałościowe napędu głównego i mechanizmu posuwu oraz podwyższanie sztywności stykowej i zdolności tłumienia drgań zmodernizowanej frezarki. W końcu podano szczegółowy przykład modernizacji frezarki pionowej.

1. UWAGI OGÓLNE O SZYBKOŚCIOWYM FREZOWANIU METALI

a) Frezowanie narzędziami z węglików spiekanych charakteryzuje się głównie: stosowaniem wysokich szybkości skrawania i specjalnej geometrii krawędzi tnących narzędzia (przede wszystkim ujemnego kąta natarcia), wynikającej ze specyficznych właściwości współczesnych węglików, które wykazują:

1. wysoką odporność na temperaturę (dopuszczającą temperaturę do $800 \div 900^{\circ}\text{C}$),
2. wysoką odporność na ścieranie i ściskanie,
3. pewną kruchość.

Pierwsze dwie właściwości węglików stanowią o ich szczególnej przydatności do obróbki szybkościowej. Właściwość trzecia tj. kruchość powoduje, między innymi, stosowanie ujemnego kąta natarcia, dla wzmocnienia ostrza, które wówczas pracuje głównie na ściskanie.

Proces frezowania charakteryzuje się znaczną nierównomiernością obciążenia, powodującą uderzenia na zębach freza; zastosowanie ujemnych kątów natarcia ma więc i tę zaletę, że w momencie zetknięcia się przedniej powierzchni zęba z obrabianym materiałem, punkt przyłożenia siły oporu skrawania oddalony jest od wierzchołka zęba, który, będąc jego częścią naj-

ślabszą, jest w ten sposób chroniony od wpływu uderzenia.

b) Prawidłowy wybór gatunku spieku ma duży wpływ na wydajność frezowania. Jak wiadomo istnieją dwie grupy spieków:

1. wolframowo-kobaltowe,
2. tytanowo-wolframowo-kobaltowe.

Spieki grupy pierwszej stosowane są do obróbki materiałów kruchych, dających wiór łupany: żeliwa, metali kolorowych. Zawartość kobaltu stanowi o spistości spieku, lecz wpływa ujemnie na jego ścieralność.

Spieki grupy drugiej wyróżniają się wysoką odpornością na temperaturę i ścieranie, na co wpływa zawartość tytanu. Stosowane są one do obróbki wszelkich gatunków stali, a dzięki dużej odporności na ścieranie, zużycie przednich powierzchni płytek z tych spieków od tarcia wióra jest minimalne.

W ZSRR, do obróbki żeliwa i innych kruchych materiałów, stosuje się spiek grupy pierwszej, marki WK8, jako najbardziej spoisty i odporny na uderzeniowy charakter pracy; dla obróbki zaś stali spieki grupy drugiej, marki T15K6, pozwalający na wyższe szybkości skrawania, i marki T5K10 (szczególnie dla obróbki zgrubnej), który, jako bardziej spoisty, pozwala na większe wartości posuwu na ząb, jednak wymaga mniejszej szybkości skrawania.

c) **N a r z ę d z i a** — głowice frezowe ze wstawianymi nożami-zębami, używane do szybkościowego frezowania, powinny odpowiadać m. in. następującym wymaganiom:

1. pewne i sztywne zamocowanie noży,
2. pochylenie gniazd nożowych w korpusie względem osi głowicy dla otrzymania stosunkowo znacznych ujemnych kątów natarcia,
3. możliwość przestawiania noży dla kompensowania ich zużycia,
4. możliwość dokładnej regulacji położenia noży w kierunkach: osiowym i promieniowym.

Warunek ostatni nie jest bezwzględnie konieczny, ale pożądaný ponieważ:

- a. umożliwia indywidualne ostrzenie noży wyjętych z korpusu i dokładne ich ustawienie „na czujnik“, co jest szczególnie ważne dla głowic większych średnic (ponad 500 mm), których ostrzenie w całości jest trudne i wymaga odpowiednich wymiarów szlifierek ostrzarek;
 - b. umożliwia stopniowane ustawianie noży, co znajduje coraz szersze zastosowanie dla głowic przeznaczonych do zgrubnej obróbki żeliwa z dużymi nadadkami.
5. Korpusy głowic frezowych powinny być maszynowe i sztywne; wykonywane są zwykle ze stali chromowej albo żeliwa modyfikowanego, dobrze tłumiącego drgania;
6. zalecane średnice czołowych głowic frezowych D wynoszą zwykle $1,2 \div 1,6$ szerokości frezowanej powierzchni B . Powiększenie stosunku $D : B$ podnosi trwałość głowicy ale podraża jej wykonanie i utrudnia ostrzenie;
7. zalecane przez ENIMS ilości zębów czołowych głowic frezowych z ostrzami z twardych spieków dla frezowania stali i żeliwa podane są w tabelicy I;
8. dane geometryczne (wartości kątów ostrzy) czołowych głowic frezowanych z nożami z węglików spiekanych można zaczerpnąć z odpowiedniej literatury technicznej np. „Rieżymy rieżanja“ itp.

2. PARAMETRY SKRAWANIA PRZY SZYBKÓŚCIOWYM FREZOWANIU

a. Tabela średnich wartości szybkości skrawania i posuwów

Tabela II podaje średnie wartości szybkości skrawania i posuwów przy użyciu frezów czołowych i tarczowych z nożami z węglików spiekanych; danymi tymi należy posługiwać się przy modernizowaniu frezarek.

Średnicę głowicy frezowej czołowej należy dobierać wychodząc z żądanej szerokości frezowania wg p. 1c6.

Głębokość frezowania (przy dostatecznie dużym nadadku) należy dobierać możliwie największą; wpływa ona na trwałość freza w mniejszym stopniu niż szybkość skrawania i posuw (w la-

TABLICA II. Średnie wartości szybkości skrawania i posuwów przy stosowaniu frezów z ostrzami z węglików spiekanych

Frezowany materiał	Frez czołowy		Frez tarczowy	
	szybkość skr. v m/min	Posuw na ząb p_z mm	Szybkość skr. v m/min	Posuw na ząb p_z mm
Stale węglowe: Ct 5, 35	200 ÷ 220	0,15 ÷ 0,20	230 ÷ 330	0,06 ÷ 0,08
45	180 ÷ 200	0,12 ÷ 0,18	250 ÷ 280	0,06 ÷ 0,08
Stale stopowe: 40X, 40XM, 12XH3, 6540XΦ, 18XΓT	180 ÷ 200	0,12 ÷ 0,18	250 ÷ 280	0,06 ÷ 0,07
35XΓMA	120 ÷ 150	0,10 ÷ 0,15	200 ÷ 220	0,05 ÷ 0,06
X18 M, 18XHBA, 18XHMA	90 ÷ 110	0,06 ÷ 0,012	150 ÷ 180	0,05 ÷ 0,06
Żeliwo	70 ÷ 100	0,4 ÷ 0,6	—	—
Stopy i metale lekkie	1200 ÷ 2000	0,15 ÷ 0,40	—	—

boratorium ENIMS osiągnięto głębokość frezowania stali węglowych głowicą z nożami ze spieków 25 mm — wielkość tę można obecnie uważać jako graniczną).

P o s u w przy czołowym frezowaniu stali przyjmuje się w granicach $p_z = 0,1 \div 0,2$ mm/ząb, najczęściej stosuje się 0,15 mm/ząb. Przy obróbce wykańczającej: $p_z = \frac{h}{25}$ mm/ząb, gdzie h — dopuszczalna wartość (średniokwadratowa) wysokości nierówności żądanej powierzchni w μ .

TABLICA III. Zalecane wartości ekonomicznej trwałości frezów z ostrzami z węglików spiekanych w zależności od ich średnic

Średnica freza w mm	75	90	110	130	200	250	300
Ekonomiczna trwałość ostrzy freza T_{ek} min	280	320	360	400	540	620	700

S z y b k o ś ć s k r a w a n i a należy dobierać tak, aby zapewnić ekonomiczną trwałość ostrzy freza. Tabela III podaje zalecane wartości ekonomicznej trwałości frezów z nożami ze spieków w zależności od ich średnic, zestawione wg danych doświadczalnych ENIMS.

b. Budowa nomogramu dla określenia parametrów skrawania

Ekonomiczna szybkość skrawania przy czołowym frezowaniu stali węglowych o $R_p = 60 \div 80$ kG/mm² frezami z ostrzami ze spieku T15K6 może być określona wzorem przybliżonym, ustalonym doświadczalnie:

$$v_T = \frac{305 \cdot D^{0,2}}{T_{ek}^{0,2} \cdot p_z^{0,4} \cdot (B \cdot g)^{0,176}} \text{ m/min} \quad [1]$$

gdzie: D — średnica freza w mm, T_{ek} — ekonomiczna trwałość narzędzia w min (wg tabl. III), p_z — posuw na ząb freza w mm, B — szerokość frezowania w mm, g — głębokość frezowania w mm.

TABLICA I. Zalecane ilości zębów czołowych głowic frezowych z ostrzami z węglików spiekanych

Średnica głowicy frezowej w mm	75	90	110	130	150	175	200	225	250	300	350	400
Ilość zębów z	dla stali	4	4	6	6	8	8	10	10	10	12	14
	dla żeliwa	2 ÷ 2,5 razy większa										

Wzór [1] jest słuszny dla stosunku $B/g = 20 \div 100$ i głębokości frezowania $g = 1,5 \div 10$ mm, a więc dla warunków najczęstszych.

Ekonomiczną szybkość skrawania przy czołowym frezowaniu żeliwa frezami ze spieków określa się wzorem przybliżonym:

$$v_T = \frac{C_v D^{0,2}}{T_{ek}^{0,15} \cdot p_z^{0,4} \cdot (B \cdot g)^{0,1}} \text{ m/min} \quad [2]$$

oznaczenia analogiczne jak we wzorze [1], C_v — współczynnik dotychczas nieustalony, zależny od właściwości obrabianego żeliwa i innych warunków obróbki. Wobec tego szybkość v_T dla żeliwa określa się z danych praktycznych.

Składowa obwodowa siły skrawania, przy czołowym frezowaniu stali i spiekami, określa się z analogicznego wzoru dla frezów ze stali szybko tnącej z wprowadzeniem mnożnika 1,25 uwzględniającego wpływ ujemnego kąta natarcia:

$$P = \frac{83 \cdot p_z^{0,8} \cdot (B \cdot g)^{1,05} \cdot z}{D^{1,1}} \text{ kG}$$

gdzie: z — ilość zębów freza, pozostałe oznaczenia jak we wzorach [1] i [2].

Potrzebną do rezowania moc silnika frezarki określa się ze wzoru:

$$N_s = \frac{P \cdot v}{60 \cdot 102 \cdot \eta} \approx \frac{P \cdot v}{4500} \text{ kW}$$

(P w kG, v w m/min, η współczynnik sprawności mechanicznej napędu głównego $\approx 0,75$).

Stąd określa się dopuszczalną, ze względu na moc silnika frezarki, szybkość skrawania v_N

$$v_N = \frac{4500 N_s}{P} = \frac{4500 \cdot N_s \cdot D^{1,1}}{83 \cdot p_z^{0,8} \cdot (B \cdot g)^{1,05} \cdot z} \text{ m/min}$$

Wskutek normalnego stopienia krawędzi tnących frezów ze spieków, nastąpi powiększenie wartości składowej obwodowej siły skrawania i w następstwie wielkości potrzebnej mocy o $\sim 25\%$. Odpowiada to w przybliżeniu wartości dopuszczalnego przeciążenia silników elektrycznych asynchronicznych. Wobec powyższego, moc silników może być określana wg wartości nominalnej składowej obwodowej oporu skrawania bez uwzględnienia stopienia krawędzi tnących freza.

Wprowadzając pojęcie „normalnej” ilości zębów

$$z_n = \frac{D}{30} \text{ dla frezów do obróbki stali}^1),$$

i podstawiając w wyrażenie dla v_N otrzymamy:

$$v_N = \frac{30 \cdot 4500 \cdot N_s \cdot D^{0,1}}{83 \cdot p_z^{0,8} \cdot (B \cdot g)^{1,05}} = \frac{1640 \cdot N_s \cdot D^{0,1}}{p_z^{0,8} \cdot (B \cdot g)^{1,05}} \text{ m/min} \quad [3]$$

Według średnicy freza D mm i otrzymanej szybkości skrawania v_N określa się liczbę obrotów freza na minutę:

$$n = \frac{1000 \cdot v_N}{\pi \cdot D} \text{ obr/min}$$

Według wartości posuwu na ząb freza p_z w mm, ilości zębów freza z i ilości obrotów na minutę n , można określić wielkość posuwu „minutowego”.

$$p_m = p_z \cdot z \cdot n \text{ mm/min}$$

Składowa obwodowa siły oporu skrawania przy czołowym frezowaniu żeliwa frezami z twardych spieków określa się wg przybliżonego wzoru:

$$P = \frac{44 \cdot p_z^{0,7} \cdot (B \cdot g)^{1,05} \cdot z}{D^{1,14}} \text{ kG},$$

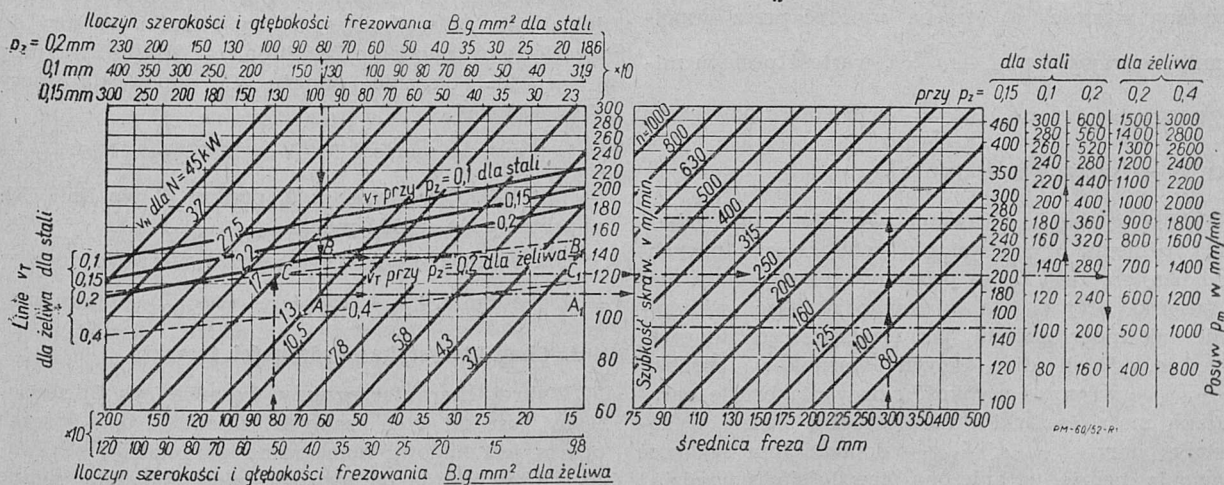
który jest słuszny dla $B/g = 20 \div 100$ i głębokości frezowania $g = 3 \div 10$ mm, a więc dla warunków najczęstszych.

Po wprowadzeniu, tak jak poprzednio „normalnej” ilości zębów $z_n = \frac{D}{12}$ dla frezów ze spieków do obróbki żeliwa i po podstawieniu, otrzyma się wzór dla obliczenia szybkości skrawania przy frezowaniu żeliwa, dopuszczalnej ze względu na moc silnika frezarki:

$$v_N = \frac{4500 \cdot N_s \cdot D^{0,14} \cdot 12}{44 \cdot (B \cdot g)^{1,05} \cdot p_z^{0,7}} = \frac{1230 \cdot N_s \cdot D^{0,14}}{p_z^{0,7} \cdot (B \cdot g)^{1,05}} \text{ m/min} \quad [4]$$

Na rys. 1 podany jest nomogram parametrów skrawania i potrzebnej mocy napędu głównego frezarek dla frezowania stali i żeliwa frezami czołowy-

¹⁾ Wartości z_n są bardzo zbliżone do wartości podanych w tablicy I.



Rys. 1. Nomogram parametrów skrawania i mocy napędu głównego frezarki dla czołowego frezowania stali i żeliwa frezami z węglików spiekanych.

mi z ostrzami z węglików spiekanych, zbudowany na podstawie wzorów [1], [2], [3] i [4].

Wskutek braku danych o wartościach współczynnika C_v we wzorze [2], przyjęto dla określenia v_T (dla frezowania żeliwa) następujące wartości wzięte ze współczesnej praktyki:

$$\begin{aligned} \text{przy } p_z = 0,2 \text{ mm/ząb} & \quad v_T = 110 \div 150 \text{ m/min} \\ p_z = 0,4 \text{ mm/ząb} & \quad v_T = 90 \div 120 \text{ m/min.} \end{aligned}$$

Proste v_N i v_T są zbudowane dla frezów o średnicy 150 mm, dla innych średnic różnić się one będą bardzo nieznacznie.

Lewa część nomogramu przedstawia zależności v_N i v_T od iloczynu $B \cdot g$ dla żeliwa i stali wg równań [3], [4] i [1], [2]. Nad nią, u góry, naniesione są 3 skale wartości $B \cdot g$ dla stali, przy najczęściej stosowanych wartościach posuwów na ząb:

$$\begin{aligned} p_z &= 0,1 \text{ mm} \text{ — dla stali twardych,} \\ p_z &= 0,15 \text{ mm} \text{ — dla stali średniej twardości,} \\ p_z &= 0,2 \text{ mm} \text{ — dla stali miękkich.} \end{aligned}$$

U dołu podane są 2 skale wartości $B \cdot g$ dla obróbki żeliwa przy wartościach posuwów na ząb: $p_z = 0,2$ mm i $p_z = 0,4$ mm. Prawa część nomogramu służy do określenia liczby obrotów wrzeciona frezarki n i wartości posuwu na minutę, w zależności od przyjętej średnicy freza i określonej (z lewej części nomogramu) szybkości skrawania. Obok niej naniesione są skale wartości posuwu minutowego p_m , odpowiadające 3 wartościom (jak wyżej) posuwu na ząb p_z dla stali i dwóm wartościom p_z dla żeliwa.

Nomogram zbudowany jest dla stali: 45, 40X, IIIX15, 12XH3, 40XM i żeliwa o twardości $H_B = 200$; węgliki spiekane dla stali T15K6, a dla żeliwa WK8; ilość zębów freza dla stali $z_n = \frac{D}{30}$, a dla żeliwa $z_n = \frac{D}{12}$.

Posługując się nomogramem przy frezowaniu innych gatunków stali, należy odczytywane wartości szybkości skrawania mnożyć przez odpowiednie współczynniki poprawkowe:

$$\begin{aligned} \text{dla stali: Ct5, 35, 20X} & \quad \text{— } k_{vM} = 1,2 \\ 65\Gamma \text{ 35X}\Gamma\text{MA, 40X}\Phi, 18\text{X}\Gamma\text{T} & \quad \text{— } k_{vM} = 0,75 \\ 18\text{X}\Gamma\text{M, 18XHBA, 18XHMA} & \quad \text{— } k_{vM} = 0,60 \end{aligned}$$

i analogicznie, jeżeli rzeczywista ilość zębów z freza różna jest od odpowiedniej ilości „normalnej” z_n — odczytaną wartość v_N trzeba mnożyć przez współczynnik poprawkowy $k_{vz} = \frac{z_n}{z}$, wartość posuwu minutowego p_m — przez $k_{pz} = \frac{z}{z_n}$ i wielkość potrzebnej mocy N — przez współczynnik $k_{Nz} = \frac{z}{z_n}$.

Wybór szybkości skrawania wg linii v_T odpowiada pełnemu wykorzystaniu właściwości tnących narzędzia, wg zaś v_N — pełnemu wykorzystaniu mocy frezarki. Przy $v_N = v_T$ zachodzi pełne wykorzystanie tak mocy napędu jak i właściwości tnących narzędzia. Jeżeli dla danych warunków obróbki $T > v_N$, wówczas szybkość skrawania będzie ograniczona mocą frezarki i narzędzie nie będzie wykorzystane; przy $v_T < v_N$ — dopuszczalna szybkość skrawania będzie ograniczona trwałością narzędzia, a moc napędu nie będzie wykorzystana.

c. Przykłady posługiwania się nomogramem

1) Dane są następujące warunki skrawania: materiał — stal 35, szerokość frezowania $B = 200$ mm, głębokość frezowania $g = 4$ mm, średnica freza $D = 300$ mm, ilość zębów $z = 14$, moc napędu frezarki $N = 13$ kW, $p_z = 0,2$ mm/ząb. Określić: liczbę obrotów wrzeciona n i posuw minutowy.

Określenie v : z punktu $B \cdot g = 200 \cdot 4 = 800$ mm² na skali $p_z = 0,2$ dla stali, wg strzałki do przecięcia z linią v_N przy $N = 13$ kW w punkcie A, i dalej wg linii poziomej AA_1 w prawo do $v = 110$ m/min. Położenie punktu A poniżej odpowiedniej linii v_T świadczy o tym, że właściwości tnące freza nie będą wyzyskane, wskutek niedostatecznej mocy frezarki.

Poprawiona wartość szybkości: $v = 110 \cdot k_{vM} \cdot k_{vz} = 110 \cdot 1,2 \cdot \frac{10}{14} = 94,3$ m/min.

Określenie n i p_m : od $v = 94,3$ m/min w prawo wg strzałki do $h = 100$ obr/min i $p_m = 200 \cdot k_{pz} = 200 \cdot \frac{14}{10} = 280$ m/min

2) Dane: $B = 200$ mm, $g = 4$ mm, stal 35: $D = 300$ mm, $p_z = 0,2$ mm/ząb, $z = 12$. Określić: potrzebną moc frezarki N , liczbę obrotów wrzeciona n i posuw minutowy p_m .

Określenie N : z punktu $B \cdot g = 800$ mm² skali $p_z = 0,2$ (dla stali) wg strzałki do przecięcia z linią v_T (przy $p_z = 0,2$) w punkcie B. Położenie tego punktu odpowiada mocy silnika $N = \sim 16$ kW.

Poprawiona wartość mocy: $N = 16 \cdot k_{Nz} = 16 \cdot \frac{12}{10} = 19,2$ kW.

Określenie v : z punktu B wg linii BB_1 w prawo do $v = 139$ m/min.

Poprawiona wartość szybkości: $v = 139$, $k_{vM} = 360 \cdot 1,2 = 432$ mm/min.

Określenie n i p_m : od $v = 167$ m/min, wg strzałki w prawo do $n = 180$ obr/min i $p_m = 380 \cdot k_{vz} = 360 \cdot 1,2 = 432$ mm/min.

3) Dane: $B = 200$ mm, $g = 4$ mm, żeliwo. $D = 300$ mm, $z = 22$, $p_z = 0,2$ mm/ząb. Określić: moc frezarki N , liczbę obrotów wrzeciona n , i posuw minutowy p_m .

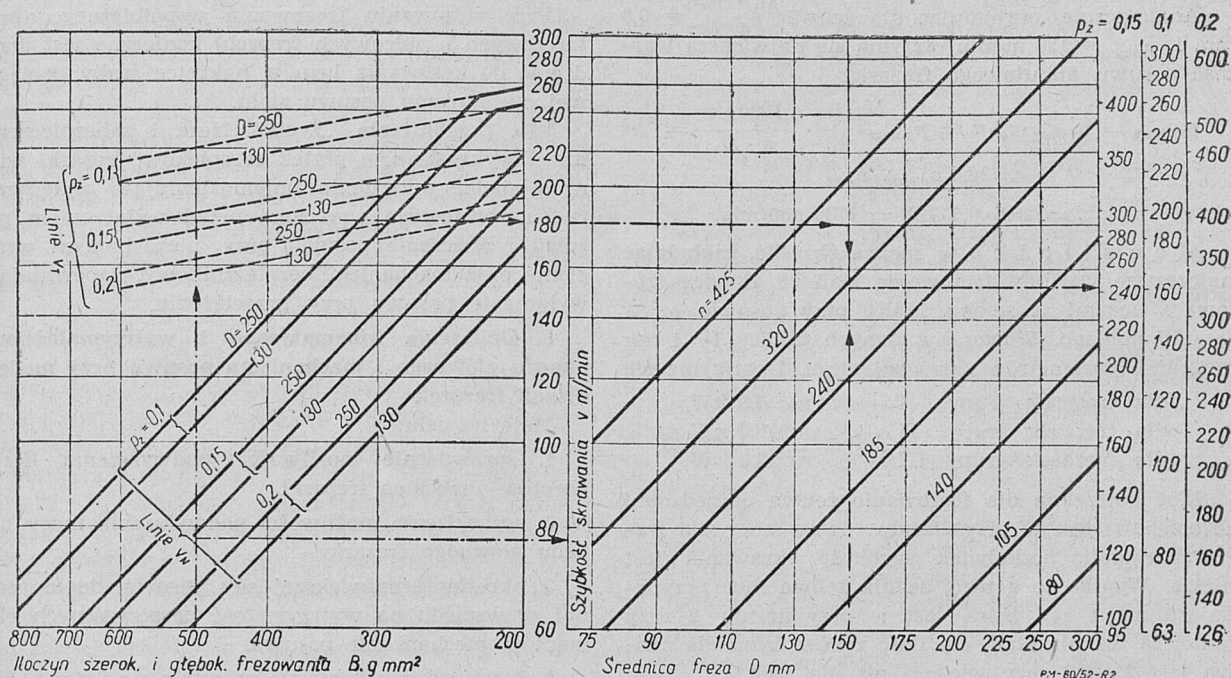
Określenie N : Z punktu $B \cdot g = 800$ mm² na skali dolnej (dla żeliwa) $p_z = 0,2$ wg strzałki do góry do przecięcia w punkcie C z linią v_T dla żeliwa przy $p_z = 0,2$. Położenie punktu C odpowiada mocy $N \approx 17,5$ kW.

Poprawiona wartość N : $N = 17,5 \cdot k_{Nz} = 17,5 \cdot \frac{22}{25} = 15,4$ kW. Określenie v : Z punktu C wg linii CC_1 w prawo do $v = 124$ m/min.

Określenie n i p_m : Od $v = 124$ w prawo do $n = 130$ obr/min. i $p_m = 650 \cdot k_{pz} = 650 \cdot \frac{22}{25} = 572$ mm/min.

d. Charakterystyka wydajności frezarki

Wykres charakterystyczny frezarki (rys. 2) zbudowany jest na tych samych zasadach, na których oparta jest budowa nomogramu parametrów skrawania. Różni się on od tego ostatniego tym, że buduje się go dla określonych mocy silników napędów głów-



Rys. 2. Wykres charakterystyczny frezarki przed modernizacją; $N = 4,3$ kW, $n = 425$ obr/min.

nych poszczególnych frezarek i dlatego zamiast linii szybkości v_N , dla różnych mocy znajdują się w nim linie v_N dla różnych wartości posuwu na ząb freza i średnic freza D (przy $z_n = \frac{D}{30}$ dla stali) przy stałej mocy silnika. Dla tych samych wartości p_z i D buduje się linie szybkości v_T , dopuszczalnej ze względu na ekonomiczną trwałość narzędzia, które przecinają linie v_N .

Punktom przecięcia każdej pary linii v_N i v_T dla tych samych wartości p_z i D odpowiadają określone wartości iloczynu szerokości i głębokości frezowania $B.g$, przy których mogą być wykorzystane właściwości narzędzia i moc napędu frezarki.

Przy pomocy tak zbudowanej charakterystyki łatwo można ustalić zakres wartości iloczynów $B.g$, w którym można na danej frezarce pracować ekonomicznie i racjonalnie frezami z węglików spiekanych.

3. PRZYSTOSOWANIE FREZAREK DO SZYBKOSCIOWEGO SKRAWANIA

a. Wymagania stawiane frezarkom przy szybkościowym frezowaniu

Dla oceny przydatności poszczególnych frezarek do racjonalnej pracy narzędziami ze spieków trzeba oprzeć się na pewnych danych wyjściowych, charakteryzujących warunki eksploatacji frezarki. Danymi takimi będą:

- największa średnica freza D w mm,
- największa szerokość frezowania B w mm,
- największa głębokość frezowania g w mm.

Tablica IV podaje zestawienie tych wartości „obliczeniowych” dla kilku typowych wielkości frezarek. Dla tych wielkości frezarek można przyjąć zakres racjonalnego eksploataowania frezów w granicach $(1,0 \div 0,25) D$, (D — średnica obliczeniowa freza z tablicy IV), przy czym średnica najmniejsza nie powinna być mniejsza od 60 mm.

A zatem (wg tablicy IV)

dla frezarek grupy I $D = 150 \div 60$ mm

„ „ „ II $D = 225 \div 60$ mm

„ „ „ III $D = 300 \div 75$ mm

Górną granicę liczb obrotów wrzeciona można określić z warunków wykończającego frezowania stali frezem o najmniejszej dopuszczalnej średnicy przy szybkości skrawania v do 300 m/min.

TABLICA IV. „Obliczeniowe” wartości charakterystycznych wymiarów frezarek

Rodzaj frezarki	Wymiary stołu w mm	Średnica freza D w mm	Szer. frezow. B w mm	Głęb. frez. g w mm	Iloczyn $B.g$ w mm ²
Frezarki konsol. gr. I	300x1250	150	100	4,0	400
„ „ „ II	420x1600	225	150	6,5	975
„ „ „ III	500x1800	300	200	8,5	1700

Otrzyma się wtedy n a j w y ż s z e o b r o t y:

$$\text{dla frezarek grupy I i II} \quad n_{\max} = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} =$$

$$= \frac{1000 \cdot 300}{\pi \cdot 60} \approx 1600 \text{ obr/min}$$

$$\text{dla frezarek grupy III} \quad n_{\max} = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} =$$

$$\frac{1000 \cdot 300}{\pi \cdot 75} \approx 1280 \text{ obr/min}$$

Największa wartość posuwu $z_n = \frac{D}{30}$ i u to w e g o: przyjmując jak poprzednio $z_n = \frac{D}{30}$

$$p_m = p_z \cdot z_n \cdot n = p_z \cdot \frac{D}{30} \cdot \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} = 10,65 p_z \cdot v;$$

przyjmując dla stali $p_{z \max} = 0,2 \text{ mm/ząb}$ i $v_{\max} = 300 \text{ m/min}$

$$p_{m \max \text{ stal}} = 10,65 \cdot 0,2 \cdot 300 = 640 \text{ mm/min.}$$

Analogicznie, przyjmując dla żeliwa $p_{z \max} = 0,5$ mm i $v_{\max} = 130$ m/min otrzyma się największą wartość posuwu minutowego frezarki:

$$P_{m \max} = P_{z \max} \cdot z_n \cdot n = P_{z \max} \cdot \frac{D}{12} \cdot \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} =$$

$$= 26,6 P_{z \max} \cdot v_{\max}$$

$$P_{m \max} = 26,6 \cdot 0,5 \cdot 130 = 1730 \text{ mm/min.}$$

Moc silników można określić, zakładając najczystsze warunki frezowania stali 45 głowicą czołową z nożami ze spieku T15K6 przy posuwie $p_z = 0,15$ mm/ząb. Wówczas z danych tablicy IV i nomogramu parametrów skrawania (rys. 1) otrzyma się

dla frezarek grupy I — $N_s \approx 7,8$ kW

dla frezarek grupy II — $N_s \approx 16,0$ kW

dla frezarek grupy III — $N_s \approx 27,0$ kW

Moc potrzebna dla frezowania żeliwa narzędziami ze spieków jest w przybliżeniu równa mocy dla frezowania stali, aczkolwiek szybkość skrawania jest niższa. Wynika to z tego, że dla żeliwa moc przypadająca na 1 ząb freza jest w przybliżeniu 2 razy mniejsza niż dla stali, ale ilość zębów freza dla żeliwa jest $2 \div 2,5$ razy większa niż dla stali.

Z powyższych danych wynikają podstawowe wymagania stawiane przy modernizacji frezarek:

1) możliwość podwyższenia mocy napędu głównego tak, aby zapewnić pełne wykorzystanie narzędzi z węglików spiekanych;

2) możliwość podwyższenia liczby obrotów wrzeciona tak, aby zapewnić otrzymanie ekonomicznej szybkości skrawania w przyjętym zakresie średnic freza;

3) możliwość otrzymania dostatecznie wysokich wartości posuwów minutowych.

Dalsze wymagania są następujące:

Frezarki przeznaczone do pracy narzędziami ze spieków, powinny posiadać możliwie największą sztywność, ponieważ podwyższona szybkość frezowania powoduje zwiększone niebezpieczeństwo powstawania silnych drgań. Szczególnie ważne jest zapewnienie dużej sztywności wrzeciona i jego łożysk, konsoli i stołu, belki poprzecznej i okulara (przy frezarkach poziomych).

Przy modernizacji frezarek należy zwrócić baczną uwagę na podwyższenie ich sztywności stykowej, przez dokładne przeszkrobanie prowadnic i klinów regulacyjnych, wyregulowanie luzów w łożyskach i prowadnicach oraz dostatecznie pewne zamocowywanie ruchomych części: konsoli, sań itp.

Frezy czołowe winny być bezpośrednio zamocowane do kołnierza lub głowicy wrzeciona, przy frezach tarczowych lub walcowych, średnica trzpieni, na których są one zamocowane, winna być jak największa.

Ze względu na zmienną wielkość oporu skrawania, czemu sprzyja stosunkowo znaczny skok rozstawienia zębów freza, bardzo pożądanym jest osadzenie, na wrzecionie frezarki albo na trzpieniu mocującym, koła zamachowego, dla wyrównywania nierównomierności biegu.

Konieczne jest również urządzenie do odprowadzania wiórów i osłony chroniące robotnika oraz prowadnice frezarki przed wiórami.

Przy stosowaniu frezowania współbieżnego (przy tarczowych i walcowych frezach) konieczne jest urządzenie do kasowania luzu w nakrętce śruby pociągowej mechanizmu posuwu stołu.

Dla przedłużenia „życia“ freza i zabezpieczenia przed wykruszaniem płytek ze spieków, frezarki winny posiadać urządzenia uniemożliwiające wyłączenie ruchu obrotowego wrzeciona przed wyłączeniem posuwu i włączenie posuwu przy nieruchomym wrzecionie oraz mechanizm bezpiecznikowy, zapewniający wyłączenie posuwu przy przeciążeniu.

b. Obliczenia kinematyczne i wytrzymałościowe napędu głównego i mechanizmu posuwu przy modernizacji frezarek

Mają na celu:

1. sprawdzenie możliwości podwyższenia liczby obrotów wrzeciona frezarki,

2. sprawdzenie możliwości podwyższenia mocy napędu głównego frezarki,

3. określenie największej siły posuwu, dopuszczalnej ze względu na wytrzymałość poszczególnych elementów mechanizmu posuwu.

1. Liczba obrotów wrzeciona jest ograniczona wartościami dopuszczalnymi szybkości obwodowych poszczególnych części napędu głównego jak: koła zębate, łożyska, sprzęgła, przekładnie pasowe itp.

Wartości liczbowe dopuszczalnych szybkości obwodowych poszczególnych części skrzynek prędkości podane są w Nr 11/51 Przeglądu Mechanicznego pkt 2a, na str. 317 w artykule omawiającym modernizację tokarek, nie będą więc tu powtarzane.

2. Moc napędu głównego frezarki zależna jest od wyniku obliczeń wytrzymałościowych poszczególnych części napędu głównego, przede wszystkim kół zębatach a dalej wałków, łożysk, sprzęgieł i przekładni pasowych. Obliczenia kół zębatach oparte są na metodach zmęzeniowych, przystosowanych do charakteru ich pracy w obrabiarkach, a więc z uwzględnieniem przemienności stopnia wykorzystania mocy, zakresu liczb obrotów poszczególnych kół oraz okresowości ich pracy w skrzynce.

Przy przeliczaniu kół trzeba posługiwać się schematem skrzynki i siatką strukturalną, przy czym zbędne jest liczenie wszystkich kół. Spośród kół każdego z wałków, przelicza się tylko te, które mają najmniejszą ilość zębów i najmniejszą szerokość, przy jednakowym module i materiale, i które przenoszą pełną moc.

Moc silnika może być znacznie powiększona, jeżeli najsłabszym okaże się koło leżące na najbliższym wrzecionu wałku skrzynki i przenoszące napęd na niskich stopniach obrotów wrzeciona, na których zwykle pełna moc napędu nie jest wykorzystana.

Tak jak dla tokarek, przyjmuje się, że pełna moc napędu może być wykorzystana począwszy od liczby obrotów wrzeciona, będącej pierwszą z kolejnej drugiej ćwiartki całego zakresu liczb obrotów, licząc od obrotów najniższych. Na pierwszej ćwiartce zakresu przyjmuje się, że frezarka pracuje przy stałym momencie obrotowym, uwarunkowanym wytrzymałością słabego elementu, (najczęściej koła zębatego napędzającego koło na wrzecionie) skrzynki prędkości.

Metody obliczeń, ich kolejność, wzory, wartości dopuszczalnych naprężeń, współczynników obliczeniowych i okresów trwania kół zębatych oraz obliczenia innych elementów skrzynek podane są w Przeglądzie Mechanicznym nr 11 z 1951 r. w artykule omawiającym modernizację tokarek w pktach 2a, b1, 2, 3, 4, 5 i 6 na str. 317 do 319. Dla frezarek są one identyczne i nie ma potrzeby ich powtarzania.

3. **Dopuszczalna siła posuwu frezarki** określa się wzorem:

$$P_x = \frac{Q - \mu \cdot G}{1,4 + \mu \cdot (K_z + 2K_y)} \text{ kG}; \quad K_z = \frac{P_z}{P_x}; \quad K_y = \frac{P_y}{P_x}$$

gdzie: Q — dopuszczalna siła osiowa w śrubie pociągowej stołu frezarki w kG, G — ciężar poruszających się części (stół, uchwyt, przedmiot itp.) w kG, μ — zredukowany współczynnik tarcia, dla frezarek $\mu \approx 0,16$, P_z — pionowa składowa siły skrawania (prostopadła do płaszczyzny stołu) w kG, P_x — składowa siły skrawania w kierunku posuwu stołu w kG, P_y — pozostała składowa siły skrawania w kG.

Wartości współczynników K_z i K_y wynoszą:

dla frezów czółowych: $K_z = 1$; $K_y = 2,5$

dla frezów walcowych i tarczowych: $K_z = 0,4$; $K_y = 1$

Dopuszczalną siłę osiową w śrubie pociągowej określa się:

a) **Ze względu na wyboczenie śruby pociągowej:**

$$Q = \frac{J \cdot K' \cdot \pi \cdot E}{n \cdot l^2} \text{ kG} \quad [5]$$

gdzie: $J = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1} \right)$ — moment bezwładności obliczeniowego przekroju śruby pociągowej w cm^4 ; d , d_1 — średnice, zewnętrzna i wewnętrzna tu śruby pociągowej w cm; E — moduł sprężystości równy 2000000 kG/cm^2 ; n — współczynnik bezpieczeństwa (dla śrub pociągowych pionowych $n = 3$, dla śrub pociągowych poziomych $n = 4$); l — odległość między nakrętką i łożyskiem śruby pociągowej, obciążonym naciskiem osiowym w cm, K' — współczynnik zależny od stosunku długości łożyska śruby pociągowej l' do jego średnicy d' ; dla $\frac{l'}{d'} < 1,5$ — łożysko przyj-

muje się jako wahliwe $K' = 1$, dla $\frac{l'}{d'} > 3$ — łożysko przyjmuje się jako sztywne $K' = 4$. Jeżeli jedno z łożysk śruby pociągowej przyjmować jako sztywne, a drugie jako wahliwe wówczas $K' = 2$.

b. **Ze względu na naciski powierzchniowe w zwojach nakrętki śruby pociągowej:**

$$Q = \frac{\pi \cdot p \cdot l_1 \cdot d_{sr} \cdot t_r}{s} \quad [6]$$

gdzie: t_r — robocza głębokość gwintu nakrętki i śruby pociągowej w cm, s — skok gwintu w cm, l_1 — długość nakrętki w cm, d_{sr} — średnica podziałowa gwintu w cm, p — dopuszczalny nacisk jednostkowy:

dla nakrętek brązowych: $p_{max} = 110 \text{ kG/cm}^2$

dla nakrętek żeliwnych: $p_{max} = 50 \text{ kG/cm}^2$

dla nakrętek dla których $l_1 : d > 2,5$, wartości dopuszczalnych nacisków mogą być powiększone o 20 procent.

Jako wartość dopuszczalną największej siły osiowej w śrubie pociągowej przyjmuje się do obliczenia siły posuwu frezarki wartość mniejszą z otrzymanych wg wzorów [5] i [6].

c. Podwyższenie sztywności frezarek i zdolności tłumienia drgań

Zagadnienia te wymagają szczególnej uwagi przy modernizowaniu frezarek ze względu na specyficzne warunki zachodzące przy obróbce frezowaniem, sprzyjające powstawaniu drgań, a mianowicie:

- 1) zmieniające się okresowo siły skrawania;
- 2) okresową zmianę przekroju wióra (na przemian cienki i szeroki wiór — szczególnie przy frezowaniu frezami walcowymi);
- 3) szczególny kształt narzędzia — freza (ujemne kąty natarcia);
- 4) duże szybkości skrawania wpływające na powiększenie sił uderzenia zębów freza w momencie ich zetknięcia się z materiałem.

Osiągnięcie należytej sztywności i odporności na drgania we frezarkach, szczególnie konsolowych, nie jest łatwe, ponieważ stoły tych maszyn muszą być ruchome względem wrzecion w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach co zwiększa ilość potrzebnych powierzchni stykowych.

a. **Podwyższenie sztywności stykowej** osiąga się przez:

- 1) polepszanie gładkości i prawidłowości kształtu stykających się powierzchni;
- 2) zastosowanie wstępnego napięcia, które, o ile będzie dostatecznej wielkości, może wykluczyć wpływ odkształceń stykowych. Jest to szczególnie ważne dla frezarek;

3) możliwe zmniejszenie ilości powierzchni styków; zamocowanie (zakleszczenie) prowadnic, na których, w czasie danej operacji, ruch się nie odbywa itp.;

4) szczególnie ważne jest zapewnienie możliwości dobrego regulowania połączeń ruchowych jak prowadnic, łożysk wrzecionowych itp.

b. **Podwyższenie sztywności zespołu wrzeciona** osiąga się przez:

- 1) zastosowanie ciśniejszych pasowań pierścieni (bieżni) zewnętrznych łożysk tocznych w korpusach i montaż łożysk wrzecionowych ze wstępnym napięciem;
- 2) zwiększenie średnicy wrzeciona i skrócenie jego części wysięgowej;

3) zwiększenie ilości łożysk tocznych w przednim zespole łożyskowym wrzeciona — co wpływa również na polepszenie zdolności tłumienia drgań.

c. **Podwyższenie sztywności układu stół — konsola — korpus** osiąga się przez:

1) wprowadzenie wsporników łączących konsolę z korpusem i belką górną, przez co osiąga się układ ramowy o powiększonej sztywności;

2) zapewnienie dokładnej regulacji luzów w prowadnicach; umieszczenie klinów regulacyjnych po stronie mniej obciążonej lub wolnej od obciążenia;

3) silne i pewne zamocowanie odpowiednich części na prowadnicach nieczynnych w czasie danej operacji (na których ruch się nie odbywa);

4) powiększenie dokładności i polepszenie jakości powierzchni prowadnic;

5) zastosowanie wstępnego napięcia.

d. Zmniejszenie drgań wywołanych przez napęd frezarki osiąga się przez:

1) wyważanie szybko obracających się części napędu: wirników silników elektrycznych, kół pasowych itp., ustawienie silnika oddzielnie, obok obrabiarki, a przy ciężkich frezarkach — na oddzielnej podstawie odizolowanej od fundamentu frezarki materiałem tłumiącym np. szlaką itp., umieszczanie silnika nisko, w dolnej części korpusu frezarki;

2) zastosowanie skośnych ząbów kół, pasków klinowych zamiast pasów płaskich i, o ile możliwe, napędzanie wrzeciona na grupie wysokich obrotów paskami klinowymi — dla polepszenia „płynności” pracy;

3) polepszenie współosiowości wałków łączonych sprzęgłami, usunięcie z szybkobieżnych wałków krzywek i popychaczy do napędu np. pompek smarowych;

4) osadzenie na przedniej części wrzeciona, tuż przy narzędziu (albo na trzpieniu przy frezarkach poziomych) koła zamachowego, dla zwiększenia równomierności biegu i „płynności” pracy;

5) wprowadzenie urządzeń dla kasowania luzów w nakrętkach śrub pociągowych mechanizmów posuwu.

e. Nie bez wpływu na drgania frezarek pozostają parametry skrawania, zastosowany przebieg technologiczny i rodzaj narzędzia:

1) szybkość skrawania nie powinna być niższa od granicznej (np. dla stali średnich twardości ok. 70

m/min) — poniżej której przy frezach z ujemnymi kątami natarcia, pojawiają się zwiększone drgania;

2) zastosowane posuwy nie powinny być zbyt małe;

3) operacja frezowania winna być tak zaplanowana i przedmiot z uchwytem tak ustawiony, aby zapewnić przyciskanie konsoli do prowadnic korpusu frezarki siłą skrawania, która winna ponadto działać na strony prowadnic stołu, sań i konsoli, pozbawione klinów regulacyjnych i wywoływać rozciąganie śruby pociągowej. Liczne doświadczenia prowadzone w ENIMS i Gorkowskich Zakładach Budowy Frezarek wykazały, że wówczas amplitudy drgań stołu frezarki zmniejszały się kilkakrotnie i można było znacznie powiększyć głębokość frezowania, bez pojawienia się dostrzegalnych drgań.

4) Należy dążyć do stosowania frezowania współbieżnego, przy którym następuje dociskanie stołu do prowadnic;

5) obrabiane przedmioty winny być sztywnie zamocowane; uchwyty i przyrządy winny być sztywne i dostatecznie masywne, co ma duży wpływ na tłumienie drgań (stwierdzono doświadczalnie w ENIMS i GZBF);

6) sztywność zamocowania frezów winna być jak największa, muszą one być ponadto dokładnie środkowane i dokładnie szlifowane oraz posiadać prawidłową geometrię ostrzy;

7) przy frezarkach o wyraźnie niedostatecznej sztywności należy stosować frezy o mniejszych ujemnych kątach natarcia w stosunku do wartości optymalnych dla pracy węglakami spiekanymi.

(d. c. n.)

Metoda ścinowego zaszlifowywania, ściernicą o dużej średnicy, zębów frezów do gwintów

Mgr inż. HENRYK POREYKO

Ujemne strony produkcji frezów gwintowych oraz ich stosowania do obróbki gwintów sprawiają, że technolodzy bardzo często unikają operacji frezowania gwintów w częściach konstrukcyjnych, która w zasadzie przy zastosowaniu metody wgłębnego frezowania jest czynnością bardzo ekonomiczną i racjonalną w porównaniu do innych metod, zwłaszcza dla gwintów o większych skokach.

Artykuł omawia ogólnie sposoby zaszlifowywania frezów gwintowych zataczanych, uwypuklając na tym tle ich wady oraz trudności produkcyjne. Podana jest nowa metoda produkcji frezów do gwintów, a mianowicie, ścinowego zaszlifowywania zarysu gwintu ściernicą o dużej średnicy, która całkowicie eliminuje dotychczasowe wady frezów gwintowych oraz pozwala na obniżenie kosztów ich produkcji.

Frezowanie gwintów frezem zataczanym lub zaszlifowywanym po spirali Archimedes, przedstawia pewne niewygody z uwagi na charakter geometrii ostrza tego typu narzędzia.

Wiadomym jest, że frez zataczany lub zaszlifowywany po spirali Archimedes, przy normalnym obwodowym kącie przyłożenia, posiada mały boczny kąt przyłożenia. Te dwa parametry są od siebie ściśle zależne, gdyż zwiększenie bocznego kąta przyłożenia powoduje zwiększenie obwodowego kąta przyłożenia, na skutek czego zmniejsza się kąt ostrza, a tym samym żywotność freza.

Ponadto, wadą freza zataczanego wykonanego ze stali szybko tnącej jest skłonność stali szybko tnącej do otrzymywania, przy obróbce jego w stanie zmierzchniętym, szorstkiej powierzchni wywołanej wznoszeniem się włókna, co powiększa jego skłonności do zacieraania się oraz daje niegładką obróbkę. Wprawdzie w tym przypadku poprawę gładkości obróbki stali szybko tnącej otrzymuje się przez zwiększenie jej twardości nawet do 36 H_{RC} , jednak w zastosowaniu do obróbki frezów gwintowych powoduje to szybkie tępienie się noża zataczającego na wierzchołkach profilu gwintu, a więc zmianę wysokości gwintu. Jest to szczególnie dotkliwe przy małych i średnich skokach gwintu.

Niemalży wpływ na jakořć freza gwintowego zataczanego ma jego obróbka cieplna. Z uwagi na wrażliwość przegrzania ostrych wierzchołków profilu gwintu, frez gwintowy jest z reguły hartowany w temperaturze niższej, niż jest to wymagane dla danego gatunku stali szybko tnącej, a zatem niewykorzystana jest górna granica twardości, osiągalna dla danego gatunku stali szybko tnącej.

W większym jeszcze stopniu, będzie miało wpływ na jakořć freza gwintowego odwęglanie się powierzchni powodujące w pierwszym rzędzie zacieranie się zębów.

Grzanie frezów zataczanych w solach daje możność, przy najmniejszym ryzyku, podniesienie twardości oraz zapobiega odwęglaniu, lecz ma ono również swe ujemne cechy, spowodowane bardzo częstymi przypadkami nalepiania się na drobnym profilu gwintu odrobinek soli, które przy studzeniu freza, odpadając z pewnym opóźnieniem, tworzą izolator powodujący mniejszą intensywność chłodzenia, co w następstwie daje punkty o niższej twardości, niż pozostała powierzchnia profilu. Zjawisko to jest bardzo często powodem zacierania się zębów.

Ekonomiczność frezów gwintowych i ich żywotność poprawia zaszlifowywanie zarysu wg spirali *Archimedes*; pozwala to na przeprowadzanie operacji hartowania we właściwej temperaturze, usuwa warstwę odwęgloną, poprawia znacznie gładkość powierzchni. Jednakże nie zwiększa bocznego kąta przyłożenia, co zmusza konstruktora do projektowania mniejszej ilości zębów, z uwagi na rezerwę części obwodu frezów na wyjście ściernicy po zaszlifowaniu każdego zęba; w konsekwencji zmniejsza to nie tylko wydajność freza lecz i jego żywotność (mała szerokość zęba o pełnym profilu).

Dodatkową, ujemną stroną freza gwintowego zaszlifowanego po spirali *Archimedes*, jest jego wysoki koszt wynikający z długiego czasu zaszlifowywania ściernicą małej średnicy, która ze względu na mały obwód szybko traci właściwy zarys i wymaga przeto częstego jej zaprawiania.

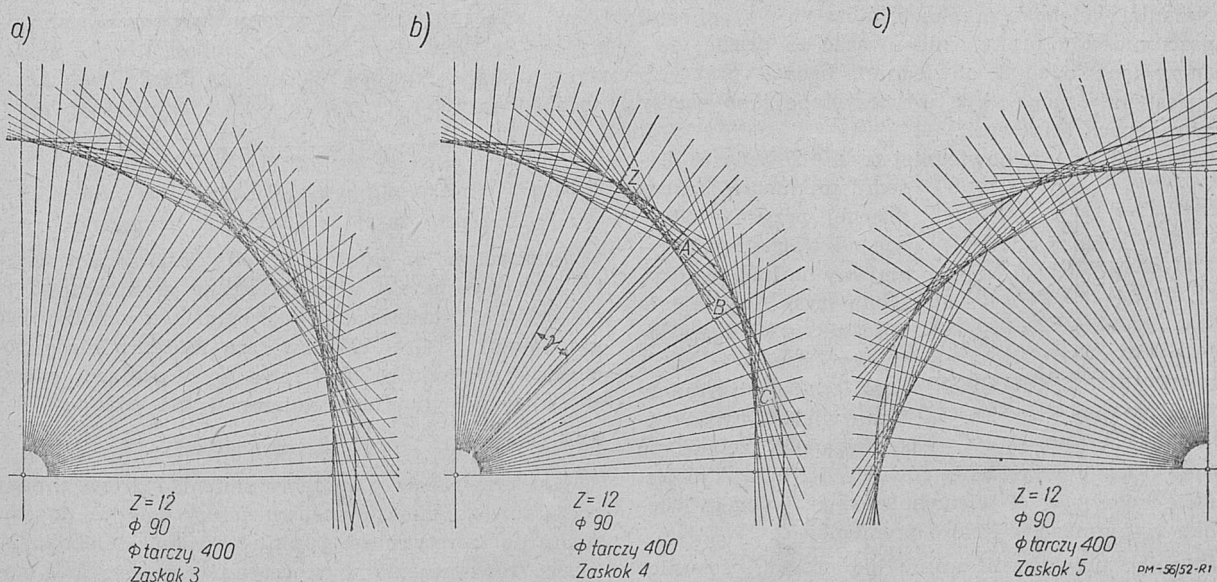
Wprowadzenie odmiennej metody produkcji frezów do gwintów, a mianowicie: metody ścinowego zaszlifowywania zarysu gwintu, ściernicą o dużej średnicy, zmienia całkowicie dotychczasowy stan rzeczy, pozwalając na stosowanie odpowiedniej wielkości bocznego kąta przyłożenia, dużej ilości zębów, co decyduje o wydajności freza, a co najważniejsze czyni frez ścinowo zaszlifowany narzędziem tanim, ponieważ koszt operacji zaszlifowywania ściernicą o dużym obwodzie jest stosunkowo niski.

Metoda powyższa wykorzystuje zjawisko powstające przy obtaczaniu walca po tarczy ścierniej dużej średnicy, wykonującej rytmiczny ruch posuwowy w kierunku walca, jak to ma miejsce przy normalnym zataczaniu po spirali *Archimedes*, to znaczy, że równym kątowym wartościom obrotu walca odpowiada równy dosuw tarczy ścierniej (liniowa funkcja kąta).

Przy zataczaniu walca, narzędziem będącym w styku z walcem w jednej płaszczyźnie, ruch narzędzia kopiuje ściśle na walcu krzywą zataczania, to jest spiralę *Archimedes*.

Podobne zjawisko zachodzi przy zaszlifowywaniu walca tarczą o małej średnicy, jednak w miarę zwiększenia średnicy tarczy, wzrasta kątowa wartość obwodów, będących w styku, zarówno walca jak i tarczy. Równocześnie wzrasta wartość kątowa snopu płaszczyzn stykowych, przechodzących przez środek walca i graniczne punkty obwodu stykowego. To narastanie obwodu stykowego powoduje odkształcenie od kopiowanej spirali *Archimedes* wywołane tym, że każdy punkt walca w czasie zaszlifowywania pozostaje w styku z tarczą ścierną nie w jednej płaszczyźnie, lecz w całym snopie płaszczyzn stykowych. — Wartość kątowa obwodów tarczy i walca pozostających w styku wzrasta od zera do wartości kąta α , zależnej od wielkości zaskoku, średnicy walca oraz średnicy ściernicy.

Odchylenie od spirali *Archimedes* przy stałej średnicy walca d zależne są od dwóch zmiennych: zależności funkcyjnej $x = f(\alpha)$ oraz średnicy tarczy D . Jeżeli dla uproszczenia naszych rozważań przyjmiemy



Rys. 1.

również D za wartość stałą, wówczas krzywa obwiednia, otrzymana z ruchu obtaczania się tarczy po walcu, przy stałym dosuwie $x = f(\alpha)$, będzie się zmieniała wyłącznie w zależności od wielkości x , odpowiadającej wielkości dobranej zaskoku.

Rys. 1, abc przedstawia przebieg zarysu obwiedniej przy stałej średnicy walca równej 90 mm oraz stałej średnicy tarczy ścierniej równej 400 mm, dla zmiennego zaskoku, wynoszącego 3, 4 i 5 mm, przy czym tarcza wykonuje 12 rytmicznych dosuwów na 1 obrót walca.

W tych warunkach otrzymujemy na walcu oszlifowany wielobok, którego boki będą wycinkami obwiedniej.

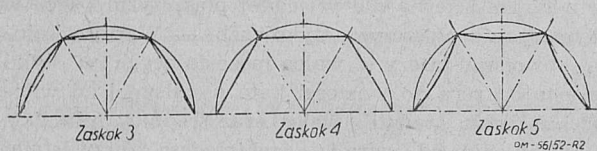
Z przebiegu obwiedniej dla poszczególnych zaskoków, możemy zaobserwować, że jej zarys na obwodzie wieloboku zmienia się w zależności od wielkości zaskoku, a zatem:

1) Przy zaskoku równym 3 mm obwiednia (za wyjątkiem drogi wyjścia tarczy ścierniej) ma tendencję do „wybrzuszania się”.

2) Przy zaskoku równym 4 mm obwiednia na odcinku $A - B$, (rys. 1 b) posiada promień krzywizny bardzo bliski nieskończoności, przeto praktycznie, modułowości możemy praktycznie uważać za prostą.

3) Przy zaskoku równym 5 mm krzywa obwiednia zbliża się na swej długości wieloboku do śladu obwodu ściernicy, a więc jest wklęsła.

Schematycznie z dużym przybliżeniem, możemy przedstawić zarysy obwiedniej na wieloboku, dla poszczególnych zaskoków jak na rys. 2.

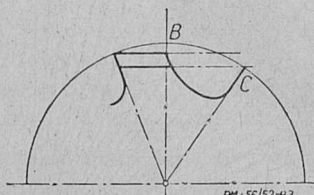


Rys. 2.

Z wyżej przytoczonych trzech zastosowywanych wielkości zaskoku, przy założonej średnicy walca i ściernicy, przypadek drugi jest najkorzystniejszy dla otrzymania wieloboku o bokach, które na pewnej swej długości możemy praktycznie uważać za prostą.

Otrzymane odcinki obwiedniej, będące praktycznie prostymi, mogą być wykorzystane jako zarysy freza o zębach ścinowych.

Część BC zarysu obwiedniej (rys. 1b) będącej śladem promienia tarczy ścierniej przy jej odsu-

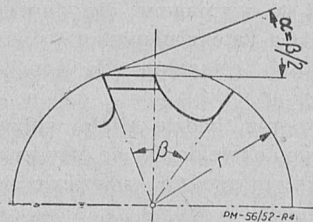


Rys. 3.

wiście od walca, wykorzystujemy na łukę międzyzębną (rys. 3). W zależności zatem od ilości dosuwów ściernicy na 1 obrót walca, otrzymamy frez wielozębny o zaszlifowanych zębach po prostej, o kącie przyłożenia równym $1/2$ kąta β to jest połowie kąta (rys. 4) wierzchołkowego, wycinka wieloboku wypisanego w koło o promieniu r .

Stosując przy zaszlifowaniu po prostej, ściernicę w zarysie wielozwojnym, wygniecionym rolką wykrus-

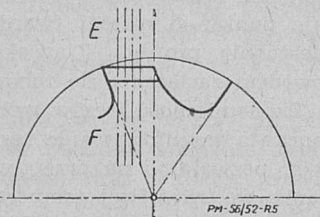
szającą na żądany zarys gwintu, otrzymujemy frez gwintowy o zębach ścinowych, których zarys w płaszczyznach $E - F$ prostopadłych do ścinu, będzie odpowiadał ściśle zarysowi wygniecionej ściernicy (rys. 5).



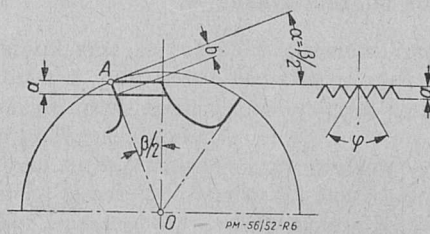
Rys. 4.

W płaszczyźnie natarcia zęba $O - A$ wysokość zarysu gwintu (rys. 6) jest wyższa niż w płaszczyźnie prostopadłej o $\cos \beta/2 = \cos \alpha$, przeto kąt wierzchołkowy gwintu będzie odbiegał od teoretycznego zarysu wg wzoru $\tan \phi \cdot \cos \beta/2 = \tan \phi \cdot \cos \alpha$ (gdzie kąt jest kątem wierzchołkowym zarysu gwintu). Stąd wniosek, że zmiana wierzchołkowego kąta gwintu jest zależna od wielkości kąta wierzchołkowego trójkąta wieloboku, którego wielkość jest zależna od ilości boków wieloboku, inaczej od ilości zębów oraz kąta przyłożenia.

Przy wyborze wartości kąta α skrupowani jesteśmy z jednej strony jego dodatnim wpływem na boczny kąt przyłożenia, z drugiej strony jego ujemnym wpływem na zmianę kąta wierzchołkowego zarysu gwintu. Wobec czego, jego dolną granicę określa się minimalną, konieczną wielkością bocznego kąta przyłożenia, zaś górną granicę, dopuszczalną odchyłką leżącą w górnej granicy tolerancji kątowej zarysu gwintu, zależnej od wielkości skoku, co jest miarodajne w tym przypadku, jeżeli nie będziemy chcieli stosować korekty kątowej zarysu gwintu rolki wykruszającej ściernicę.



Rys. 5.

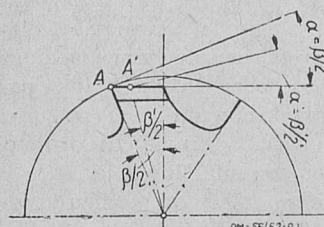


Rys. 6.

Praktycznie w zależności od ilości zębów freza i skoku gwintu kąt α waha się w granicach od 8° do 15° , bez zastosowania korekty wierzchołkowego kąta gwintu. Granicę powyższą możemy nieco powiększyć wykonując na rolce wykruszającej wierzchołkowy kąt gwintu w tolerancji dla półkąta ϕ na $+0^\circ 10'$, -0° .

Kąt przyłożenia α możemy zmieniać drogą zmiany początkowego punktu dosuwu tarczy ścierniej w stosunku do teoretycznego punktu obwodu wieloboku leżącego równocześnie w teoretycznej płaszczyźnie natarcia zęba (rys. 7).

Przesuwając więc punkt wejścia ściernicy o drogę $A - A'$, odpowiadającej wartości kątowej $\beta/2 - \beta'/2$, musimy sobie uprzytomnić, że punkt A (patrz rys. 1b) jest odległy od teoretycznego początkowego punktu Z , dosuwu ściernicy o $\angle \gamma$. Przeto dla otrzymania właściwego kąta przyłożenia α' , należy najpierw przyspieszyć początkowy punkt dosuwu ściernicy o $\angle \gamma$, a następnie opóźnić o $\angle (\beta/2 - \beta'/2)$,



Rys. 7.

w konsekwencji przesunąć początkowy punkt wejściowy ściernicy o różnicę $\gamma - (\beta/2 - \beta'/2)$.

To przesunięcie kątowe otrzymujemy przez pokręcenie o odpowiednią wielkość kołka zabierającego na tarczy zabierakowej szlifierki.

Wielkość przesunięcia ustala się praktycznie na pierwszej sztuce zaszlifowanego freza, a to z tej przyczyny, że przy projektowaniu freza i ustaleniu kątowej wartości przesunięcia, możemy uwzględnić jedynie teoretyczne wartości średnicy freza oraz średnicy ściernicy, które w praktyce odbiegają od tych założeń.

Konstrukcja freza

Przy konstrukcji freza należy się kierować następującymi zasadami:

1) Kąt przyłożenia α' winien leżeć w górnej granicy dopuszczalnej tolerancji dla półkąta wierzchołkowego gwintu dla danego skoku, obliczonego na podstawie wzoru $\tan \varphi/2 \cdot \cos \alpha' = \max.$ tolerancji $\angle \varphi/2$.

2) Kąt wierzchołkowy β wieloboku winien być tak dobrany, aby po uwzględnieniu przesunięcia kątowego płaszczyzny natarcia zęba, celem otrzymania wyliczonego kąta przyłożenia α' , stosunek grubości zęba do łuki międzyzębnej wynosił 4 : 6.

Stosunek ten jest określony warunkiem, aby w wyfrezowaną łuk międzyzębną przypadła całkowita długość obwiedniej, będącej śladem wyjścia ściernicy po jej promieniu.

W przeciwnym wypadku otrzymuje się podniesienie się profilu gwintu na tyle zęba. Inaczej mówiąc, stosunek, o którym wspomniano, ogranicza grubość zęba od odcinka obwiedniej, mogącego być praktycznie uważanego za prostą (patrz rys. 1b). Wybrany kąt wierzchołkowy wieloboku określa tym samym ilość zębów freza.

Wyniki badań lin stalowych

Mgr inż. JÓZEF SZPAK

Artykuł podaje w formie ogólnej wyniki badań lin stalowych. Omówione są czynniki wpływające na wytrzymałość oraz czas pracy lin stalowych. Podane są dwie metody obliczania i doboru lin: wg Kołczina i Żitkowa. Opracowanie oparte jest o publikacje radzieckie: A. J. Kołczin — „Stalnyje kanaty” — Maszgiz, 1950 i Bogolubskij Gołubiew Amitin — „Prowołocznyje kanaty” — Metallurgizdat, 1950 r.

1. Wytrzymałość i czas pracy liny

Wytrzymałość na rozciąganie używanych dziś drutów do produkcji lin stalowych dochodzi w niektórych przypadkach do 350 kG/mm². W celu zwiększenia współczynnika wypełnienia przekroju liny stosuje się ostatnio druty różnej grubości a także druty profilowe. Rozwój konstrukcji lin stalowych idzie więc w kierunku wykonywania lin z maksymalną powierzchnią styku między drutami liny oraz między liną a powierzchnią krążków bądź bębnow, zwiększenia powierzchni przekroju metalowego bez zmniejszenia giętkości liny oraz zwiększenia wytrzymałości na rozciąganie i zmęczenie.

Przeprowadzane od 30 lat badania lin stalowych miały na celu ustalenie czynników mających wpływ na wytrzymałość i trwałość (czas pracy) liny, a zatem ustalenie metod oraz wzorów obliczeniowych, zapewniających najbardziej racjonalny dobór lin stalowych dla maszyn dźwigowych. Do niedawna stosowano do obliczania i doboru lin wzór Bacha

$$\sigma = \frac{S}{F} + \beta \cdot E \frac{\delta}{D},$$

gdzie: S — robocze napięcie liny w kG, F — powierzchnia poprzecznego przekroju drutów liny w mm², δ — średnica drutu w mm, D — najmniejsza średnica krążka względnie bębna, na którym zgina się lina w mm, $E = 2,1 \times 10^4$ kG/mm² — moduł Younga, $\beta = 3/8$.

Stosując wzór Bacha, w niektórych przypadkach, przy stałej średnicy krążka i stałym napięciu liny, zwiększenie średnicy liny nie daje zwiększenia współczynnika pewności.

Przykład: Określimy siłę S w linie pracującej na krążku o średnicy $D = 400$ mm przy współczynniku pewności $n = 4,5$ raz dla liny $6 \times 19 + 1$ K, $d = 19$ mm, $\delta = 1,2$ mm o rzeczywistej wytrzymałości 16760 kG i drugi raz dla liny tego samego typu, lecz o średnicy $d = 20$ mm, $\delta = 1,3$ mm i rzeczywistej wytrzymałości 19670 kG. W obu przypadkach wytrzymałość drutu liny $\delta = 130$ kG/mm². W wyniku otrzymamy w pierwszym wypadku $S = 650$ kG, a w drugim $S = 476$ kG.

Wzór Bacha daje więc wielkości naprężeń zginających o wiele większe od panujących w rzeczywistości w linie zginanej na krążku. Przeprowadzona próba zrywania dwu odcinków liny, jednego bez zginania a drugiego zrywanego na krążku, dały w wyniku zmniejszenie wytrzymałości tego drugiego o $3 \div 4\%$, podczas gdy wg wzoru Bacha zmniejszenie to powinno wynosić $40 \div 50\%$. Niezgodność wzoru z rzeczywistością wynika z fałszywego założenia, przyjętego przy jego wyprowadzaniu, mianowicie przyjęcia, że lina jest pękiem prostych drutów nie związanych ze sobą, które przy zginaniu liny zginają się, niezależnie od drugich drutów, względem swej osi.

Teoretyczne określenie naprężeń panujących w linie jest bardzo trudne. Dlatego wzory służące do okre-

ślenia naprężeń w linie nie zawsze dają wyniki zgodne z rzeczywistością. Wynikiem tego jest stosowanie do obliczeń lin wzorów doświadczalnych, opartych na licznych badaniach laboratoryjnych i wynikach eksploatacyjnych.

W katalogach lin podaje się rzeczywistą wytrzymałość liny na rozciąganie. Obciążenie zrywające jest mniejsze od obciążenia, wynikającego z sumowania obciążeń zrywających poszczególne druty liny czyli tzw. o b c i ą ż e n i a s u m a r y c z n e g o. Różnicę tych wielkości podaje się zwykle w % wytrzymałości sumarycznej, przy czym zasadniczy wpływ wywierają tu czynniki konstrukcyjne. Różnica wytrzymałości jest tym większa im większy jest kąt zwinięcia drutu w linie i im więcej jest współosiowych warstw w splocie. W linie przeciwzwitej różnica ta jest większa niż w współzwitej, na skutek zwiększenia naprężeń ścinających w punktach styku drutów. Druty ocynkowane zmniejszają tą różnicę. Również rdzenie z włókien zmniejszają różnicę między wytrzymałością rzeczywistą a sumaryczną w porównaniu z linami o rdzeniach z drutu.

Wielkość naprężeń zrywających określa się drogą prób laboratoryjnych. Wytrzymałość sumaryczną określa się zrywając poszczególne druty badanej liny, zaś wytrzymałość rzeczywistą przez zrywanie całej liny przełożonej przez krążek. Przybliżoną zależność między tymi obciążeniami zrywającymi określa związek:

$$R_{rz} = R_s (\cos \alpha)^n \cdot (\cos \beta)^{n_1}$$

gdzie: R_{rz} — obciążenie zrywające rzeczywiste, R_s — obciążenie zrywające sumaryczne (wyliczone), α — kąt zwinięcia drutów w splocie, β — kąt zwinięcia splotów w linie, n — ilość warstw drutów w splocie, n_1 — ilość warstw splotów w linie.

Również sprężyste wydłużenie liny jest różne od sprężystego wydłużenia drutów liny. Liny mają o wiele większe wydłużenie sprężyste niż ich druty. Różnice te zależą od konstrukcji liny. Przeprowadzone liczne badania w tym kierunku dają różne wyniki ze względu na odmienne warunki badań.

Rzeczywiste obciążenie zrywające, mierzone na nieruchomych krążkach, jest większe od obciążenia zrywającego linę przy jej ruchu na krążkach. W niektórych publikacjach obciążenie zrywające linę przy 100 jej przegięciach określa się jako k r y t y c z n e.

Doświadczenia laboratoryjne oraz dane z eksploatacji lin stwierdzają, że zasadniczą rolę dla wytrzymałości liny odgrywiają naprężenia w miejscach styku drutów między sobą. Zmniejszenie tych naprężeń przez uniknięcie krzyżowania drutów podwyższa czas pracy liny od 1,5 do 1,8 razy, przy tych samych obciążeniach. Naprężenia te są przyczyną, że druty liny pękają w miejscu styku liny z krążkiem metalowym. Z tej samej przyczyny liny pracujące na krążkach żeliwnych wytrzymują obciążenie około 10% większe, a czas ich pracy jest około 15% większy niż przy pracy na krążkach stalowych.

Znaczny wpływ na czas pracy liny posiada również promień rowka pod linę na krążku czy bębnie. Według licznych badań, optymal-

na wielkość promienia rowka wynosi 0,53 średnicy liny.

Podobnie duży wpływ na wytrzymałość i czas pracy liny wywiera średnica krążka względnie $b \text{ ę } b \text{ n a}$.

Pod wpływem zmiennych naprężeń w linie, następuje jej zużycie, które objawia się pękaniem pojedynczych drutów i zmniejszaniem się ich średnicy. Linę należy uważać za niezdatną do pracy, gdy ilość pękniętych drutów na długości skoku jej uzwojenia (splotek) wynosi około 10%, lub gdy zmniejszenie średnicy drutu na skutek zużycia dochodzi do około 40% początkowej średnicy. Po przekroczeniu tych wartości następuje szybki wzrost ilości pękniętych drutów, a tym samym całkowite zniszczenie liny.

Czas pracy liny zależy od szeregu czynników, które można podzielić na trzy grupy:

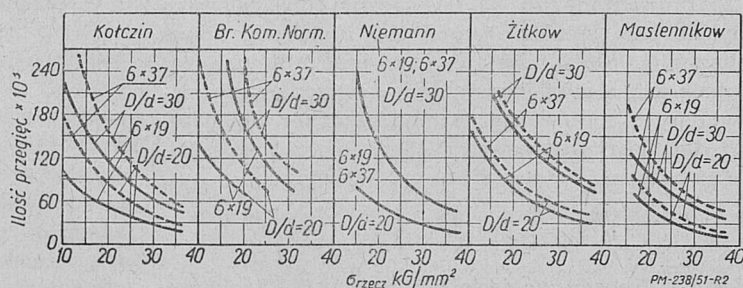
- jakość surowca użytego do produkcji liny,
- konstrukcja liny odpowiednia dla określonych warunków pracy,
- warunki eksploatacji liny.

Przeprowadzane przez różnych autorów badania, mające na celu określenie odpowiedniej liny dla danych warunków pracy, nie dały wyników jednoznacznych i nie można ich uogólniać dla wszystkich rodzajów lin, ponieważ przeprowadzone zostały w różnych

TABLICA I. Analiza badań lin ze względu na brane pod uwagę czynniki

Czynnik	Uwzględniono w badaniach				
	Kołczina	Żitkowa	Maslenikowa	Niemanna	Angielskiego Kom. Norm.
Stosunek średnicy krążka do średnicy liny D/d	tak	tak	tak	tak	tak
Naprężenia rozciągające	tak	tak	tak	tak	tak
Konstrukcja liny (ilość badanych typów)	9	5	3	3	3
Rodzaj zwijania liny	tak	tak	tak	tak	nie
Granica wytrzymałości drutów	tak	tak	nie	tak	nie
Pokrywanie drutów innymi metalami	tak	nie	nie	tak	nie
Technologia wykonania drutów i liny	tak	tak	nie	tak	nie
Materiał krążka	tak	tak	nie	tak	nie
Profil krążka	tak	tak	nie	tak	nie

warunkach i przy odmiennych założeniach. Analizując nowsze badania lin ze względu na brane pod uwagę czynniki, otrzymujemy zestawienie podane w tabeli I.



Rys. 1. Wpływ stosunku D/d na czas pracy liny. Badanie przeprowadzone na linie przeciwzwitej $d = 16$ mm; $\sigma = 160$ kg/mm², naprężenie w czasie badań $\sigma_{rz} = 25$ kg/mm².

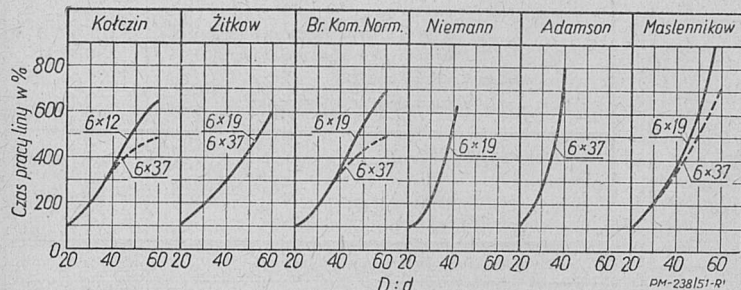
Charakter wpływu średnicy krążka na trwałość liny jest widoczny z rys. 1, gdzie zestawiono wyniki badań różnych autorów. Z wykresów tych widać, że

zwiększenie stosunku D/d powoduje szybki wzrost czasu pracy liny.

Na rys. 2 przedstawiono dla tej samej liny zależność czasu pracy liny dla różnych D/d przy zmiennym naprężeniu rozciągającym.

Celem zobrazowania zgodności wyników badań różnych autorów zestawiono na rys. 3 i 4 wyniki przedstawione na rys. 2.

Na czas pracy liny wpływa również grubość i ilość drutów w lince. Wyniki badań liny przeciwwitej i współwitej przedstawiono na rys. 5. Z przebiegu krzywej widać, że istnieje najlepsza średnica drutu. Z innych badań wynika, że liny o konstrukcji prost-

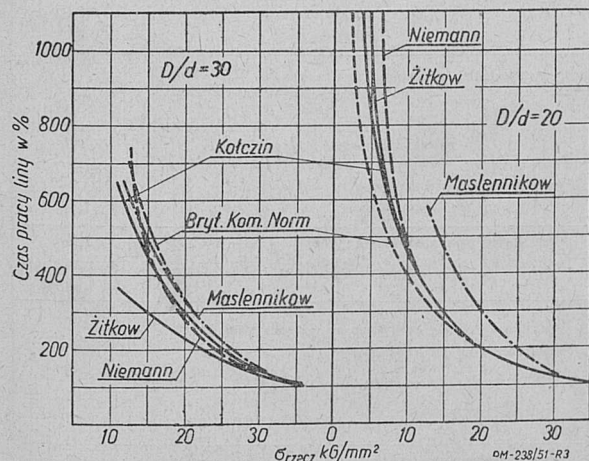


Rys. 2. Zależność czasu pracy liny (w %) dla różnych D/d przy zmiennym naprężeniu rozciągającym.

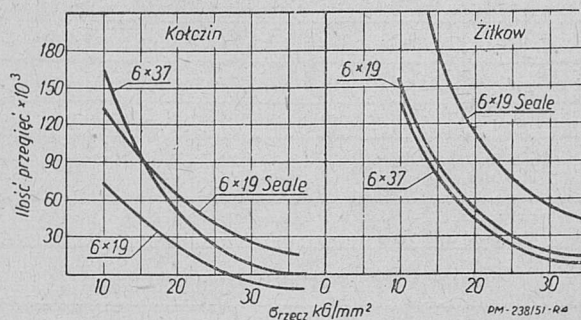
szej w tych samych warunkach pracy wytrzymują większą ilość przegięć. Lina przeciwwita ma mniejszą trwałość niż współwita, przy czym największą trwałość spośród lin przeciwwitych posiadają liny typu Seale, zaś z lin współwitych, liny wykonane z drutów wstępnie skręcanych (liny bez naprężeń związania). Spadek trwałości liny współwitej typu Warrington następuje na skutek szybszego ścierania się cienkich drutów w zewnętrznej warstwie liny, co z kolei powoduje zrywanie drutów grubszych. Wpływ konstrukcji liny na czas jej pracy przedstawia rys. 6. Na czas pracy liny wpływa również smarowanie; im lepsze smarowanie tym dłuższy czas pracy.

2. Metody obliczania i doboru lin

Wyniki badań nad linami znalazły swoje odbicie w sposobie obliczania i doboru liny. Liny należy liczyć na z u z y c i e, ponieważ nie można określić



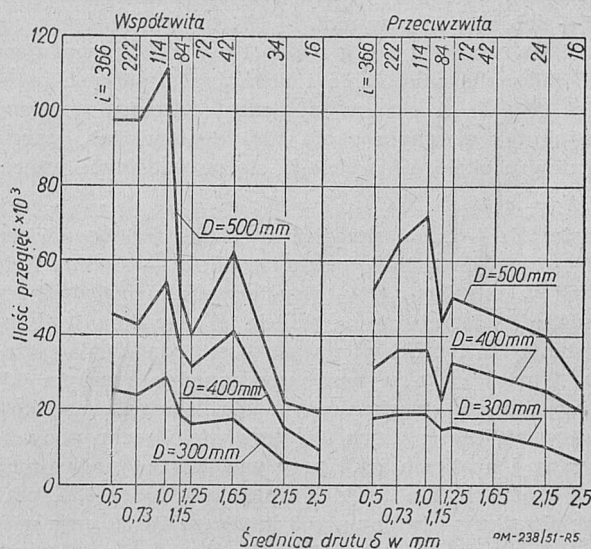
Rys. 3. Zgodność wzorów na trwałość liny przeciwwitej, $d = 16$ mm, $\sigma = 160$ kG/mm².



Rys. 4. Zgodność wzorów na trwałość liny przeciwwitej, $D/d = 20$, $\sigma = 160$ kG/mm².

rzeczywiście panujących w lince naprężeń przy jej zginaniu na krążku.

Przytoczymy dwie metody obliczania i doboru lin na zużycie — metodę Żitkowską i metodę Kotczin, z których pierwsza została przyjęta i jest polecana przez GOST—5032-49. Obie te metody opierają się na danych doświadczalnych.



Rys. 5. Wpływ średnicy drutu na trwałość liny ($d = 16$ mm) przy stałym obciążeniu 30 kG/mm².

a. Metoda Żitkowska

W metodzie tej czas pracy liny określa się na podstawie współczynnika m , zależnego od liczby przegięć Z liny do jej całkowitego zniszczenia (tablica II).

$$m = \frac{D}{d} - 8$$

$$m = \frac{\sigma \cdot C \cdot C_1 \cdot C_2}{\sigma \cdot C \cdot C_1 \cdot C_2}$$

gdzie: σ — nominalne średnie naprężenie rozciągania w lince w kG/mm²; C — współczynnik charakteryzujący konstrukcję liny i granicę wytrzymałości przy rozciąganiu drutów liny (tablica IV); C_1 — współczynnik zależny od średnicy liny (tablica III); C_2 — współczynnik uwzględniający dodatkowe czynniki jak materiał, czynniki technologiczne i eksploatacyjne. Wartość jego otrzymuje się jako iloczyn odpowiednich

TABLICA II. Wartości współczynnika m w zależności od ilości przegięć liny do jej całkowitego zniszczenia

$Z \times 10^3$	30	50	70	90	110	130	150	170	190	210	230	255	280	310	340
m	0,26	0,41	0,56	0,70	0,83	0,95	1,07	1,18	1,29	1,4	1,5	1,62	1,74	1,87	2,0

TABLICA III. Wartości współczynnika C_1

Średnica liny d w mm	do 5,0	5,5 ÷ 8,0	8,5 ÷ 10	11,1 ÷ 14	15,1 ÷ 17,5	18,1 ÷ 19	19,5 ÷ 24	25 ÷ 28	30 ÷ 34,5	37 ÷ 43,5
C_1	0,83	0,83	0,89	0,93	0,97	1,00	1,04	1,09	1,16	1,24

TABLICA IV. Wartości współczynnika C

Budowa liny		Granica wytrzymałości drutu na rozciąganie w kg/mm^2		
		130	160	180
$6 \cdot (1+6) + 1 \text{ K}$	przeciwzłita	1,31	1,22	1,16
	współzłita	1,13	1,04	0,98
$6 \cdot (1+6+12) + 1 \text{ K}$ Uzwojenie zwykłe	przeciwzłita	1,08	1,0	0,95
	współzłita	0,91	0,83	0,78
$6 \cdot (1+6+12) + 1 \text{ K}$ Konstrukcja Warrington	przeciwzłita	0,69	0,63	0,59
	współzłita	0,61	0,54	0,50
$6 \cdot (1+9+9) + 1 \text{ K}$ Konstrukcja Seale	przeciwzłita	0,81	0,74	0,70
	współzłita	0,69	0,62	0,57
$6 \cdot (1+6+12+18) + 1 \text{ K}$	przeciwzłita	1,12	1,06	1,02
	współzłita	0,99	0,93	0,89

wielkości z tablicy V; D — średnica krążka w mm; d — średnica liny w mm.

Ilość przegięć liny Z powodującą jej całkowite zniszczenie i ilość dopuszczalnych przegięć liny Z_1 w okresie jej pracy (do czasu wymiany na skutek zerwania około 10% drutów lub starcia drutów o około 40%) określa się na podstawie wzoru:

$Z_1 = a \cdot Z_2 \cdot N \cdot \beta$; $Z = Z_1$; $\varphi = a \cdot Z_2 \cdot N \cdot \beta \cdot \varphi$
gdzie: Z_2 — ilość przegięć w czasie jednego cyklu; N — czas pracy liny w miesiącach; a — średnia ilość cykli w miesiącu; β — współczynnik uwzględniający zmianę trwałości liny na skutek jej niecałkowitego obciążenia i nie całkowitej wysokości podnoszenia ciężaru. Wartość jego wynosi przy napędzie ręcznym 0,7; przy napędzie mechanicznym dla lekkich warunków pracy 0,5; dla średnich 0,4, przy wielokrążku podwójnym o 4 krążkach i 0,3 przy wielokrążku podwójnym o 6 krążkach; dla ciężkich warunków pracy 0,25, przy wielokrążku podwójnym o 8 krążkach i 0,20 przy wielokrążku podwójnym o 10 krążkach; φ — współczynnik pewności (2,5 ÷ 3,0).

b. Metoda Kołczina

Metoda ta oparta jest na hipotezie, że głównym czynnikiem, wpływającym na zużycie liny są zewnętrzne naprężenia ścinające w miejscach styku drutów liny. Wychodząc z tego założenia Kołczin sformułował na podstawie przeprowadzonych badań wzór na określenie czasu pracy liny w postaci:

$$Z_r = \frac{C \cdot \alpha' \cdot \alpha'' \cdot \alpha'''}{b^4}$$

gdzie: Z_r — ilość przegięć liny do całkowitego jej zerwania; C — współczynnik zdolności pracy liny, zależnie od charakteru styków drutów liny (liny współ- i przeciwzłite) i materiału rowka krążka (tablica VI); α' — współczynnik uwzględniający technologię wykonania drutu i liny. Wartość tego współczynnika wynosi dla lin wykonanych normalnie z rdzeniem konopnym $\alpha' = 1,0$, z rdzeniem stalowym $\alpha' = 0,85$. Dla

TABLICA V. Wartości współczynnika C_2

Stal			
węglista 0,55% C			1,0
„ 0,70% C			0,9
chromowo perlityczna			1,37
nierdzewna			0,67
martenowska normalna			1,0
„ z żelaza wytopionego na węglu			
drzewnym i czystego złomu			0,63
walcowana z całego wlewka			1,0
„ z środkowej części wlewka			0,92
przy zgniecie 25% ₀			1,0
„ „ 10% ₀			0,93
„ patentowaniu w ołowiu			1,0
„ normalizowaniu			1,08
Przy skoku uzwojenia liny			
$\frac{t}{d}$	spłotek pierwszej warstwy $\frac{t_1}{d_1}$	drugiej warstwy $\frac{t_2}{d_2}$	
7,8	10,2	12,1	1,0
6,7	10,2	12,1	1,13
8,8	10,2	12,1	1,06
8,8	10,0	14,0	0,91
6,7	8,3	7,9	1,18
6,9	25,0	6,9	0,72
ilość spłotek rdzenia	rdzeń smarem	materiał rdzenia	
jedna	nasycony	konopie	1,0
		bawełna	1,11
		manila	0,82
		sizal	0,72
trzy	nienasycony	konopie	1,15
		bawełna	1,46
		manila	1,0
		sizal	0,82
	nasycony	stal	1,36
		konopie	1,06
		sizal	0,74
przy dodatkowej deformacji drutu i liny			0,89
przy materiale krążka odlew żeliwny			1,0
duraluminium			0,92
tekstolit			0,80
przy stosunku promienia rowka krążka do średnicy liny 0,52			1,0
0,75			1,16
rowek klinowy o kącie 40°			1,27
			1,26
przy zginaniu jednostronnym			1,0
dwustronnym			1,4
przy kącie opasania krążka 180°			1,0
90°			1,14
45°			1,27
przy kącie odchylenia liny od płaszczyzny normalnej do osi krążka w°			
0			1,0
1,5			1,09
3			1,16
5			1,22
przy temperaturze otoczenia +20°			1,0
0°			0,9
—20°			0,83

lin o wykonaniu specjalnym wartość tego współczynnika jest iloczynem dziewięciu współczynników podanych w tablicy VII. α'' — współczynnik uwzględniający charakter przegięć. Przy przegięciach w jedną stronę $\alpha'' = 1,0$, przy przegięciach w różne strony $\alpha'' = 0,65$; α''' — współczynnik wpływu profilu krążka (tablica VIII); b — współczynnik uwzględniający wpływ naprężeń ścinających, określony wzorem

$$b = 0,01 \left[\tau + \frac{310 (\sigma + 11 \sigma_z)}{\sigma_r + 250} \sqrt[6]{d} \right]$$

We wzorze tym wielkość naprężeń ścinających w zewnętrznych drutach liny $\tau = A \sqrt[3]{\sigma \frac{d}{D}}$; gdzie współ-

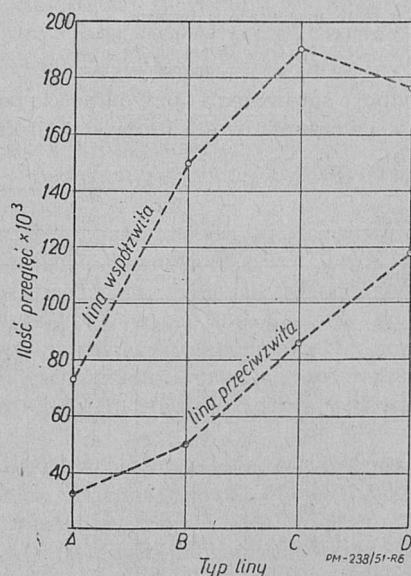
czynnik A zależny jest od konstrukcji liny i materiału rowka krążka (tablica IX), zaś naprężenia zgina-

jące: $\sigma_z = \beta \frac{\delta}{D} E$; σ_r oznacza naprężenie przy zerwaniu drutu liny, σ — naprężenie rozciągające, panujące rzeczywiście w linie.

TABLICA VI. Wartości współczynnika zdolności pracy C

Materiał rowków krążka	lina konstrukcji normalnej		lina konstrukcji Seale i konstrukcji Warrington	
	drut goły	drut ocynkowany	drut goły	drut ocynkowany
żeliwo i stal	900000	lina nasmarowana 1000000	2040000	2380000
		lina niesmarowana		
duraluminium	720000	800000	1620000	1840000
	660000	lina nasmarowana 740000	1500000	1680000
		lina niesmarowana		
	590000	660000	1380000	1500000

Określenie czasu pracy liny do wystąpienia ilości zerwanych drutów określonej normami, a powodującej konieczność wymiany liny przeprowadza Kołczyński przy pomocy wykresu, rys. 7.



Rys. 6. Wpływ konstrukcji liny na jej trwałość; A — konstrukcja normalna, B — lina typu Seale, C — typu Seale, drut wstępnie formowany, D — typu Warrington, drut wstępnie formowany.

TABLICA VII. Wartości współczynnika $\alpha' = \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \dots \cdot \alpha_9$

Stal	Chemiczny skład stali w %							α_1
	C	Mn	Si	Ni	Cr	S	P	
węgłowa	0,55	0,57	0,25	0,09	0,08	0,02	0,02	1,0
chromowa — perlityczna	0,40	0,52	0,25	0,2	0,1	0,025	0,025	0,73
nierdzewna	0,09	0,35	0,3	8,7	17,4	—	0,02	1,5
Sposób topienia stali								α_2
stal martenowska								0,0
stal martenowska z żeliwa wytopionego na węglu drzewnym i z czystego złomu								1,58
Technologia przeciągania								α_3
przy zginięciu 25%								1,0
przy zginięciu 10%								1,07
Charakter powierzchni								α_4
normalna								1,0
polerowana								1,12
Termiczna obróbka drutu								α_5
patentowany w ołowiu								1,0
normalizowany								0,93
hartowany na powietrzu								0,91
odpuszczany								0,87
Specjalna obróbka mechaniczna								α_6
prostowanie drutów liny								1,12
wstępne wyciąganie liny								1,08
Materiał rdzenia								α_8
konopie								1,0
bawełna								0,90
manila								1,22
sisal								1,44
stal								0,85
Profilowanie drutów liny								α_9
drut nieprofilowany								1,0
drut wstępnie profilowany								1,5

TABLICA VIII. Wartości współczynnika $\alpha''' = \alpha_1''' \cdot \alpha_2'''$

Obciążenie liny w % rzeczywistego obciążenia zrywającego	α_1'''							
	Lina przeciwwzita				lina współzwita			
	promień rowka			rowek klinowy	promień rowka		rowek klinowy 40°	
	0,53 d	0,75 d	∞		0,53 d	0,75 d	∞	
5	1,0	0,65	0,40	0,50	1,0	0,60	0,37	0,37
10	1,0	0,72	0,47	0,56	1,0	0,67	0,44	0,42
20	1,0	0,76	0,56	0,62	1,0	0,70	0,52	0,48
30	1,0	0,85	0,74	0,68	1,0	0,80	0,70	0,54
40	1,0	0,96	0,94	0,74	1,0	0,91	0,80	0,60
Kąt odchylenia liny od płaszczyzny normalnej do osi krążka w°								α_2'''
0								1,0
1,5								0,90
3								0,85
5								0,80

Wykres ten winien być sporządzony dla każdego typu liny. Jest on ważny przy średnicy krążka większej od krytycznej. Krytyczne wielkości stosunku średnic krążka do średnicy liny podano w tablicy IX. Wykres ten składa się z dwu części — górnej, charakteryzującej wytrzymałość liny i dolnej, charakteryzującej jej trwałość.

Konstrukcję wykresu rozpoczyna się od górnej części. Na osi odciętych nanosi się ilość zerwanych drutów u , na długości skoku uzwojenia liny. Na osi rzędnych nanosi się współczynnik pewności liny.

Dla wykreślenia prostej, charakteryzującej zmianę wytrzymałości liny w zależności od ilości zerwanych drutów, oznaczamy na osi odciętych wartość u_{max} z tablicy IX, na osi rzędnych wartość współczynnika

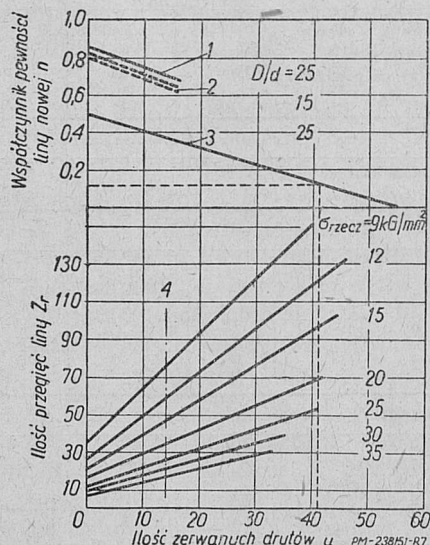
pewności $n = \frac{P_{rzecz}}{P}$; gdzie P_{rzecz} — siła zrywająca nową linę na ruchomych krążkach po 100 jej przegięciach, P — sumaryczna wytrzymałość drutów liny. P_{rzecz} można określić ze wzoru $P_{rzecz} = \sigma_{kr} \cdot F$ gdzie dla lin przeciwwzitych

$$\sigma_{kr} = \left[139 - 400 \frac{\sigma_z}{\sigma} - \frac{A}{2,38} \sqrt[3]{\sigma_{kr} \frac{d}{D}} \right] \frac{\sigma}{100} \text{ kg/mm}^2$$

dla lin współwzitych

$$\sigma_{kr} = \left[138 - 400 \frac{\sigma_z}{\sigma} - \frac{A}{2,38} \sqrt[3]{\sigma_{kr} \frac{d}{D}} \right] \frac{\sigma}{100} \text{ kg/mm}^2$$

Wyliczając σ_{kr} z powyższego wzoru należy je założyć i sprawdzić równość obu stron.



Rys. 7. Wykres Koleczina; 1 — wytrzymałość odcinka prostego, 2 — wytrzymałość na krążku stałym, 3 — wytrzymałość na krążku ruchomym, 4 — granica dopuszczalnego zużycia.

Układem współrzędnych dla dolnej części wykresu jest ilość zerwanych drutów i ilość przegięć. Dla dowolnego naprężenia rozciągającego σ w zewnętrznych warstwach liny wylicza się Z_r . Dla określenia ilości zerwanych drutów, odpowiadającej obliczonej ilości przegięć wylicza się współczynnik wytrzyma-

łości dla tego σ . Przenosząc przynależną mu ilość zerwanych drutów na dolną skalę, otrzymujemy współrzędną punktu prostej dla zadanego σ . Drugi punkt, odpowiadający pierwszemu zerwanemu drutowi liny ma współrzędną na osi rzędnych równą $0,2 Z_r$. Łącząc oba punkty otrzymujemy prostą, obrazującą zależność ilości zerwanych drutów od ilości przegięć. Zaznaczona na wykresie ilość dopuszczalnych drutów daje rzeczywisty czas pracy liny przy różnych obciążeniach.

Dla określenia siły zrywającej linę zużytą (po 100 przegięciach na krążkach ruchomych) służy wzór:

$$P_{kr} = \sigma_{kr} \cdot F_1 \text{ kG}$$

gdzie: F_1 — powierzchnia przekroju zużytej liny:

$$F_1 = \left[M + \left(N - \frac{k \cdot u}{i \cdot N} \right) \lambda \right] F, \text{ przy czym } F — \text{po-}$$

wierzchnia przekrojów sumy drutów nowej liny; M — stosunek powierzchni przekroju wszystkich wewnętrznych warstw drutów spletek do powierzchni przekroju sumy drutów liny nowej, N — podobny stosunek powierzchni drutów zewnętrznych, u — ilość zerwanych drutów, i — ilość drutów liny (przy różnych średnicach drutów tylko drutów grubszych), k — współczynnik wynoszący dla lin przeciwwzitych $k=1$, dla współwzitych $k=2$, λ — współczynnik charakteryzujący starcie drutów. Wartość jego wynosi przy zużyciu:

$$\begin{aligned} \text{do } 1/3 \text{ średnicy początkowej drutów } \lambda &= 0,7 \\ 1/4 \text{ „ „ „ „ „ } \lambda &= 0,8 \\ 1/5 \text{ „ „ „ „ „ } \lambda &= 0,9 \end{aligned}$$

Wielkości M , N , u , i podane są w tablicy IX. Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa wynosi

$$n_{rzecz} = \frac{P_{kr}}{\frac{P}{n} \Psi}$$

gdzie: P — siła zrywająca linę nową, n — współczynnik pewności liny nowej, Ψ — współczynnik dynamiczny, wynoszący:

$$\begin{aligned} \Psi &= 1 \text{ przy napędzie ręcznym,} \\ \Psi &= 1,0 \text{ dla lekkich warunków pracy,} \\ \Psi &= 1,3 \text{ dla średnich warunków pracy,} \\ \Psi &= 1,5 \text{ dla ciężkich warunków pracy.} \end{aligned}$$

Ciekawe byłoby sprawdzenie przydatności podanych poprzednio współczynników dla lin produkcji krajowej.

TABLICA IX. Wartości współczynników β , A , M , N , U

Współczynnik	Konstrukcja liny							
	normalna					typ Warrington		typu Seale
	6x19	6x24	6x37	6x61	18x19	6x19	6x19	6x27
β	0,074	0,075	0,052	0,042	0,070	0,090	0,093	0,081
i	114	144	222	366	342	92	67	89
A								
żeliwo	120	128	132	141	142	108	117	116
stal	126	134	138	146	148	113	121	120
dural	100	107	110	118	120	90	98	97
M	0,37	0,38	0,51	0,61	0,58	0,40	0,38	0,40
$N=1-M$	0,63	0,62	0,49	0,39	0,42	0,60	0,66	0,60
D_{kryt} / d	18	16	15	12	12	20	24	20
u_{max}	56	58	85	138	135	47	41	47
u	12	—	22	36	36	—	—	—

U w a g a. Ilość drutów podano w wielkości zredukowanej (tylko druty grube), przy obliczeniach naprężeń zginających podstawia się tylko ilości drutów grubszych.
Dla lin współwzitych u_{max} i u należy brać dwa razy mniejsze.

Bimetały i metody ich produkcji

Mgr inż. ZBIGNIEW MISIOŁEK

Bimetały stanowią pełnowartościowe materiały, a dzięki swoim własnościom mogą zastąpić prawie wszystkie tworzywa, umożliwiając w ten sposób zmniejszenie rozchodu metali deficytowych, jak np. miedzi, aluminium, niklu, stali stopowych itp.

Artykuł podaje w zarysie historyczny rozwój bimetałów oraz ich stan produkcji w Polsce przed wojną i obecnie. Omówione są ogólnie metody produkcji bimetałów oraz ich zastosowanie. Wnioski podają konieczność podjęcia w kraju prac, które wytyczyłyby należyte użytkowanie bimetałów, metody ich przeróbki oraz gospodarki złomem bimetalowym.

1. Wstęp

Pod pojęciem **b i m e t a ł u** rozumiemy półfabrykat lub gotowy wyrób, składający się z dwóch lub więcej różnych metali lub stopów, ściśle ze sobą zespolonych wszelkiego rodzaju sposobami, z wyjątkiem metody metalizacji natryskowej. Należy zauważyć, że w światowej literaturze technicznej definicje tworzyw bimetalowych nie są uzgodnione i tak: w ZSRR każde tworzywo składające się z dwóch lub więcej metali wzgl. stopów, bez względu na sposób jego otrzymania, a więc nawet drogą metalizowania, zaliczane jest do bimetału względnie wyrobów platerowanych. Literatura zaś zachodnia, a więc angielska, francuska, niemiecka i amerykańska — metody metalizacji natryskowej nie zalicza do sposobów wytwarzania bimetałów.

W skład bimetału mogą wchodzić najrozmaitsze metale względnie stopy, których gatunki i procentowa ilość określają żądane własności fizyczne względnie chemiczne, jakich wymaga się od nowego tworzywa. W przypadku prętów i drutów bimetalowych operujemy najczęściej procentowym stosunkiem powierzchni jednego metalu lub stopu do całości, na przekroju prostopadłym do jego osi wzdłużnej. Blachy i taśmy bimetalowe o ustalonych w normach wymiarach handlowych, tak co do wielkości arkuszy jak i ich grubości, zamawia się podając grubość warstwy platerującej (nałożonej) jako procent całkowitej grubości blachy. Najczęściej spotykamy wartości od 5 do 50%, przy czym należy zwrócić uwagę, że państwa zachodnio-europejskie znormalizowały blachy o 10- i 20-procentowej warstwie platerującej. Można jednak, co również jest przyjęte, operować grubością warstwy platerującej, którą określamy w mm, podając oczywiście jednocześnie grubość warstwy zasadniczej — platerowanej.

Najczęściej, jako metalu platerowanego używa się miękkiej stali o zawartości $0,08 \div 0,16\%$ C, przy czym w wyjątkowych przypadkach stosuje się stal o zawartości nawet powyżej $0,2\%$ C, co związane jest jednak już z pewnymi trudnościami produkcyjnymi. Wybór ten jest zupełnie zrozumiały ze względu na niską cenę tego gatunku stali oraz dobre własności plastyczne.

Metalami względnie stopami platerującymi mogą być: nikiel, nikielina¹⁾, metal Monel²⁾, stop Melchior³⁾, miedź, mosiądze, tombak⁴⁾, aluminium, srebro, stal węglowa o większej zawartości węgla, stale narzędziowe węglowe i stopowe, stale nierdzewne, kwasoodporne i żaroodporne, stale wysokomanganowe odporne na ścieranie.

2. Ogólny rozwój bimetałów

Impulsem do badań nad opracowaniem metod produkcji oraz wprowadzeniem do użytkowania bimetałów były zarówno względy natury ekonomicznej, jak i technologicznej.

Względy natury ekonomicznej sprowadzały się do braku w danych państwach pewnych metali, względnie bardzo niskich ich zasobów, co zmuszało do szukania zastępczych. Dotyczyło to zarówno metali nieżelaznych, jak i tych, które bywają dodawane jako istotne składniki stali stopowych nie posiadające czasami odpowiednich sobie zamienników. Wprowadzenie bimetałów jako pełnowartościowych materiałów zastępczych dla deficytowych metali i stopów od dawna absorbowało uwagę świata technicznego we wszystkich krajach i to nie tylko w tych, które w sposób jaskrawy odczuwały brak pewnych surowców.

Przy obecnym stanie techniki możliwości dobierania składników bimetałów są, teoretycznie biorąc, nieograniczone, co pozwala zestawiać odpowiednie ich własności w bardzo szerokim zakresie. W taki np. sposób dobrany został skład bimetału stal-miedź, jako tworzywa o cennych własnościach mechanicznych rdzenia stalowego oraz wysokich własnościach elektrycznych i antykorozyjnych powłoki, przy czym jako efekt ekonomiczny otrzymuje się o wiele mniejszy rozchód deficytowego metalu jakim jest miedź.

Stale nisko- i średniostopowe nie są odporne na korozję i nawet dodatek bardzo drogich składników stopowych nie daje 100-procentowej odporności. Każdy stop antykorozyjny jest absolutnie za drogi, nie mówiąc już o tym, że nie zawsze spełnia pokładane w nim nadzieje, co w wyniku przekreśla możliwość zastosowania go w produkcji na dużą skalę. Badania poszły więc w kierunku wynalezienia metod wiązania metali i stopów w sposób fizyczny. Stopem posiadającym bardzo dobre własności antykorozyjne, wyższe niż jakakolwiek stal nierdzewna, jest metal Monel, który jednak ze względu na swoją cenę, wyższą od stali nierdzewnych, nie może być w produkcji masowej brany pod uwagę.

Przyczyną przestawienia się na szeroko zakrojoną produkcję bimetałów stał się również rozwój przemysłu, wymagający coraz to większego asortymentu

¹⁾ nikielina — stop miedzi z niklem i czasem manganem o składzie ok. 20% Ni, $78,5\%$ Cu, $1,5\%$ Mn.

²⁾ metal Monel — stop o składzie $67-69\%$ Ni, 28% Cu, $1-2\%$ Mn, $1,5-2,5\%$ Fe.

³⁾ Melchior (nowe srebro) — stop miedzi, cynku i niklu o składzie: $52-67\%$ Cu, $13-35\%$ Zn, $6-30\%$ Ni.

⁴⁾ tombak — stop miedzi z cynkiem o zawartości ponad 72% Cu.

oraz całego szeregu silnie zróżnicowanych urządzeń i narzędzi, a — co za tym idzie — wielu nowych, o specyficznych, ściśle określonych własnościach, tworzyw metalowych.

Produkcję bimetalu rozpoczęto w pierwszym dziesięcioleciu XX wieku. Jako pierwsze, najwcześniej znane postaci bimetalu należy wymienić blachy ołowiane, platerowane cyną oraz miedziane platerowane cienką warstwą srebra i złota. W Związku Radzieckim pierwsze bimetały wyprodukowano w r. 1928, od roku zaś 1931 ruszyła produkcja obejmująca kilka rodzajów bimetalu (miedź-stal, stal-aluminium, duraluminium-aluminium).

W Europie, w pierwszym okresie, platerowanie znalazło zastosowanie przy produkcji naczyń i zastawy stołowej. Miękką stal węglową platerowano jedno- względnie dwustronnie niklem. Dla tych samych celów zaczęto platerować miękką stal stopem *Monela* i melchiorem. Platerystyki stal-miedź znalazły zastosowanie w przemyśle samochodowym, papierniczym oraz przy produkcji aparatury chemicznej. Równolegle zaczęła się rozwijać produkcja blach i taśm bimetalowych. Dopiero jednak pierwsza wojna światowa i ściśle z nią związany wzrost zapotrzebowania na metale nieżelazne spowodowały szerokie rozpowszechnienie się bimetalu w Europie. Dzięki swoim właściwościom, raz stosowane, bimetały mogły śmiało jako tworzywa bardziej ekonomiczne, konkurować z deficytowymi metalami i stopami jednorodnymi. Spośród państw europejskich szczególnie duże zainteresowanie bimetalami, oprócz Związku Radzieckiego, wykazały: Niemcy, Francja, Norwegia i Szwecja.

W okresie pierwszej wojny światowej w Niemczech rozpoczęto produkcję bimetalu stal-aluminium, tzw. *f e r r a l u* w postaci taśmy o szerokości 180 mm i grubości do 0,07 mm. Początkowo *ferral* miał znaleźć zastosowanie przy wyrobie bilonu, potem zaczęto go stosować do wyrobu puszek konserwowych.

Próby platerowania drogą elektrolityczną osadzania warstwy niklu na podłożu stalowe nie dały pozytywnych rezultatów w pierwszym okresie ze względu na to, że nałożona warstwa niklu była porowata. Dobre wyniki dały próby platerowania drogą przeróbki plastycznej. W latach 1928 — 1930 zakłady *Lukens Steel Co* wyprodukowały pierwsze partie blach stalowych platerowanych drogą przeróbki plastycznej niklem. Następnie wprowadzono do przemysłu blachy stalowe platerowane metalem *Monel*, a ostatnio stopem *Inconel* (Ni, Cr, Fe)⁵.

Jeżeli chodzi o państwa wysoko uprzemysłowione, to technologia bimetalu została u nich całkowicie opanowana, tak, że np. w Stanach Zjednoczonych wszystkie gatunki stali kwasoodpornych są produkowane dziś jako blachy bimetalowe. W Związku Radzieckim na wiele lat przed ostatnią wojną opanowana została produkcja szerokiego asortymentu blach stalowych platerowanych miedzią, tombakiem, aluminium, mosiądzem, srebrem. Obecnie, biorąc pod uwagę rosnące zapotrzebowanie na drogą półfabrykaty tantalowe i hasteloy'owe, prowadzi się zagranicą bardzo intensywne i na szeroką skalę zakrojone badania nad ich zastosowaniem.

3. Rozwój bimetalu w Polsce

W porównaniu z osiągnięciami zagranicy i doświadczeniem państw wysoko uprzemysłowionych, Polska jest daleko w tyle. Nie znaczy to, że nie interesowano się u nas nigdy tym tak frapującym i mającym szerokie możliwości rozwojowe zagadnieniem. Przed rokiem 1939 były produkowane w Polsce pewne, nie-liczne wprawdzie gatunki bimetalu. Wymienić tu należy: bimetalowe noże dla przemysłu tytoniowego, trójwarstwowe blachy bimetalowe na lemiesz do pługów oraz koszulki dla pocisków karabinowych i pistoletowych, wykonywane z głębokotłocznych (0,08% C) blach stalowych platerowanych dwustronnie, drogą przeróbki plastycznej, melchiorem. Koszulkę taką następnie wypełnia się ołowiem (pociski zwykłe) lub rdzeniem ze stali hartowanej (pociski przeciwpancerne). Powleczenie blachy stalowej melchiorem, stopem mniejszym niż stal, ma na celu, ażeby pocisk podczas przelotu przez stalową, cieplnie ulepszoną gwintowaną lufę, wrzynał się w gwint miękką powłoką i nie uszkadzał lufy.

Prowadzono również w okresie przedwojennym platerowanie drogą elektrolityczną pokrywania czystym srebrem wyrobów z nowego srebra lub mosiądzu. Lepsze wyniki daje pokrywanie nowego srebra niż mosiądzu, przy czym należy pamiętać, że ażeby dokładnie pokryć warstwą srebra, które wyjątkowo trudno osadza się w postaci kryształów prostopadłych do podłoża, należy pokrywanie przeprowadzać dwukrotnie.

Jeżeli chodzi o o b e c n y s t a n opanowania technologii produkcji bimetalu w Polsce, niezależnie od tego czy są one uwzględnione w bieżącym planie produkcyjnym, czy też z tych czy innych względów nie, należy wymienić szereg gatunków wyrobów platerowanych:

Jedną z krajowych hut produkuje trójwarstwowe blachy bimetalowe na lemiesz do pługów. W innej hucie uruchomiono produkcję bimetalowych noży dla przemysłów: garbarskiego, tytoniowego i papierniczego w gatunku NW3/C12, NWVI/C12, NZ3/C12. Huta ta produkuje jednocześnie bimetalowe noże do wiórników w gatunku NW3/C15.

Poza tym opanowana została metoda produkcji blach bimetalowych ze stali węglowych platerowanych stalami kwasoodpornymi. Opracowano metodę produkcji bimetalowych przewodów ślizgowych aluminium-stalowych oraz technologię wytwarzania bimetalowych przewodów miedź-stal dla przemysłu telekomunikacyjnego. Obecnie przeprowadzane są prace nad opanowaniem technologii blach stalowych, platerowanych jednostronnie niklem, aluminium, miedzią, tombakiem, mosiądzem i stopem *Monela*. Opracowano również częściowo produkcję blach stalowych platerowanych jednostronnie niklem, drugostronnie zaś aluminium. Produkuje się również bimetały termostacyjne, krótko zwane termobimetalami, których ulepszoną metodą produkcji opracowano w kraju.

4. Metody otrzymywania tworzyw bimetalowych

W literaturze spotykamy liczne wzmianki na temat spotykanych metod produkcji blach, profili i dru-

⁵ Skład orientacyjny stopu *Inconel*: 80% Ni, 14% Cr, 6% Fe.

tów bimetalowych. W zasadzie wszystkie one sprowadzają się do czterech zasadniczych:

1) Wykonuje się specjalny wielowarstwowy odlew, który następnie przerabia się drogą przeróbki plastycznej na gorąco.

2) Sporządza się mechanicznie układ dwóch lub kilku metali względnie stopów (pakiet), który następnie przewalcowuje się.

3) Nakłada się metal lub stop (warstwa platerująca) na drugi metal lub stop (warstwa platerowana) drogą osadzania elektrolitycznego.

4) Zanurza się metal lub stop w roztopionej kąpieli drugiego metalu lub stopu i w ten sposób otrzymuje się naniesioną drugą warstwę.

We wszystkich czterech metodach najważniejszym zabiegiem jest właściwe przygotowanie powierzchni tworzyw wchodzących w skład wyrobów platerowanych. Jest to proces zasadniczy, warunkujący w wielu przypadkach pozytywne wyniki. Chodzi w tym przypadku o usunięcie wszelkich zanieczyszczeń mechanicznych, znajdujących się na powierzchni jednego lub kilku składników bimetalu oraz warstwy tlenkowej, które uniemożliwiają należyte powiązanie tworzyw. Niektórzy autorzy polecają w tym przypadku stosowanie wstępnego pokrywania powierzchni metalem, który chroni przed utlenieniem.

Drugim sposobem należytego przygotowania powierzchni jest usunięcie tlenków oraz tluszczu drogą trawienia w odpowiednich kąpielach, po czym spasywowania jej przez zanurzenie w odpowiednim roztworze.

W ciągu ostatnich 20 lat opracowano szereg metod platerowania, najwięcej jednak przyjął się sposób drugi z wymienionych tj. pakietowania, jako najlepiej odpowiadający warunkom wytwarzania i pracy. Dla bimetałów w gatunku stal-stal materiałem zasadniczym jest z reguły kęsisko względnie kęs ze stali węglowej. Rozwój produkcji bimetałów poszedł zagranicą tak daleko, że np. w Stanach Zjednoczonych produkuje się dziś blachy pancerne o wymiarach nawet 11×4 m. Należy w tym miejscu nadmienić, co należałoby wziąć pod uwagę przy projektowaniu i rozbudowie trawialni na naszych hutach stali, że trawienie blach bimetalowych typu stal-stal prowadzi się zagranicą wyłącznie w NaH.

Ścisłe połączenie metali lub stopów w procesie platerowania uzyskuje się dzięki zjawisku dyfuzji. Jedyne przy platerowaniu na zimno warstwa dyfuzyjna nie występuje i połączenie otrzymuje się wyłącznie na skutek mechanicznego powiązania metali lub stopów. Platerowanie na zimno stosuje się najczęściej dla otrzymania cienkich powłok metalu lub stopu platerującego. Przy pozostałych metodach, a więc otrzymywania bimetalu drogą zalewania, platerowania drogą przeróbki plastycznej na gorąco, pokrywania elektrolitycznego oraz zanurzania jednego metalu lub stopu w roztopionej kąpieli drugiego, doprowadzamy przez samo ogrzewanie, względnie jednocześnie ogrzewanie z dociskiem, do dyfuzji.

Jednym ze sposobów dyfuzyjnego połączenia tworzyw wchodzących w skład bimetalu jest wprowadzenie między metal względnie stop platerowany i war-

stwę platerującą — warstwy metalu, który rozpuszcza się tak w jednym jak i w drugim, tworząc roztwory stałe przy równoczesnym nacisku w podwyższonej temperaturze. Dyfuzja powiększająca wzajemną przyczepność tworzyw wchodzących w skład bimetalu, może przebiegać również bezpośrednio bez wkładki trzeciego metalu.

Najlepsze połączenie osiąga się, jak już wspomniano, w przypadku gdy metal dyfundujący, z jednej względnie z drugiej strony, tworzy roztwór stały lub składniki strukturalne o dobrej plastyczności.

Związki chemiczne względnie międzymetaliczne, których składniki strukturalne są kruche, zalicza się do szkodliwych ze względu na to, że uniemożliwiają one konieczny dla uzyskania gotowego wyrobu proces przeróbki plastycznej. Czasami jednak dyfuzja może powodować powstawanie na płaszczyznach złączenia kruchych, a więc ze wszechmiar niepożądanych składników strukturalnych. Jeżeli istnieją takie warunki pomiędzy częścią platerowaną i platerującą, wtedy platerowanie należy prowadzić w temperaturach, w których — praktycznie rzecz biorąc — dyfuzja nie zajdzie. Tak np. postępuje się przy platerowaniu miedzi aluminium, gdzie w wysokich temperaturach tworzy się kruchy związek CuAl_2 . Podobnie przy platerowaniu blach stalowych aluminium, gdzie celowo dodaje się do aluminium około 1% Si, a to celem utrudnienia dyfuzji i tworzenia się kruchego związku FeAl_3 . Pamiętać jednak należy, że jednocześnie dodatek krzemu powoduje poważne trudności przy zgrzewaniu metalu.

Przy platerowaniu stalami nierdzewnymi i kwasoodpornymi należy mieć na uwadze, że stale chromowe ferrytyczne i chromowo-niklowe austenityczne wiążą silnie węgiel, który wydziela się jako węgiel chromu na granicach ziarn. Z drugiej strony chrom wykazuje dużą tendencję do dyfundowania do stali węglowej, oba więc te czynniki w wysokim stopniu obniżają własności antykorozyjne stali kwasoodpornej.

5. Zastosowanie bimetałów

Zastosowanie bimetałów i wyrobów platerowanych jest bardzo szerokie i tak np.: druty bimetalowe stal-miedź stosuje się jako materiał zastępczy dla wysokomiedziowych brązów przewodowych w telekomunikacji, sygnalizacji kolejowej i sterowaniu automatycznym. Bimetalowy drut stal-mosiądz używany jest do wiązania łopatek turbin parowych, jako materiał wyjściowy do produkcji samochodowych taśm hamulcowych, sił i siatek do filtrów oraz specjalnych gwoździ. Drut bimetalowy stal-nikiel znajduje duże zastosowanie szczególnie jako materiał zastępczy dla czysto niklowych drutów w lampach oświetleniowych dużej mocy oraz lampach radiowych. W drutach tych stosunek powierzchni niklu do stali wynosi w przekroju $5 \div 7\%$.

Blachy bimetalowe stal-miedź, stal-tombak, stal-mosiądz znajdują zastosowanie przy produkcji armatury parowej, wodnej oraz części manometrów, pływaków zaworowych, części gaźników. Stosuje się je również w elektrotechnice na końcówki kabli, elementy wyłączników oraz do obudowy szczotek ślizgowych. W budowie maszyn używa się blachy tego gatunku na

podkładki w wyłożeniu zbiorników na farby. W budownictwie okrętowym stosuje się je do wyrobu lamp okrętowych, smarowniczek itp.

Profilowe druty bimetalowe stal-miedź oraz stal-aluminium znajdują zastosowanie w trakcji elektrycznej jako przewody ślizgowe. Anody stalowo-niklowe znalazły zastosowanie przy budowie wzmacniaczy zamiast anod z czystego niklu. Blachy stalowe platerowane aluminium, tzw. *f e r r a l*, stosuje się do wyrobu naczyń i opakowań dla przemysłu spożywczego oraz zastawy stołowej. Ponadto można ich używać przy produkcji rurek ochronnych do termopar oraz na korpusy prymusów. Wykazują one szczególnie dobre własności przy pracy w podwyższonych temperaturach. Niezmiernie ciekawym jest fakt przyjęcia w Stanach Zjednoczonych przez Towarzystwo Dozoru Kotłów blach bimetalowych do masowej produkcji zbiorników ciśnieniowych.

Niektóre procesy syntezy chemicznej wymagają zastosowania aluminium ze względu na jego wysokie własności antykorozyjne. Jednakże temperatura pracy jest tak wysoka, że wytrzymałość aluminium w tej temperaturze jest za niska. Dlatego przechodzi się na bimetale. Jest to przykład przemysłu, którego istnienie, względnie ekonomiczne i należyte funkcjonowanie uzależnione jest całkowicie od bimetalu ze względu na jego specyficzne własności. Ostatnio z blach bimetalowych, stal węglowa-stal kwasoodporna, zaczęto produkować cysterny wagonowe oraz zbiorniki i odstojniki stosowane przy fabrykacji mydła, gliceryny, związków chemicznych i fermentacji piwa. Przykładem właściwego użycia bimetalu mogą być rury nagrzewnic stosowane w generatorach NaH. Ze względu na to, że są one zanurzone w NaH, muszą być wykonane ze stali kwasoodpornych względnie z czystego niklu. Z drugiej jednak strony przez rury te wewnątrz przepływają gorące spaliny bogate w siarkę, co jest powodem tworzenia się niepożądanego ze względu na wytrzymałościowych NiS. W tym przypadku zagadnienie rozwiązuje się w ten sposób, że rury nagrzewnic wykonuje się jako bimetalowe, wewnątrz stal, zewnątrz nikiel.

Niezmiernie ważnym zagadnieniem przy użytkowaniu blach, profili i drutów bimetalowych oraz

wszelkich asortymentów jakościowych jest p r o c e s s p a w a n i a ich. Zagadnienie to zostało rozwiązane równoległe z opracowaniem technologii wyrobów platerowanych. Dla orientacji podać należy, że platerę względnie gotowe blachy bimetalowe w gatunku stal-stal tnie się jakimkolwiek palnikiem gazowym, przy czym warstwę platerowaną ze stali węglowej umieszcza się od strony palnika. Płomień tnie więc w pierwszym rzędzie warstwę platerowaną, następnie zaś dopiero warstwę platerującą. Blachy platerowane można naciąć do spawania w jakikolwiek stosowany sposób, przy czym jednak spawa się, zarówno ręcznie jak i automatycznie, najpierw stal węglową. Następnie wykonuje się nacięcia na spaw od strony stali stopowej. Jako spoiwa używa się elektrod o wyższej zawartości dodatków stopowych niż sam materiał spawany. Np. stal kwasoodporną chromoniklową w gatunku 18/8 spawa się elektrodami w gatunku 25/12 lub 25/20.

W związku z mocno zróżnicowanym przeznaczeniem blach, profili i drutów bimetalowych, należy również opracować właściwe dla tych tworzyw procesy obróbki cieplnej.

6. Wnioski

Wnioski, które należy wyciągnąć z tych rozważań ograniczają się do kilku punktów:

1) Zwrócenie szczególnej uwagi na konieczność badań nad technologią i użytkowaniem bimetalu jako ekonomicznie uzasadnionych tworzyw zastępczych dla deficytowych metali i stopów. Sprawa ta winna być należycie postawiona przez władze państwowe zarówno w planach prac badawczych Instytutów naukowo-badawczych, jak również w pracach biur projektowych.

2) Konieczność opracowania metod przeróbki bimetalu, a więc ich cięcia, tłoczenia, wykrawania i spawania.

3) W związku z każdorazowym uruchamianiem produkcji nowych asortymentów bimetalu należy rozwiązać w sposób jak najbardziej właściwy i ekonomiczny uzasadniony, zagadnienie zużycia złomu bimetalowego.

KOMUNIKAT PAŃSTWOWEJ KOMISJI PLANOWANIA GOSPODARCZEGO

Departament Techniki Państwowej Komisji Planowania Gospodarczego zawiadamia, że niektóre zakończone prace instytutów naukowo-badawczych są publikowane w wydawnictwie Państwowych Wydawnictw Technicznych p. n. „Prace Instytutów Naukowo-Badawczych“.

Mając na uwadze konieczność pełnego wykorzystania materiałów, zawartych w „Pracach INB“ Departament Techniki uważa za wskazane aby „Prace INB“ docierały do instytutów naukowo-badawczych, biur konstrukcyjnych, projektowych, laboratoriów i zakładów pracy i były udostępnione wszystkim zainteresowanym inżynierom, zatrudnionym w/w instytucjach i zakładach pracy.

Wszystkie instytucje i zakłady pracy, doceniając znaczenie „Prac INB“ powinny zaabonować publikacje tych instytutów, które wchodzi w zakres ich zainteresowań.

W celu zapewnienia regularnej dostawy kompletów „Prac INB“ „Dom Książki“ w porozumieniu z Departamentem Techniki PKPG, wprowadził system abonamentowy rozprowadzenia tego wydawnictwa.

Ustalony tryb zamawiania dostarczenia i regulowania należności za prenumeratę „Prac INB“, podany jest na okładkach czasopism technicznych „Prac INB“ oraz katalogu PWT.

DYREKTOR DEPARTAMENTU

(—) Inż. Ignacy Bursztyn

Przyrządy pneumatyczne do pomiarów liniowych

(ciąg dalszy)

Mgr inż. TADEUSZ SAWICKI

3. Konstrukcja przyrządów ciśnieniowych

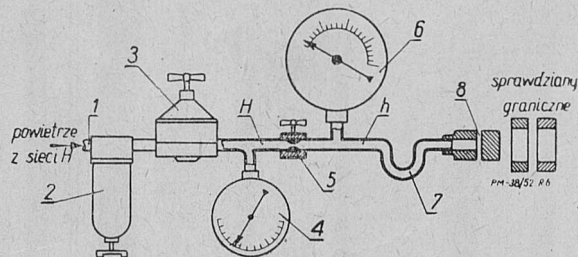
Istnieją dwa rozwiązania konstrukcyjne, różniące się sposobem rejestracji ciśnienia powietrza w przewodach: a) mechaniczne, b) wodne.

a) Przyrządy ciśnieniowe mechaniczne.

W przyrządach ciśnieniowych mechanicznych posługujemy się manometrami tarczowymi (z rurką sprężynującą) zarówno dla obserwacji ciśnienia wlotowego H jak i dla pomiaru ciśnienia rejestracyjnego h .

Staość ciśnienia powietrza H w przewodzie doprowadzającym osiąga się za pomocą reduktora mechanicznego sprężynowego z automatyczną regulacją.

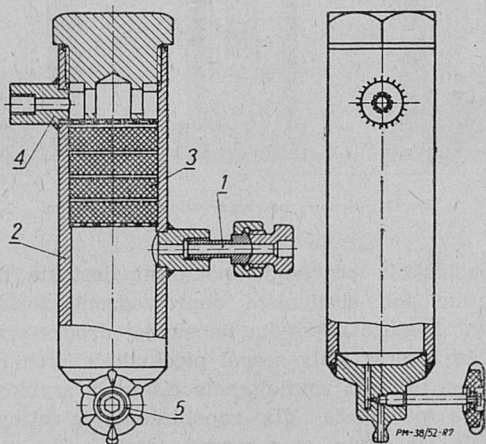
Na rys. 6 pokazany jest schemat budowy przyrządu ciśnieniowego. Zespół taki normalnie składa się (w kolejności ustawienia) z: przewodu 1 doprowadzającego powietrze pod ciśnieniem (z sieci warsztatowej lub sprężarki), filtru 2 dla powietrza, (rys. 7) reduktora ciśnienia 3, manometru 4 dla powietrza wlotowego, dyszy wlotowej 5, manometru 6 wskazującego mierzoną długość, przewodu giętkiego 7, końcówki pomiarowej 8 z dyszami wylotowymi.



Rys. 6. Schemat przyrządu ciśnieniowego mechanicznego.

W praktyce zamiast dysz wlotowych, stosuje się zawory grzybkowe lub iglicowe, co umożliwia łatwe regulowanie przekroju.

Urządzenie powyższe nie może zapewnić dużego przełożenia i stosuje się je wyłącznie do celów kontroli warsztatowej, dla stosunkowo dużych tolerancji.



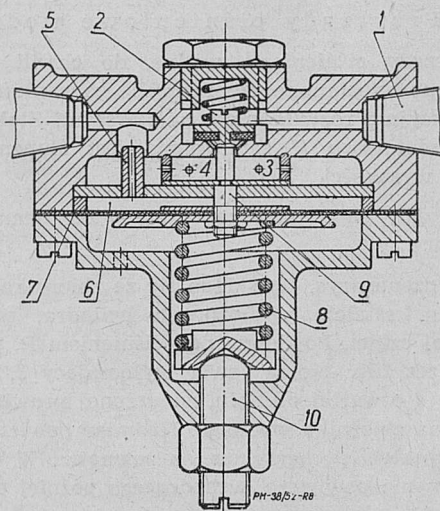
Rys. 7. Filtr powietrzny: 1 — końcówka doprowadzająca powietrze pod ciśnieniem, 2 — kadłub, 3 — przekładki filcowe, 4 — rurka prowadząca do reduktora.

Ciśnienie powietrza doprowadzanego H wynosi od 2 do 3 kg/cm^2 , przeważnie 2 kg/cm^2 .

Wartość działki elementarnej h manometru rejestrującego równa jest 1, 2 lub 5 μ . Przyrząd umożliwia pomiar z dokładnością $\pm 0,5 \mu$ (w warunkach optymalnych).

Reduktor ciśnienia

Na rys. 8 przedstawiony jest schemat, objaśniający działanie samoczynnego reduktora przeponowego.



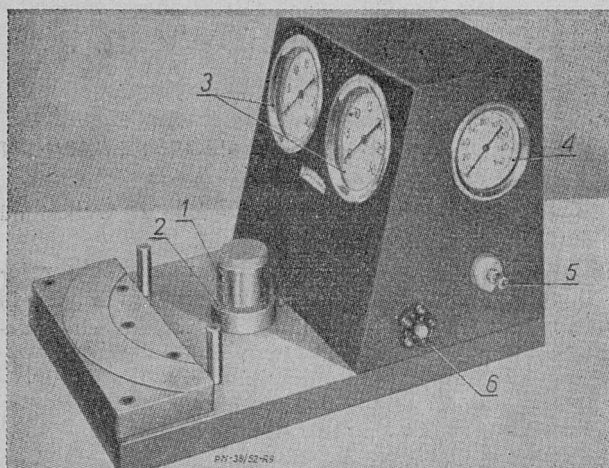
Rys. 8. Schemat konstrukcyjny reduktora powietrza.

Powietrze pod ciśnieniem dopływa z filtra przewodem 1; przez zawór 2, a dalej przez otwory 3 i 4 oraz tulejkę 5 dostaje się do przestrzeni roboczej 6 reduktora. Jeżeli ciśnienie w przestrzeni 6 maleje, wówczas przepona gumowa 7 pod naciskiem sprężyny 8 ugina się i za pośrednictwem sworznia 9 podnosi grzybek zaworu 2. Następuje dodatkowy wlot powietrza do przestrzeni 6. Przy wzroście ciśnienia w przestrzeni 6, zachodzi zjawisko odwrotne. W ten sposób w przestrzeni 6 ustala się określone ciśnienie h powietrza, wysokość którego może być regulowana za pomocą śruby 10.

Reduktory tego typu konstruowane są do redukcji ciśnienia z ok. 10 kg/cm^2 do ok. 2 kg/cm^2 .

Rys. 9 przedstawia przyrząd ciśnieniowy mechaniczny starszego typu do pomiaru dwóch średnic wewnętrznych, elementu maszynowego o specjalnym kształcie zewnętrznym.

Na ścianie czołowej znajdują się dwa manometry wskaźnikowe 3, mierzące średnice 1 i 2. Manometr 4 służy do obserwacji ciśnienia powietrza doprowadzonego. Regulacja ciśnienia — 5, filtr powietrzny — 6. Przewód zasilający jest niewidoczny na rysunku.



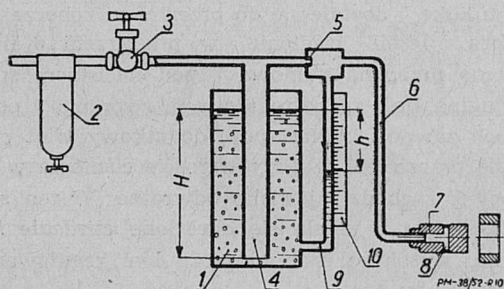
Rys. 9. Przyrząd ciśnieniowy mechaniczny dwuwymiarowy.

b) Przyrządy ciśnieniowe wodne

Przyrządy ciśnieniowe wodne, do chwili obecnej dość rozpowszechnione w przemyśle zagranicznym, są konstrukcyjnie rozwiązaniem najstarszym. Stałość ciśnienia wlotowego H zapewniona jest słupem wody o stałej wysokości.

Przyrządy tego typu zapoczątkowała firma Solex we Francji.

Urządzenie (rys. 10) składa się ze zbiornika wodnego 1 o kształcie wydłużonego cylindra, otwartego w górnej części. Powietrze pod ciśnieniem P , przechodząc przez filtr 2 oraz zawór wyłączający 3, wchodzi do rury 4 otwartej od dołu, zanurzonej prawie do samego dna zbiornika wodnego. Nadmiar powietrza ulatuje w postaci pęcherzyków na zewnątrz. W ten sposób ciśnienie powietrza, wchodzącego później do dyszy wlotowej, staje się równe wysokości słupa wodnego między poziomem cieczy a otworem dolnym rury. Powietrze po wyjściu z dyszy 5 jest doprowadzone przewodem giętkim 6 do końcówki pomiarowej 7 z jedną



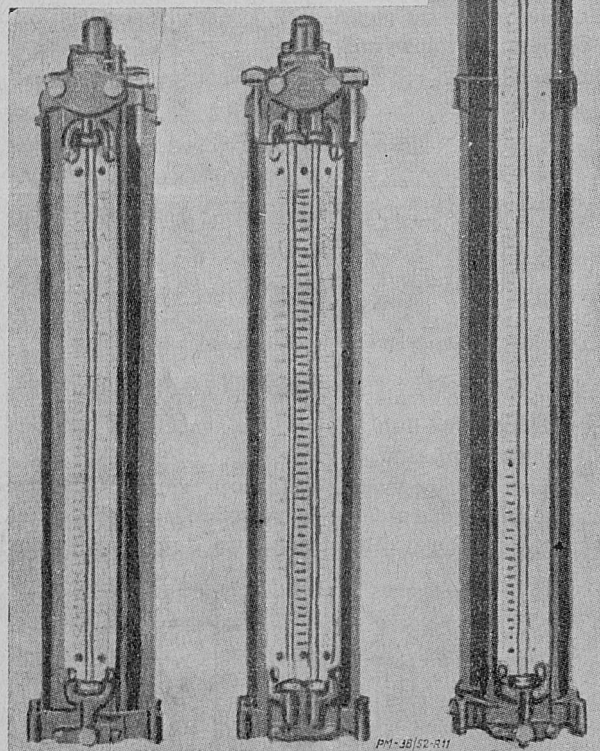
Ry. 10. Schemat działania przyrządu ciśnieniowego wodnego.

lub więcej dyszami wylotowymi 8. Komora powietrzna poza dyszą wlotową jest połączona rurką szklaną 9 z dolną częścią zbiornika wodnego. W stanie równowagi rurka powyższa spełniałaby rolę wskaźnika poziomu wody w zbiorniku, natomiast w chwili pomiaru, kiedy dyszki wylotowe będą przesłaniane ścianką elementu mierzonego, powstanie różnica ciśnień i poziom cieczy w rurce obniży się. Różnica poziomów będzie wskazywać wielkość h tego ciśnienia, a równocześnie na skali 10 przyłożonej do rurki odczytamy jego od-

powiednik w jednostkach liniowych (zazwyczaj w mikronach).

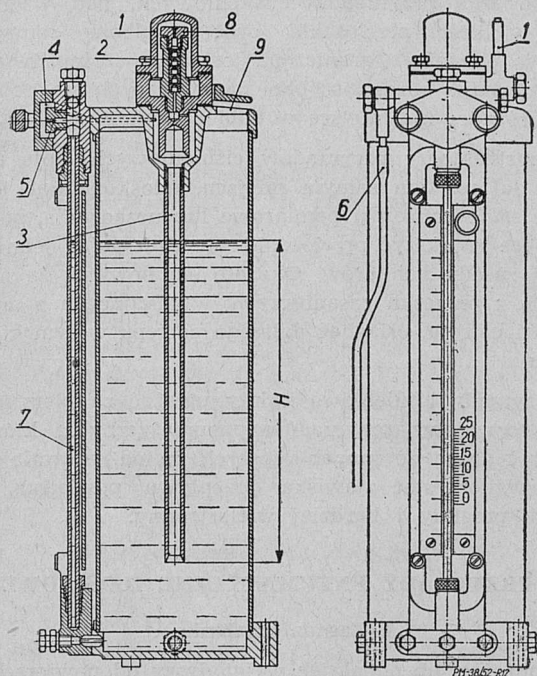
Uzależnienie ciśnienia, efektywnie doprowadzonego do przyrządu, od wysokości poziomu wody w zbiorniku, daje możliwie najwyższą jego stałość, gdyż zmiany mogą powstać jedynie wskutek przypadkowego ubytku wody w zbiorniku, lub jej naturalnego parowania.

Na rys. 11 pokazane są trzy typowe przyrządy wodne. Lewy jest modelem o jednej dyszy wlotowej i jednej szklanej rurce wskaźnikowej. Środkowy jest sprężonym przyrządem podwójnego działania do pomiaru dwóch różnych wymiarów tego samego przedmiotu, posiadającego dwie dysze wlotowe i dwie rurki wskaźnikowe. Przyrząd po prawej stronie, o podwójnej wysokości, służy do pomiarów bardziej dokładnych.



Rys. 11. Typowe przyrządy ciśnieniowe wodne.

Konstrukcja przyrządu pokazana jest na rys. 12. Powietrze pod ciśnieniem doprowadzone zostaje do kołpaka 1, gdzie napotyka na swojej drodze wymienianą dyszę 8 oraz stały zespół pięciu kolejnych dysz 2, który ma na celu zmniejszenie ciśnienia szybko wpadającego powietrza, dla zapobieżenia gwałtownemu burzeniu się wody, co powoduje szybkie jej parowanie. Nadmiar powietrza uchodzi rurą 3, a następnie otworem 9, w pokrywie, a reszta pod ciśnieniem robo-



Rys. 12.

czym H przechodzi przekreślowanym na rysunku kanałem komory w bocznej pokrywce 4, stamtąd zaś przez wymienną dyszę wlotową 5 (F_1) do przestrzeni nad górnym wylotem rurki szklanej wskaźnikowej 7, skąd odgaleńia się równocześnie do otworu bocznego i jest odprowadzane węzłem gumowym 6 do końcówki lub urządzenia pomiarowego.

Otwór 9, przykryty ruchomą pokrywką, służy do połączenia z atmosferą i do nalewania wody.

Ciśnienia stosowane w przyrządach ciśnieniowych

Przyrządy ciśnieniowe wodne można podzielić na: niskiego ciśnienia i wysokiego ciśnienia.

1) Do przyrządów niskiego ciśnienia zaliczamy przyrządy, w których $H \leq 500$ mm słupa wody. Zwykle jest $H = 500$ mm. Przełożenie n wynosi przeważnie od 3000 do 6000. Przez odpowiedni dobór dysz i urządzeń dodatkowych można osiągnąć przełożenia do 40 000.

Przyrządy niskiego ciśnienia stosuje się tylko na warsztacie i w izbach pomiarowych (do mniej dokładnych zadań). Przyrządy umożliwiają pomiar z dokładnością od 0,25 do 1 mikrona.

b) Przyrządy wysokiego ciśnienia, (najczęściej $H = 1000$ mm słupa wody) stosuje się do pomiarów dokładnych.

Dobierając odpowiednio stosunek średnic dysz, można osiągnąć przełożenia do 100 000. Zazwyczaj pracuje się na przełożeniu od 10 000 do 25 000.

Przyrządy te umożliwiają pomiar z dokładnością od 0,005 do 0,5 mikrona.

Dysze

Zgodnie z uprzednimi teoretycznymi rozważaniami, przez właściwy dobór średnic dyszy wlotowej F_1 oraz wylotowej (ych) F_2 , zawsze jesteśmy w stanie wyzna-

czyć przy danym H potrzebne nam w zadanym przypadku pomiarowym przełożenie n .

W tym celu przyjęto pewną normalizację otworów i pozostałych wymiarów, dobierając dysze dla wymaganego przełożenia.

W tabelicy I podane są średnice dysz wlotowych F_1 zazwyczaj stosowanych.

TABLICA I. Średnice otworów dysz wlotowych

Oznaczenie dyszy wlotowej	A	B	C	D	E	G	H	I	K	L
Średnica otworu dyszy w mm	0,35	0,45	0,65	0,75	0,85	0,95	1,05	1,15	1,45	1,70

W tabelicy II podane są zasadnicze warunki w jakich stosuje się najczęściej używane wymiary dysz wlotowych dla pomiarów otworów prostych.

TABLICA II. Pomiary otworów

Oznaczenie dyszy wlotowej	A	C	E	H	H	K	L
Średnica otworu dyszy wlotowej w mm	0,35	0,65	0,85	1,05	1,05	1,45	1,75
Największa tolerancja otworu mierzonego w μ	14	20	26	32	44	200	260
Wartość działki elem. skali przyrządu w μ	1	1	1	1	1	10	10
Największa średnica tłoczkowej końcówki pomiarowej dla otworu w mm	5	5	7,5	10	11	10	12
Najmniejsza głębokość, na jakiej można dokonać pomiaru, licząc od brzegu otworu w mm	1,8	3	4,5	6,5	7	6	6,5
Najmniejsza długość mierzonego otworu przelotowego w mm	3,5	6	9	13	14	12	13

Skala

Skale są łatwo wymienne z dostosowaniem podziałek do przyjętego przełożenia. Wzorcowane są w jednostkach liniowych, zwykle w mikronach.

Wytwórnice przyrządów wyznaczają w katalogach firmowych dla każdego numeru lub klasy dyszy — odpowiedni rodzaj skali.

Niekiedy stosuje się równocześnie i skalę zwykłą o podziałce równomiernej.

Wady przyrządów ciśnieniowych wodnych

Mimo że zastosowanie powietrza do pomiarów daje wiele korzyści i ma wiele zalet nieosiągalnych dotychczasowymi metodami kontroli, to jednak przyrządy ciśnieniowe wodne posiadają pewne niedogodności oraz nieuniknione wady konstrukcyjne, wpływające hamująco na szersze rozpowszechnienie tej metody pomiarowej. Należą do nich:

1) Zanieczyszczanie rurki szklanej, co utrudnia odczytanie.

2) Trudności obserwacji menisku wody, ze względu na słabą widoczność. Dla zapobieżenia temu, wodę zabarwia się barwnikiem, co jednak powoduje szybsze zanieczyszczanie rurki.

3) Łatwe uleganie korozji. Wskutek stałej obecności wody i pary wodnej, przyrządy te ulegają korozji.

4) **Konieczność oczyszczania części mierzonych.** Przedmioty mierzone wymagają starannego oczyszczania i osuszania przed pomiarem, gdyż słabe ciśnienie użytkowe w dyszach wylotowych nie jest w stanie zapobiec osadzaniu się zanieczyszczeń na końcówkach mierniczych (opilki, kurz, smary, płyn chłodzący itp.).

5) **Zmiana poziomu wody wskutek parowania.** Przyspieszone parowanie pociąga za sobą potrzebę okresowego uzupełniania wody w zbiorniku do przepisanego poziomu.

6) **Niedogodna budowa.** Wobec konieczności utrzymania dostatecznego ciśnienia w przewodzie wylotowym, niezbędny jest dość wysoki słup wody. W związku z tym kadłub przyrządu jest dość wysoki w porównaniu do przekroju poprzecznego oraz stosunkowo ciężki, przy środku ciężkości umieszczonym dość wysoko (p. rys. 11). Powoduje to w rezultacie trudności lokacyjne na obrabiarkach lub w izbie pomiarów i zmusza do starannego zapewnienia stateczności aparatu.

7) **Czułość na wstrząsy.** Omawiane przyrządy są stosunkowo czułe na wstrząsy, a więc mogą działać bez zarzutu jedynie na obrabiarkach b. statecznych i ciężkich, lub na stołach.

8) **Wpływ temperatury.** Przyrządy wodne wykazują pewną wrażliwość na zmiany temperatury wskutek wywołanych przez to zmian objętości płynu.

Przyrządy niskiego ciśnienia służą do pomiarów warsztatowych, więc błędy rzędu $0,01 \div 0,1\mu$ nie odgrywają roli, natomiast w przyrządach wysokiego ciśnienia (badania laboratoryjne) poprawkę z tego tytułu należy uwzględnić.

9) **Opóźnienie wskazań.** Przyrządy ciśnieniowe wodne wykazują pewne opóźnienie (histerezę) wskazań. Jest ono nieznaczne przy małych odległościach końcówki pomiarowej (połączonej przewodem giętkim) od samego przyrządu, ale widoczne i niekiedy kłopotliwe przy dużych oddaleniach.

W przewodzie musi się ustalić takie ciśnienie, które doprowadzi do wyrównania się natężeń przepływu powietrza w otworach wylotowych (F_2) i w dyszy wlotowej (F_1).

Wyrównywanie się natężeń zachodzi samoczynnie, wynikające zaś przy tym opóźnienie jest funkcją objętości powietrza w samym przewodzie i komorach aparatury poza dyszą wlotową, oraz wielkości natężenia wypływu w końcówce pomiarowej.

Jeśli przewód jest wąski, a natężenie w końcówce duże (małe przełożenie), oraz kiedy końcówka znajduje się stosunkowo blisko samego przyrządu, wówczas wyrównanie następuje bardzo prędko i wyniki pomiarów odczytuje się prawie natychmiast.

Kiedy natomiast końcówka jest bardzo oddalona od przyrządu duża objętość przewodu powoduje opóźnienie reakcji. Następuje ono również wtedy, kiedy zależy na uzyskaniu dużych przełożeń, tj. kiedy natężenie wylotowe ulega zmniejszeniu przez zacieśnienie swobody wypływu w końcówce pomiarowej.

Wnioski

W wyniku powyższych rozważań można stwierdzić pewne ograniczenie możliwości praktycznego

użytkowania przyrządów ciśnieniowych, pod względem wielkości przełożenia oraz oddalenia samego miejsca pomiaru. Ograniczona jest również możliwość dokonywania bardzo szybko następujących po sobie pomiarów, co ma miejsce w odbiorach masowych.

Konstruktorzy przyrządów ciśnieniowych stoją od wielu lat na tym samym miejscu, udoskonalając jedynie same końcówki pomiarowe lub urządzenia, pozwalające zwiększyć przełożenie, nie zmieniając jednak samej zasady pomiarów. Okazało się bowiem, że nie można, z przyczyn zasadniczych, wynikających z mechaniki ustroju, osiągnąć dalszego postępu w tym kierunku.

Przyrządy ciśnieniowe należy uważać za pierwszy etap rozwojowy przyrządów pneumatycznych, który wskazał drogę do innych lepszych metod, pozwalających wykorzystać zjawiska przepływu powietrza w sposób prostszy i bardziej wielostronny.

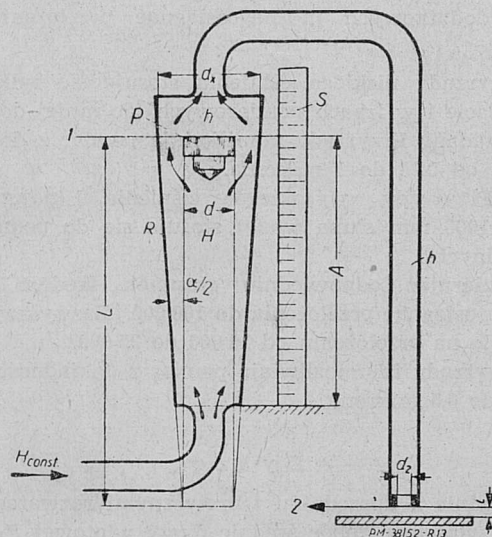
B. PRZYRZĄDY PNEUMATYCZNE ILOŚCIOWE

1. Zasada działania

Zbliżając lub oddalając wylot dyszy od powierzchni ograniczającej mierzony wymiar, powodujemy nie tylko zmianę ciśnienia w przewodzie doprowadzającym powietrze, ale i zmianę natężenia przepływu powietrza. Pierwszy rodzaj zmian wykorzystują przyrządy ciśnieniowe, opisane w rozdziale A, natomiast drugi — przyrządy ilościowe, które rozpatrzmy obecnie.

Z zasady działania przyrządów ilościowych wynika, że pomiar wymiarów liniowych zastępujemy w danym razie pomiarem natężenia przepływu, który można w zasadzie przeprowadzić różnymi sposobami. W danym zastosowaniu najpraktyczniejszym okazało się użycie tzw. *rotametrów*.

Istotną częścią tego przyrządu jest stożkowa rurka szklana R , ustawiona pionowo (rys. 13), (większa średnica u góry) z zamieszczonym w niej pływakiem P , wykonanym z lekkiego metalu lub z masy plastycznej. Strumień powietrza, płynący w kierunku strzałki do wylotu dyszy, powoduje uniesienie pływaka



Rys. 13. Schemat działania przyrządu pneumatycznego ilościowego.

o wielkość zależną od natężenia przepływu, a więc od mierzonego wymiaru liniowego. Obok rurki lub na niej samej znajduje się skala S z podziałką, na której po ustaleniu się położenia pływaka bezpośrednio odczytujemy ten wymiar (lub raczej jego odchylenie od wymiaru wzorca).

Przy wzroście odległości l i stałym ciśnieniu dopływowym H zwiększa się natężenie przepływu powietrza, szybkość jego w przestrzeni pomiędzy pływakiem a ściankami rurki R pozostaje jednak w przybliżeniu stała, gdyż jest zależna (pomijając mało zmienne współczynniki przepływu) tylko od ciśnienia dopływowego i stałego spadku h tego ciśnienia, potrzebnego do uniesienia pływaka (o stałym ciężarze); przepływ zwiększonej ilości powietrza jest umożliwiony dzięki temu, że pławak unosi się tak wysoko, aby uzyskać odpowiednio zwiększony wolny przekrój dla przepływu.

2. Teoretyczne podstawy działania

Niech ciśnienie powietrza wynoszące H przy wlocie do rurki rotametu, po przejściu obok pływaka z szybkością v , na skutek strat poniesionych na podtrzymywanie pływaka, strat tarcia itp., ulegnie zmniejszeniu i wyniesie h .

Różnica ciśnień $H-h$ odpowiadać będzie z wystarczającym przybliżeniem ciężarowi samego pływaka, możemy przeto napisać

$$H-h = \alpha \frac{G}{F_p}$$

$$H-h = \alpha \cdot \frac{4G}{\pi d^2} \quad [17]$$

gdzie: α — współczynnik dający się wyznaczyć doświadczalnie, d — największa średnica pływaka, G — ciężar pływaka, F_p — powierzchnia największego przekroju pływaka,

Warunki fizyczne przepływu powietrza w przyrządach ilościowych są podobne jak w ciśnieniowych, lecz bardziej złożone, gdyż zamiast dyszy F_1 o stałym przekroju, mamy tutaj przepływ powietrza w otworze pierścieniowym o zmiennym przekroju:

$$F_x = \frac{\pi}{4} (d_x^2 - d^2) \quad [18]$$

gdzie: d_x — średnica rurki na poziomie ustawienia się pływaka, F_x — odpowiedni wolny przekrój.

Natężenie przepływu powietrza Q , przy ustalonym wymiarze l i stałym ciśnieniu H , jest stałe w całym układzie, zatem dla przekrojów 1 i 2 (rys. 13 przelot powietrza obok pływaka wylot z dyszy) możemy napisać:

$$Q = \mu_1 F_1 v_1 = \mu_2 F_2 v_2$$

gdzie: μ_1 i μ_2 współczynniki przepływu, F_1 i F_2 — przekroje wypływu powietrza, v_1 i v_2 — szybkości wypływu powietrza.

Uwzględniając wzór [18] oraz: $F_1 = F_x$; $F_2 = \pi d_2 l$, i oznaczając $\frac{\mu_2 v_2}{\mu_1 v_1} = a$, otrzymamy:

$$d_x^2 - d^2 = 4ad_2 l, \quad [19]$$

Z drugiej strony, podobnie jak w przyrządach ciś-

nieniowych, współczynnik a jest związany zależnością:

$$a = \beta \sqrt{\frac{H}{H-h}}, \quad [20]^{1)}$$

gdzie β — współczynnik doświadczalny, uwzględniający warunki wypływu powietrza z dyszy F_2 w szczelinie l oraz obok pływaka.

Mając założone d , G , H oraz znając współczynniki α i β i uwzględniając wzór [17], możemy wyznaczyć współczynnik a , następnie posługując się wzorem [19] dobrać odpowiednio d_x , d_2 i l .

Przy obliczeniach zgrubnych można przyjąć $a = \beta = 1$.

Na podstawie danych praktycznych $1,1 d < d_x < 1,5 d$.

Przełożenie przyrządu określa się jako pochodną wzniesienia pływaka L_x względem szczeliny l

$$n = \frac{dL_x}{dl}$$

Dla powiązania ze zbieżnością stożkowej rurki rotametu oznaczmy:

$$\frac{d_x - d}{L_x} = S;$$

stad

$$L_x = \frac{d_x - d}{S};$$

Ze wzoru [19]

$$d_x = \sqrt{d^2 + 4ad_2 l}$$

a więc

$$L_x = \frac{\sqrt{d^2 + 4ad_2 l} - d}{S}$$

$$\text{oraz } n = \frac{dL_x}{dl} = \frac{1}{S} \cdot \frac{1}{2} \frac{4ad_2}{\sqrt{d^2 + 4ad_2 l}},$$

$$\text{czyli: } n = \frac{1}{S} \cdot \frac{2ad_2}{\sqrt{d^2 + 4ad_2 l}} \text{ lub } n = \frac{1}{S} \frac{2ad_2}{d_x} \quad [21]$$

Z wzoru [21] widać, że wielkość przełożenia jest odwrotnie proporcjonalna do stożkowatości S rury szklanej.

Przełożenie nie jest wprost proporcjonalne do współczynnika a , gdyż występuje on zarówno w liczniku jak i mianowniku.

Ze wzorów [20] i [21] wynika, że przełożenie wzrasta ze wzrostem H i przy równoczesnym zmniejszaniu się różnicy $(H-h)$, a z [17] wynika, że różnica $(H-h)$ maleje wraz z ciężarem G pływaka.

Powiększenie średnicy dyszy d_2 również wpływa zwiększająco na n , ale nie wprost proporcjonalnie (wzór [21]).

Ponieważ wartość d występuje zarówno we wzorze na n jak i na $(H-h)$ więc najlepiej da się ona określić, przez przerobienie szeregu alternatywnych rozwiązań.

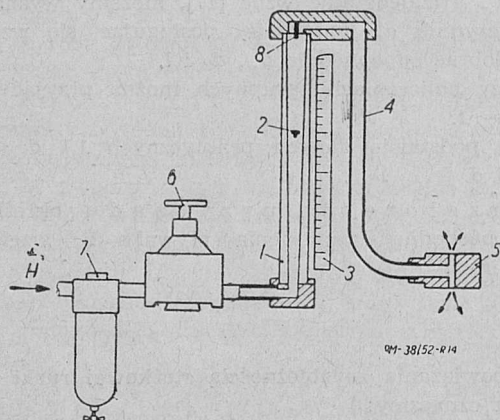
3. Konstrukcja przyrządów ilościowych

Pierwovzór przyrządu (rys. 14) składał się z filtru powietrznego, reduktora ciśnienia, rurki wskaźnikowej szklanej, pływaka, skali oraz wymiennej końcówki mierniczej.

¹⁾ W liczniku pod pierwiastkiem powinno być właściwie h , wobec jednak małej różnicy $H-h$ można w przybliżeniu przyjąć H .

Przyrządy tego typu ukazały się w pracy w 1940/41 roku.

W dalszym rozwoju (rys. 15) umieszczono w dolnej części korpusu aparatu wymienny filtr nabojoy 7 oraz wprowadzono dodatkowy reduktor ciśnienia 4, który prawie całkowicie sprowadza ciśnienie zewnętrzne do ciśnienia roboczego (ok. 1 at n).



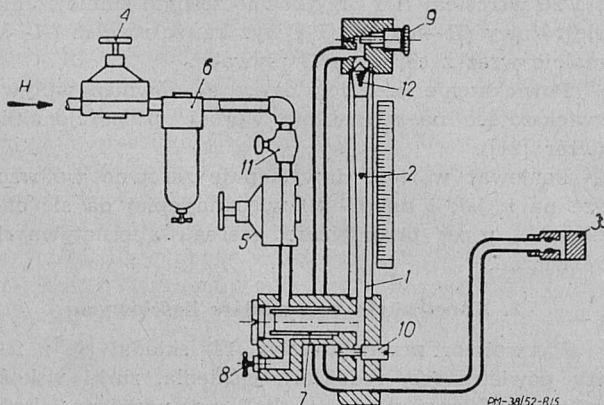
Rys. 14. Schemat całości instalacji przyrządu ilościowego; 1 — rurka stożkowa, 2 — pływak, 3 — skala, 4 — przewód giętki, 5 — końcówka miernicza, 6 — reduktor ciśnienia, 7 — filtr powietrzny, 8 — zderzak.

Filtr wymienny 7 zapewnia zatrzymanie kondensatu mogącego się wytworzyć po przejściu przez reduktory, jak również wilgoci lub zanieczyszczeń nie wyeliminowanych przez filtr stały.

Najpoważniejszym ulepszeniem było jednak wprowadzenie urządzeń, zapewniających łatwość regulacji i dostosowanie się do każdego rodzaju pomiarów.

W dolnej części rurki wskaźnikowej umieszczono zawór odciażający 10, który umożliwia skierowanie pewnej ilości powietrza bezpośrednio do przewodu łączącego z końcówką pomiarową 3; w wyniku otrzymuje się szeroki zakres zmiany czułości przyrządu oraz przełożenia.

Dla bliższego wyjaśnienia działania zaworu odciażającego wyobraźmy sobie, że przyrost natężenia przepływu powietrza, wynoszący $10 \text{ cm}^3/\text{sek}$ powoduje podniesienie się pływaka o 20 mm przy zamkniętym zaworze. Jeżeli skierujemy $5 \text{ cm}^3/\text{sek}$ bezpośrednio do końcówki mierniczej przez otwarcie zaworu odciażającego, wówczas pływak wznieśnie się tylko na



Rys. 15. Schemat konstrukcyjny ulepszanego przyrządu ilościowego; 1 — rurka stożkowa, 2 — pływak, 3 — końcówka miernicza, 4 — reduktor ciśnienia, 5 — reduktor ostateczny, 6 — filtr wstępny, 7 — filtr wymienny nabojoy, 8 — zawór spustowy, 9 — zawór wylotowy, 10 — zawór odciażający, 11 — zawór wyłączający, 12 — zalerzak.

wysokość 10 mm, gdyż jedynie połowa natężenia będzie przepływać przez rurkę stożkową.

Prócz tego w górnej części rurki szklanej znajduje się czuły zawór wylotowy 9 do wypuszczania na zewnątrz dowolnej ilości powietrza, bez kierowania go do końcówki mierniczej. O ile manipulacja zaworem odciażającym powoduje zmianę skoku pływaka, a tym samym zmniejszanie przełożenia aparatu w miarę potrzeby, to odpowiednie otwarcie zaworu wylotowego umożliwia dowolne ustalenie najwyższego położenia pływaka.

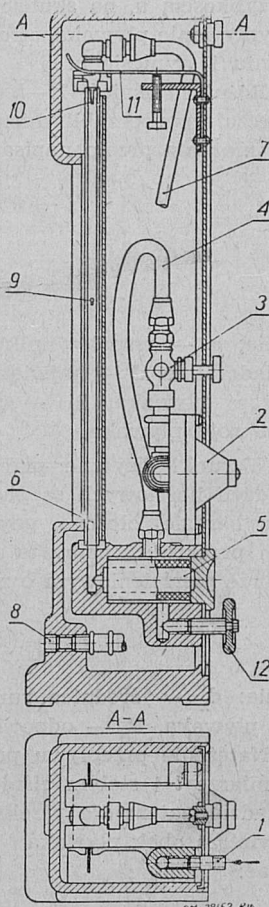
Połączone regulowanie tymi zaworami umożliwia dowolne ustalanie zakresu ruchu pływaka w celu dostosowania przyrządu do danego pomiaru przy pomocy sprawdzianów wzorcowych dla wymiaru maksymalnego i minimalnego.

W celu uniknięcia stałego uderzania pływaka o zderzak, w chwilach zmiany przedmiotów sprawdzanych, w górnej części rurki szklanej wprowadzono dodatkowo krótki stożek o większym kącie rozwarcia.

Wielkość natężenia przepływu powietrza dobiera się tak, aby przy całkowicie swobodnym przelocie pływak zawisał przed zderzakiem 12. W chwili otwarcia swobodnego przelotu pływak uderzy o zderzak skutkiem bezwładności, ale natychmiast opadnie do wyznaczonego (przez wyregulowanie zaworami) położenia w rozszerzonym stożku.

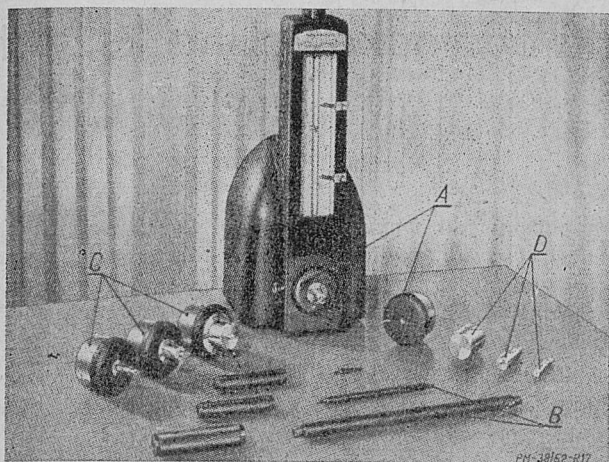
Zderzak powinien być uziemiony, gdyż pływak wskutek stałego ruchu nawrotnego w szklanej rurce, będąc sam wykonany z masy plastycznej lub metalu lekkiego, może ulec naelektryzowaniu i przy zetknięciu ze zderzakiem przylgnie doń, napotkawszy na ładunek elektryczny odwrotnego znaku.

Rys. 16. Przekrój normalnego przyrządu ilościowego; 1 — tulejka gwintowana do zamocowania przewodu doprowadzającego powietrze, 2 — reduktor mechaniczny do automatycznej regulacji ciśnienia powietrza, 3 — zawór wyłączający, 4 — przewód giętki, 5 — filtr nabojoy, 6 — rurka szklana, 7 — przewód, 8 — tulejka gwintowana wylotowa do zamocowania przewodu prowadzącego do końcówki mierniczej, 9 — pływak, 10 — zderzak, 11 — sprężyna umożliwiająca szybką wymianę szklanej rurki wskaźnikowej wraz z pływakiem, 12 — kurek spustowy dla kondensatu.



Szczególna uwaga jest zwrócona na czystość powietrza; filtry są bardzo starannie skonstruowane, aby wyeliminować z powietrza pył, wilgoć lub rozpylone smary. Jako przekładziny oczyszczające w filtrach stosuje się filc, watę wełnianą i azbest.

Reakcja aparatów ilościowych jest nieomal natychmiastowa, co potwierdziły doświadczenia dokonane z przewodami o długości do 15 m nie wykazując widocznego opóźnienia się wskazań.



Rys. 17. Widok przyrządu ilościowego wraz z wyposażeniem.

Na rys. 16 jest pokazany przekrój normalnego przyrządu ilościowego. Na rysunku nie zostały pokazane: wstępny reduktor ciśnienia oraz filtr stały, tworzące osprzęt stały, związany z przewodem doprowadzającym powietrze pod ciśnieniem; nie podano również zaworu redukcyjnego i wylotowego.

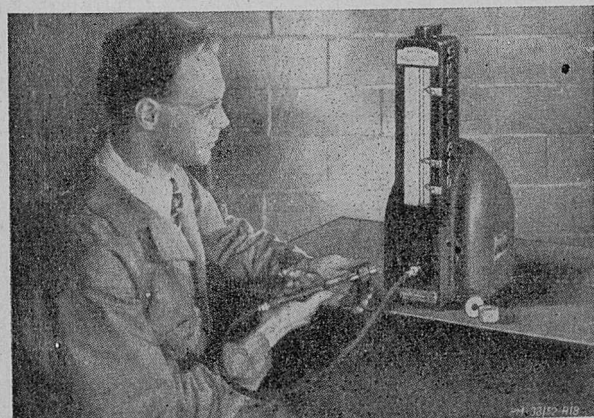
W nowoczesnym rozwiązaniu w dolnej części przyrządu jest wbudowana wymienna oprawa cylindryczna (rys. 17), stanowiąca jakby integralną część przyrządu, umożliwiającą wymianę i dostosowanie właściwych nasadek, przewidzianych do danego rodzaju pomiarów. Na rys. 17 pokazane jest wyposażenie, związane z tym przyrządem ilościowym.

Z punktu widzenia manipulacyjnego, pomiary na aparacie pneumatycznym ilościowym można przeprowadzać dwójako:

1) przedmiot jest nasuwany na końcówkę pomiarową,

2) końcówka pomiarowa jest wsuwana lub nakładana na przedmiot mierzony (przedmioty oddalone).

W pierwszym przypadku tłoczek lub końcówka pomiarowa jest bezpośrednio osadzona w oprawie A (rys. 17) lub, kiedy istnieje potrzeba pewnego oddalenia końcówki mierniczej D od ścianki przyrządu (w danym przypadku tłoczka do pomiaru otworów), wkręca się dodatkowy łącznik B.



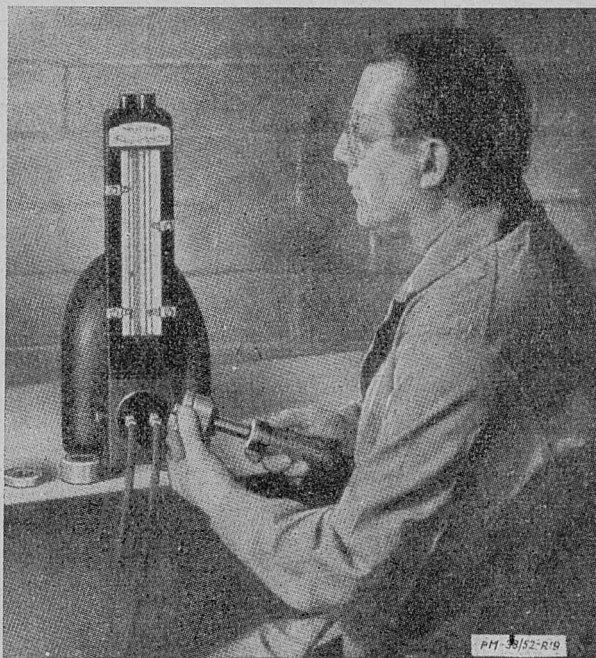
Rys. 18. Pomiar otworu przy pomocy przyrządu pneumatycznego ilościowego.

W drugim przypadku w oprawę A wkręca się przewód giętki z rękojeścią, a końcówkę mierniczą osadza się bezpośrednio lub za pośrednictwem łącznika C (rys. 18).

Podobnie jak przyrządy ciśnieniowe, przyrządy ilościowe są konstruowane jako wielokontrolne dla przeprowadzania jednoczesnych pomiarów kilku wymiarów (rys. 19).

Jak widać budowa aparatów ilościowych jest bardziej zwięzła konstrukcyjnie i estetyczniejsza w porównaniu do aparatów ciśnieniowych.

Przyrządy ilościowe przewidziane są zasadniczo do użytku w kontroli bieżącej warsztatowej, zarówno dla produkcji jednostkowej jak i masowej (automatyczne), w izbach pomiarowych lub przy kontrolach ostatecznych. Szczególnie korzystne są dla pomiarów przedmiotów o wąskich tolerancjach wykonania; po wprowadzeniu specjalnych wzmacniaczy przełożenia



Rys. 19. Widok przyrządu ilościowego do jednoczesnego pomiaru kilku wymiarów.

mogą być stosowane i do celów laboratoryjnych. Według opinii fachowców w zastosowaniu do badań laboratoryjnych są uważane jednak za zbyt „nerwowe”.

Przyrządy ilościowe wykonywane są przeważnie o czterech stopniach przełożenia:

	1	2	3	4
Przełożenie n	15000 ÷ 25000	7500 ÷ 10000	2000 ÷ 2500	1000 ÷ 1500
Pole tolerancji mierzone ok. mm (polecane)	0,005	0,0125	0,050	0,125

Najszerze zastosowanie znajdują przyrządy o stopniach 1 i 2.

Do celów specjalnych osiąga się przełożenia do 50 000.

(d. c. n.)

Wpływ ilości stopni sprężarki odśrodkowej na kształt jej charakterystyki

Mgr inż. STANISŁAW DĄBROWSKI

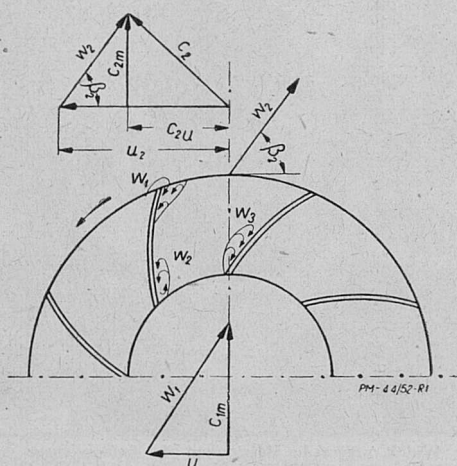
Na tle charakterystyk sprężarek jednostopniowych podany jest wykreślny sposób konstrukcji charakterystyki sprężarek wielostopniowych oraz omówione są wnioski, wpływające z charakterystyk sporządzonych na drodze wykreślniej. W końcu artykułu przedstawione są wyniki doświadczeń przeprowadzanych w tym kierunku w Instytucie Ciepłych Maszyn Wirnikowych Politechniki Gdańskiej.

1. Charakterystyka sprężarki 1 stopniowej

Charakterystyką sprężarki nazywamy zależność końcowego ciśnienia od wydajności dla różnych liczb obrotów. Znany w literaturze sposób wykreślenia charakterystyki sprężarki odśrodkowej 1 stopniowej polega na przybliżonym wyznaczeniu strat w sprężarce w zależności od wydajności, a uzyskany wynik dostatecznie zgadza się z doświadczeniem, o ile tylko przyjęte współczynniki obliczeniowe nie odbiegają od prawdy.

Z trójkąta prędkości na wlocie do wirnika i wylocie (rys. 1) w znany sposób możemy napisać teoretycznie potrzebną pracę dla 1 kg medium:

$$H_t = \frac{1}{g} (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}) \text{ kGm/kG}$$



Rys. 1.

Dla przypadku kiedy $c_{1u} = 0$ będzie: $H_t = \frac{1}{g} u_2 \cdot c_{2u}$

Praca ta zmienia się wraz z wydajnością, gdyż wówczas c_{2u} ulega zmianie. Chcąc zmienność tę podać we współrzędnych bezwymiarowych napiszemy:

$$\mu_t = \frac{H_t \cdot g}{u_2^2} \text{ albo } \mu_t = \frac{c_{2u}}{u_2} = 1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2$$

lub

$$\mu_t = 1 - \varphi \text{ jeżeli } \varphi = \frac{c_{2m}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2;$$

gdzie: φ — miara wydajności, μ_t — miara pracy teoretycznej doprowadzonej w kole wirnikowym.

Wykres φ w funkcji μ_t daje nam prostą (rys. 2). Doświadczalnie wyznaczona zależność $\mu = f(\varphi)$ przebiega pod prostą μ_t .

Główne źródła spadku ciśnienia leżą w oderwaniach czynnika od profilu łopatki, zachodzących przy zmiennych wydajnościach.

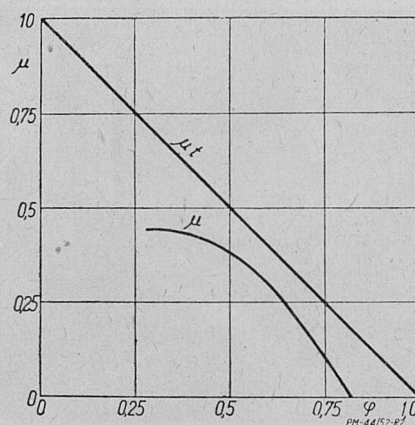
Przy małych wydajnościach różnica ciśnień po obydwu stronach łopatki wzrasta i na spływie z łopatki powstaje strefa zawirowań. Przy wydajnościach mniejszych od obliczeniowej, na wlocie do wirnika, na skutek innego kąta dopływu niż β_1 , ma miejsce oderwanie czynnika od łopatki po stronie wklęsłej.

Przy wydajnościach zbyt dużych, nastąpi oderwanie czynnika również na wlocie, lecz po stronie wypukłej łopatki, spowodowane większym niż β_1 kątem natarcia.

Wielkość i forma tych wirów zależą nie tylko od kątów łopatki, ale w pewnych granicach również od liczby Macha, przy czym należy pamiętać, że liczba ta ma w sprężarkach odśrodkowych inne znaczenie niż w sprężarkach osiowych. Końcowa charakterystyka sprężarki 1 stopniowej będzie wypadkową oddziaływania wirnika i łopatek dyfuzorowych.

Charakterystykę sprężarki odśrodkowej dzielimy (w znany sposób) na obszar pracy statycznej oraz na obszar pompowania (rys. 3).

Jeżeli sprężarka pracuje w punkcie 1 to wszelkie odchylenia po linii pracy sprężarki będą nietrwałe; następuje więc powrót do punktu 1. Ciśnieniu powietrza ze sprężarki przeciwstawia się ciśnienie w rurociągu, które przy uwzględnieniu jego pojemnościowego oddziaływania przebiegać będzie w pierwszej chwili po zmianie wydajności wzdłuż linii a_1 , zaś przy znikomo małej objętości rurociągów wzdłuż linii W_1 .



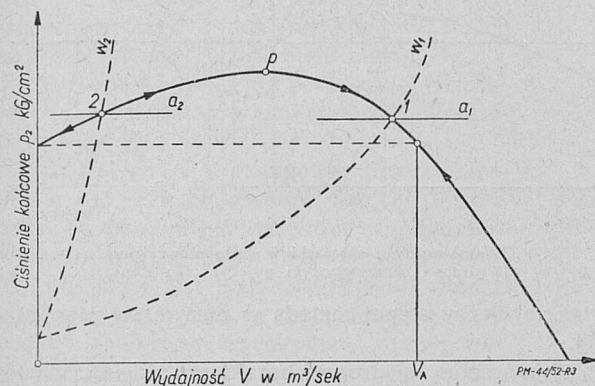
Rys. 2. Wykres $\varphi = f(\mu_t)$ i $\mu = f(\varphi)$

Jeżeli z jakichkolwiek powodów sprężarka począłaby tłoczyć mniej, niż to odpowiada punktowi chwilowej równowagi 1, to ciśnienie powietrza na wylocie, przebiegające wzdłuż charakterystyki sprężarki, byłoby większe niż odpowiadające nowej wydajności ciśnienie w rurociągu, zarówno odnalezione na linii W_1 jak też na prostej a_1 . Masa powietrza miałaby więc siłę wypadkową ze sprężarki do rurociągu tzn. wydajność sprężarki wróciłaby do punktu równowagi 1. Również zwiększenie chwilowej wydajności od punktu 1 na prawo, byłoby nietrwałe i jak wskazują strzałki na rysunku, sprężarka mogłaby pracować

nie tylko ciśnienie ale również objętość. Poszczególne stopnie otrzymują przekroje odpowiadające tylko jednej objętości sekundowej różnej w każdym stopniu i jednemu stosunkowi ciśnienia.

Zmiana objętości sekundowej przepływającej przez pierwszy stopień pociąga za sobą zmianę ciśnienia przed następnym stopniem, ta zaś zmienia objętość w m^3 przed tym stopniem. Inna zaś niż obliczeniowa objętość w drugim stopniu powoduje inne niż w pierwszym stopniu sprężenie, co naraża 3 stopień na pracę przy jeszcze większej lub mniejszej niż dla punktu normalnego objętości. To kolejne narastanie przy mniejszym niż obliczeniowy stosunku sprężania, względnie pomniejszanie tej objętości z ilością stopni, przy stosunku sprężania większym niż obliczeniowy, ilustruje schematycznie rys. 4.

Kolejne stopnie w sprężarce zostały skonstruowane na wydajności objętościowe: — 1-szy stopień — V_1 , 2-gi — V_2 , 3-ci — V_3 , 4-ty — V_4 itd. Jeżeli jednak pierwszy stopień zassał $V'_1 > V_1$ to, jak widać z charakterystyki tego stopnia, sprężanie w tym stopniu będzie mniejsze, zatem przed drugim stopniem znajdzie się objętość V'_2 przy czym $\frac{V'_1}{V'_2} < \frac{V_1}{V_2}$ i pochylenie prostej $V'_1 - V'_2$ do poziomu będzie mniejsze. Drugi stopień spręża więc objętość proporcjonalnie do swoich przekroji większą niż stopień pierwszy. W efekcie więc piąty stopień zamiast pracować przy objętości V_5 pracuje przy V'_5 , z uwagi zaś na to, że $\frac{V'_5}{V_5} \gg \frac{V'_1}{V_1}$, sprężanie w ostatnim stopniu będzie dużo mniejsze niż w stopniu 1-szym względnie 5-ty sto-



Rys. 3. Charakterystyka sprężarki odśrodkowej.

tylko w punkcie przecięcia linii oporów rurociągu z jej charakterystyką. Praca sprężarki z prawej strony punktu krytycznego jest więc stateczna. Z lewej strony punktu P praca stateczna określona warunkiem:

$$\frac{dp_{ruroc.}}{dV} > \frac{dp_{spręż.}}{dV} \quad (\text{dla } dV \text{ dodatniego}),$$

przy pominięciu działania pojemnościowego rurociągów, a więc w przypadku znikomo małej ich objętości, wydaje się być również możliwą.

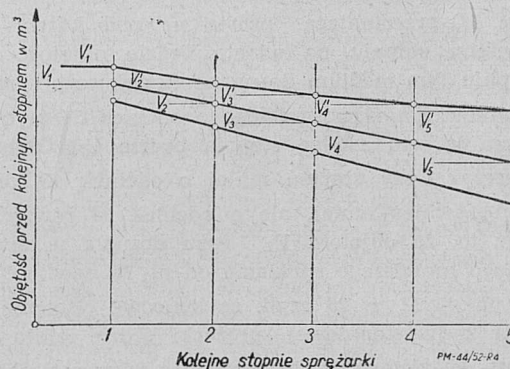
Prawie zawsze jednak należy liczyć się z oddziaływaniem rurociągów przy zmianie wydajności wzdłuż linii a_2 , tzn. w pierwszym momencie ciśnienia pozostaje stałe, nie podąża wzdłuż linii W_2 i wypadkowa siła, skierowana będzie w kierunku szybkiego zmniejszenia wydajności aż do zera. Dopiero gdy w rurociągu ciśnienie spadnie poniżej ciśnienia odpowiadającego zerowemu wydatkowi, sprężarka zacznie pracować po prawej stronie swej charakterystyki z wydajnością odpowiadającą chwilowemu ciśnieniu w rurociągu.

Ta zmiana wydajności od 0 do V_A przebiega gwałtownie, medium doznaje impulsów periodycznych, następuje zjawisko p o m p o w a n i a. Częstość zmian wydajności od 0 do V_A będzie wprost proporcjonalna do wydajności V_A i odwrotnie proporcjonalna do objętości rurociągów.

2. Sprężarka wielostopniowa

W przypadku sprężarek wielostopniowych z jakimi najczęściej spotykamy się w przemyśle, wyznaczenie zgodnej z prawdą charakterystyki, względnie poznanie wpływu parametrów konstrukcyjnych wieńców na tę charakterystykę, jest chociażby dla odbioru właściwej regulacji pierwszorzędnej wagi.

W odróżnieniu od medium nieściśliwego np. wody, powietrze w poszczególnych stopniach sprężarki zmie-



Rys. 4. Zmiany objętości z ilością stopni sprężarki, przy mniejszym i większym stosunku sprężania od obliczeniowego.

nie może już pobierać tylko pracę tarcia obniżając ciśnienie powietrza. Rzeczywista więc objętość gazu zmienna od stopnia do stopnia wpływa na końcowe ciśnienie za sprężarką i, jak zaraz zobaczymy, kształt charakterystyki sprężarki wielostopniowej będzie odbiegał od kształtu charakterystyki sprężarki 1 stopniowej.

a) Wykreślona metoda wyznaczania charakterystyki sprężarki wielostopniowej

Założmy w pierwszym przypadku, że sprężanie odbywać się będzie izotermicznie we wszystkich stopniach sprężarki. Jeżeli poza tym zachowane będzie podobieństwo geometryczne łopatek i kół za wyjątkiem zmiany ze sprężaniem ich szerokości, to wykre-

sy $\mu = f(\varphi)$ dla każdego z tych kół będą z dostatecznym przybliżeniem takie same.

Ponieważ $H = \frac{1}{g} c_{2u} \cdot u_2 = f\left(T_1 \frac{p_2}{p_1}\right) = \text{const}$ dla każdego stopnia w punkcie obliczeniowym będzie więc $\frac{p_2}{p_1} = \text{const}$. Dla innych wydajności opisana tu metoda zakłada równanie izotermy: $p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$.

Jeżeli ciśnienie za kolejnymi stopniami $(p_2)_n$ i odpowiadająca im wydajność V odniesiona do warunków na wlocie, wykreślimy we współrzędnych logarytmicznych, to końcowe ciśnienie równe:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right) \text{I} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right) \text{II} \dots \dots \left(\frac{p_2}{p_1}\right) n$$

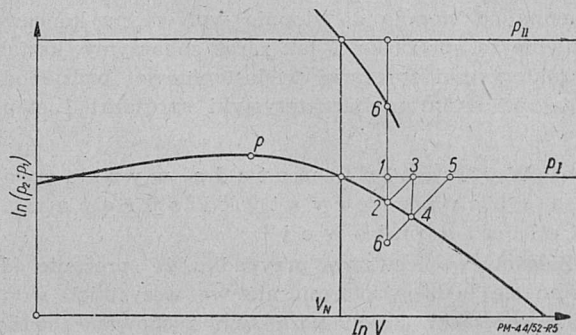
otrzymamy jako sumę takich samych odcinków, zmiany zaś objętości i ciśnienia według równości $p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$ napiszą się prosto

$$\ln p_1 - \ln p_2 = \ln V_2 - \ln V_1 \text{ albo } \Delta \ln p = - \Delta \ln v.$$

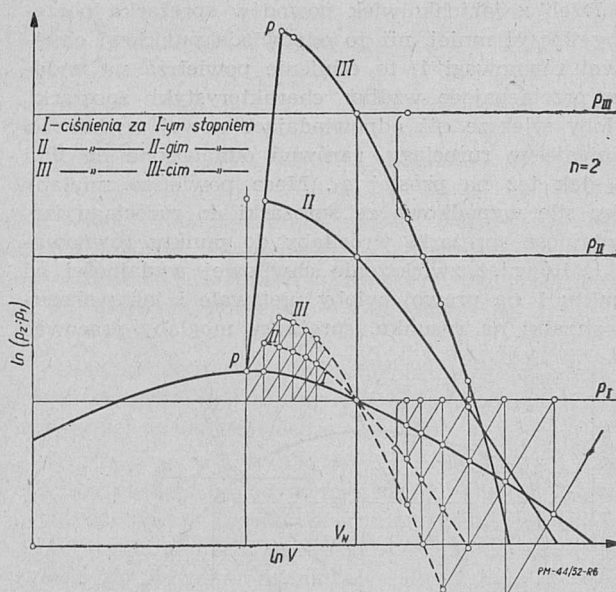
Na wykresie więc, (we współrzędnych logarytmicznych) odpowiednim zmianom objętości odpowiedzą przy izotermicznym sprężaniu takie same zmiany ciśnienia tylko z odwrotnym znakiem.

Wykreślenie przy tych założeniach charakterystyki sprężarki wielostopniowej opiera się na znajomości charakterystyki podstawowej jednego stopnia ważnej dla każdego stopnia. Konstrukcję opartą na poprzednim rozumowaniu pokazuje rys. 5.

Gdy w pierwszym stopniu wydatek V_N zwiększymy do V_1 to sprężanie w I stopniu nie będzie p_1 lecz mniejsze od p_1 o wielkość $\overline{12}$. Na skutek tego drugi stopień otrzyma objętość nie V_1 lecz większą, a odpowiadającą punktowi 3 wyznaczonemu przez prostą $\overline{23}$ przecinającą prostą p_I pod kątem 45° . W drugim stopniu na wlocie będzie objętość V_3 , w stopniu tym medium dozna na skutek tego sprężania mniejszego od normalnego o odcinek $\overline{34}$, a objętość na wyjściu z 2-go stopnia będzie V_5 . Objętość V_1 sprężał 1-szy stopień mniej o odcinek $\overline{12}$, drugi stopień również mniej, ale o odcinek $\overline{34}$ równy $\overline{26}$. Znaczący to, że objętość V_1 gazu doznała w dwóch stopniach mniejszego sprężania od p_{II} o wielkość odcinka $\overline{16} = \overline{12} + \overline{26}$ czyli, że końcowe ciśnienie na wylocie z dwustopniowej sprężarki będzie leżało pod linią p_{II} o odcinek $\overline{16}$. Na wykresie więc znaleźliśmy dla V_1 odpowiedni punkt ciśnienia dla sprężarki 2-stopniowej. Konsekwentnie rozumując dalej, znajdziemy inne punkty charakterystyki. W przypadku



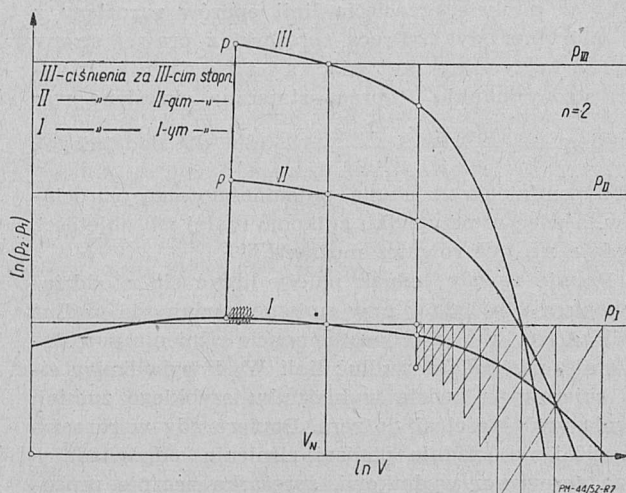
Rys. 5. Konstrukcje wykresne charakterystyki sprężarki wielostopniowej na podstawie charakterystyki jednego stopnia.



Rys. 6. Charakterystyka sprężarki wielostopniowej przy $n = 2$ dla stromej charakterystyki pojedynczego stopnia.

większej liczby stopni metoda w niczym się nie zmienia.

Wyznaczone tą drogą charakterystyki dla wielostopniowych sprężarek pokazują rys. 6 i 7. Przyjęto tu sprężanie politropiczne o wykładniku $n = 2$.



Rys. 7. Charakterystyka sprężarki wielostopniowej przy $n = 2$ dla płaskiej charakterystyki pojedynczego stopnia.

Punkt pompowania przy zmniejszaniu wydajności zostanie osiągnięty najpierw w stopniu ostatnim. Czy będzie to równoznaczne z punktem pompowania dla całej sprężarki? Należy odwołać się tu do doświadczeń.

b. Analiza otrzymanych wykresów
Otrzymany na drodze wykresnej obraz pracy sprężarki wielostopniowej prowadzi do wniosków:

1) Obszar pracy statecznej sprężarki ulega z ilością stopni znacznemu ograniczeniu. Celem otrzymania korzystniejszej charakterystyki, pozwalającej na znaczne zmiany wydajności należy dla danego stosunku sprężania liczbę stopni ograniczyć, tzn. sprężanie w pojedynczym kole podnieść do maksimum.

2) Końcowa charakterystyka sprężarki wielostopniowej jest zależna od podstawowych charakterystyk poszczególnych stopni. Dokładne więc wyznaczenie

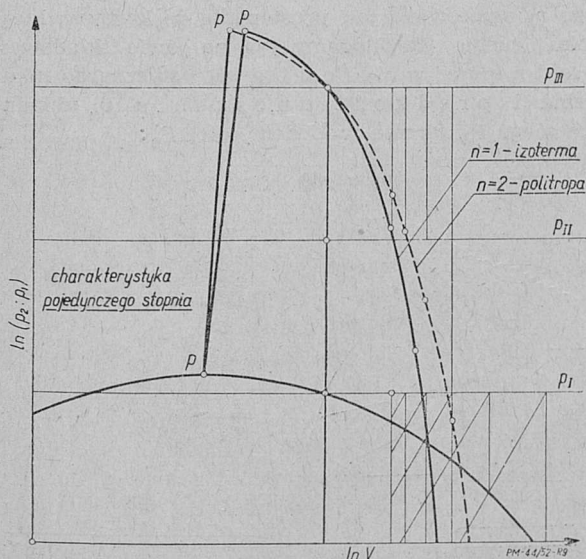
linii $p_2 = f(V)$ dla wielostopniowej sprężarki, wymaga dokładnej znajomości charakterystyki pojedynczego stopnia. Dla płaskich charakterystyk pojedynczych stopni również końcowy przebieg $p_2 = f(V)$ ma formę korzystniejszą (rys. 6 i 7).

3) Przy zmiennej wydajności ostatnie stopnie w sprężarce wielostopniowej są narażone na znacznie większe wahanie objętości, zatem z tego powodu należy je konstruować dla płaskich charakterystyk. Zmienne łopatki dyfuzorowe należy stosować w stopniach ostatnich, przy czym dla różnych wydatków kąty dyfuzorowe w sąsiednich stopniach winny się zmieniać inaczej.

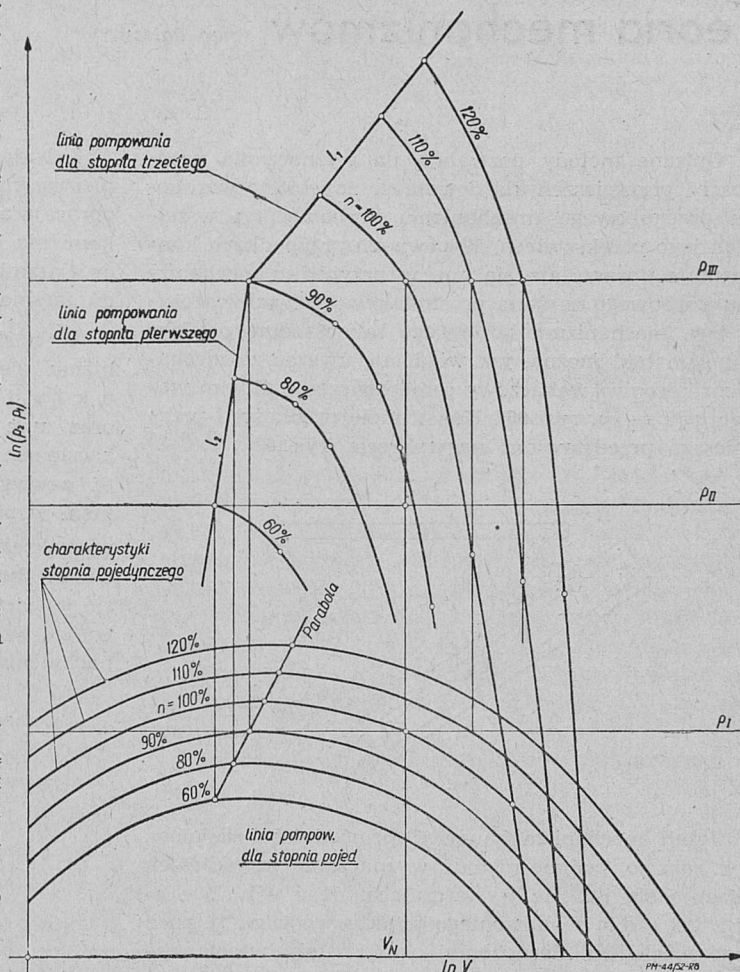
Wyciągnięte wnioski potwierdza charakterystyka sprężarki wielostopniowej wykreślona na rys. 8.

Dla sprężarki 1 stopniowej linia pompowania dla różnych obrotów leży w przybliżeniu na paraboli. W sprężarce wielostopniowej odróżniamy dwie linie pompowania l_2 i l_1 . Linia l_1 jest linią pompowania stopnia ostatniego, zaś linia l_2 jest linią pompowania dla stopnia pierwszego sprężarki. Doświadczalnie zdjęte charakterystyki sprężarek osiowych najwyraźniej potwierdzają istnienie linii l_1 i l_2 . W przypadku sprężarek odśrodkowych dotychczasowe doświadczenia wydają się nie potwierdzać załamanej linii pompowania, należy bowiem tu przypuszczać, że praca jednego z kół wirnikowych w jego punkcie pompowania nie spowoduje pompowania w sąsiednich kołach i w całej sprężarce.

W rzeczywistej sprężarce wielostopniowej sprężanie następuje według politropy, zmienia się więc temperatura na wlocie do poszczególnych stopni. Jeżeli jednak założymy, że stosunek sprężania w każdym stopniu będzie w punkcie obliczeniowym taki sam i charakterystyki pojedyncze wszystkich stopni będą takie same, to charakterystykę wielostopniową wykreślimy w podobny jak poprzednio sposób,



Rys. 9. Charakterystyka sprężarki 3-stopniowej dla $n = 1$ i $n = 2$.



Rys. 8. Charakterystyka 3-stopniowej sprężarki odśrodkowej, sprężanie izotermiczne.

z tą tylko różnicą, że odpowiednie proste, wyznaczające zależność między ciśnieniem i objętością, przebiegać będą nie pod kątem 45° lecz kątem $\arctg(n)$ do osi poziomej.

Jak widać z rys. 9, przy $n = 2$ zmienia się (w porównaniu z $n = 1$) wielkość obszaru pracy statecznej tylko nieznacznie i charakterystyka sprężarki wielostopniowej nie ulega zasadniczym zmianom.

W praktyce, sprężarka wielostopniowa ma koła wirnikowe o różnych średnicach, czyli charakterystyki pojedynczych kół będą stąd różne. Wypadkowa charakterystyka całej sprężarki wielostopniowej różnić się będzie nieco od zamieszczonych poprzednio, przy czym należy przypuszczać, że jakościowy jej przebieg wykaże jednak podobieństwo.

W świetle powyższych rozważań, znajomość charakterystyki jednego stopnia wydaje się nieodzowną dla prawidłowej konstrukcji sprężarki wielostopniowej.

Wyniki doświadczeń przeprowadzanych obecnie nad sprężarką wielostopniową pozwolą nam wkrótce ocenić prawdziwość wysnutych wniosków.

(d. c. n.)

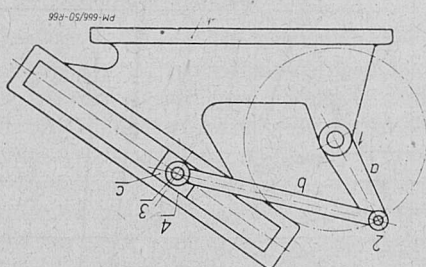
Literatura

- S. J. Citkin — Centroběžnyje Kompresory Gazoduwki i Wentylatory 1950
- H. Constant — Gas Turbines and their Problems, 1948
- S. J. Citkin — Kotłoturbostrojencje, 1948
- B. B. C. Mitteilungen, 1941
- F. Kluge — Stahl und Eisen, 1942 str. 566.

Teoria mechanizmów (ciąg dalszy)*)

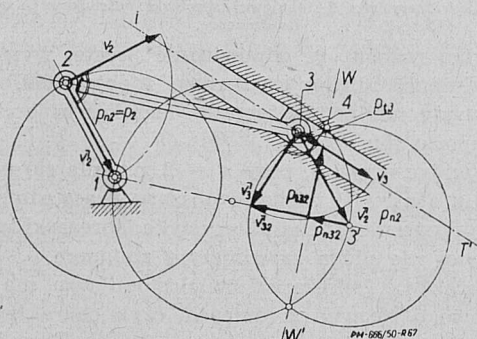
Prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI

Opisane metody pozwalają na wyznaczanie prędkości i przyspieszeń dla dowolnego zupełnie czworoboku przegubowego (mechanizmu korbowego) i wszelkich jego przekształceń. W pewnych przypadkach konstrukcje upraszczają się, np. w przypadku mechanizmu korbowego ze stałą prostoliniową prowadnicą czyli tzw. mechanizmu korbowego mimośrodowego. Mechanizm taki można, jak wiadomo, uważać za mechanizm korbowo-wahaczowy o nieskończenie długim wahaczu ($c = \infty$, rys. 66). Konstrukcję prędkości i przyspieszeń przedstawiono na wykresie (rys. 67).



Rys. 66

Jeżeli mechanizm zawiera *prowadnicę ruchomą*, tzw. *jarzmo*, podane metody wyznaczania przyspieszeń okazują się już nie wystarczające. Ruch bezwzględny dowolnego punktu wózka, tj. ruchu względem nieruchomej ostoi, należy wtedy roz-



Rys. 67

łożyć na dwa ruchy składowe: 1) *ruch względny*, tj. ruch względem prowadnicy ruchomej (jarzma) i 2) *ruch unoszenia*, tj. ruch prowadnicy względem układu spoczynkowego, ostoi.

Można tu odróżniać z kolei trzy różne przypadki:

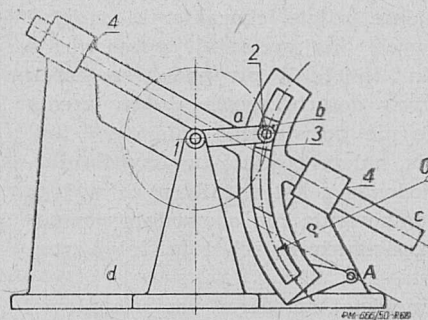
I. Ruch unoszenia jest ruchem postępowym prostoliniowym (przesunięciem) (rys. 68).

II. Ruch unoszenia jest obrotem dookoła stałego środka (rys. 69).

III. Ruch unoszenia jest ogólnym ruchem płaskim, złożonym z przesunięcia i obrotu, czyli obrotem chwilowym (rys. 70).

I. Najprościej rozwiązuje się zadanie w przypadku pierwszym. Na rys. 68 przedstawiono mechanizm, gdzie obracająca się jednostajnie korba a za pośrednictwem kamienia b prowadzonego w zakrzywionej prowadnicy (jarzma) wywołuje ruch posuwisto-zwrotny układu jarzma c .

W ściśle kinematycznym schemacie model mechanizmu redukuje się do dwóch układów płaskich: układu stałego P_s związanego z ostoją d oraz układu ruchomego P_r związanego z członem c (rys. 71). Płaszczyzna nieruchoma (stała) P_s zawiera koło korbowe c o promieniu a , ze środkiem w punkcie 1, płaszczyzna ruchoma P_r łuk kołowy zakreślony promieniem $q = \overline{O2}$ ze środka w punkcie O . Ruch układu P_r względem układu P_s określa się geometrycznie w ten sposób, że układ P_r przesuwa się względem P_s wzdłuż linii prostej o określonym nachyleniu, przy czym — i to jest warunek dodatkowy

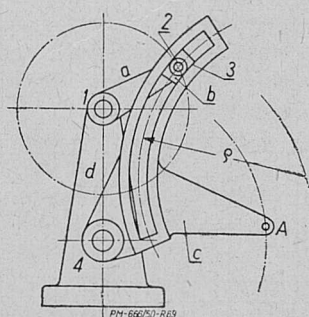


Rys. 68

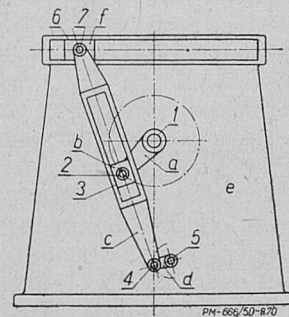
— jednostajnie wirujący czop korbowy 2 pozostaje w czasie ruchu stale na linii łuku kołowego jarzma, zakreślonego ze środka w punkcie O .

Prędkość bezwzględna czopa korbowego v_b skierowana jest prostopadle do korby w kierunku ruchu. Rozkładamy ją na dwie składowe: prędkość względną v_w styczną do łuku jarzma i prędkość unoszenia v_u układu ruchomego P_r jarzma względem ostoi P_s :

$$\vec{v}_b = \vec{v}_w + \vec{v}_u.$$



Rys. 69.



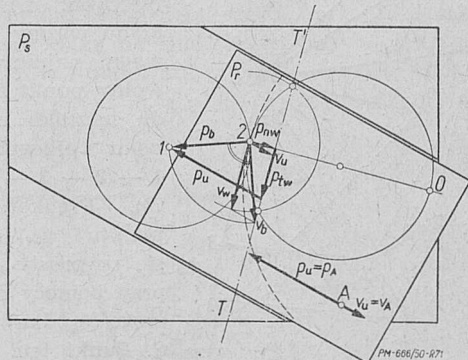
Rys. 70.

*) Patrz PM zeszyt 1, 3 i 8/51 oraz 3/52.

Podobnie przedstawia się również równanie przyspieszeń. Jednakowoż przy zmianie układu odniesienia występuje tu — jak wiadomo z mechaniki — człon dodatkowy, tzw. przyspieszenie Coriolisa, o wielkości:

$$p_C = 2v_w \cdot \omega_u$$

gdzie: v_w — jest prędkością względną czopa korbowego (punktu 2), ω_u — prędkością kątową unoszenia.



Rys. 71

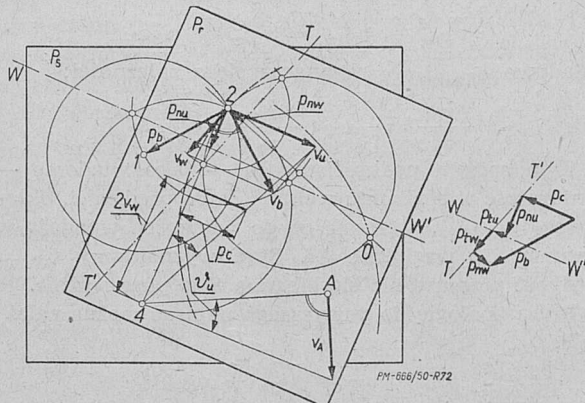
W rezultacie otrzymujemy równanie przyspieszeń w postaci:

$$\overline{p_b} = \overline{p_w} + \overline{p_u} + \overline{p_C}$$

W szczególnych warunkach rozpatrywanego przypadku redukuje się powyższe równanie do prostszej postaci:

$$\overline{p_b} = \overline{p_w} + \overline{p_u}$$

gdyż przyspieszenie Coriolisa p_C znika z równania wobec tego, że prędkość kątowa unoszenia ω_u układu P_r poruszającego się ruchem postępowym prostoliniowym równa jest zero.



Rys. 72

Dla dowolnego punktu A układu ruchomego znajdujemy:

$$v_A = v_u; p_A = p_u$$

II. Drugi z kolei przypadek dotyczy jarzma osadzonego obrotowo w stałym przegubie (rys. 69).

Analiza prędkości (rys. 72) przebiega w tym przypadku analogicznie do przypadku jarzma przesuwne- go, nie nastroczając zatem nowych trudności. Jeżeli chodzi o analizę przyspieszeń, to tu: $p_C \neq 0$, gdyż $\omega_u = \frac{v_u}{24}$. Wielkość przyspieszenia Coriolisa wyznacza się

w tym przypadku wykreślić jako przyprostokątną trójkąta prostokątnego o kącie wierzchołkowym: $\vartheta_u = \arctg \omega_u$, którego druga przyprostokątna — przy-

legła do kąta ϑ_u — równa się: $2v_w$ zgodnie z równaniem:

$$p_C = 2v_w \cdot \omega_u$$

Kierunek przyspieszenia p_C jest prostopadły do prędkości względnej v_w , zwrot jego otrzymujemy, obracając wektor v_w o 90° w kierunku prędkości kątowej unoszenia (ω_u).

Równanie przyspieszeń przedstawia się w formie rozwiniętej w sposób następujący:

$$\overline{p_b} = \overline{p_{nw}} + \overline{p_{tw}} + \overline{p_{nu}} + \overline{p_{tu}} + \overline{p_C}$$

W powyższym równaniu dane jest p_b , zaś przyspieszenia: p_C , p_{nw} i p_{nu} wyznacza się znanymi sposobami po wykonaniu analizy prędkości. Nieznane co do wielkości wektory składowych stycznych przyspieszeń p_{tw} i p_{tu} otrzymujemy w wyniku zamknięcia wieloboku przyspieszeń, najlepiej dla lepszej przejrzystości na osobnym rysunku. Porządek dodawania wektorów jest przy tym zasadniczo obojętny, jednakże kreśląc składowe p_{nw} i p_{tw} , oraz p_{nu} i p_{tu} obok siebie rezerwujemy sobie możliwość bezpośredniego wyznaczenia przyspieszeń wypadkowych: względnego p_w oraz unoszenia p_u .

Dla dowolnego punktu A układu ruchomego znajdujemy:

$$\overline{v_A} = \overline{A4} \cdot \omega_u = \overline{A4} \cdot \operatorname{tg} \vartheta_u$$

$$p_{tA} = \overline{A4} \cdot \varepsilon = \overline{A4} \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

$$p_A = \overline{A4} \cdot \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2} = \overline{A4} \cdot \frac{p_{2u}}{24}$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\varepsilon u}{\omega_u^2}$$

III. Przechodzimy z kolei do przypadku trzeciego, najogólniejszego, gdy ruch „unoszenia“ jarzma jest ruchem złożonym z przesunięcia i obrotu. Ten przypadek spotyka się czasem w napędach strugarek (rys. 70).

Dana jest prędkość

korby: $v_{2b} = a \cdot \omega_a$; szu-

kamy prędkości wodzika

f. W tym celu rozkładamy

prędkość korby

v_{2b} na dwie składowe:

prędkość względną v_{2w}

w kierunku łącznika —

jarzma c, oraz prędkość

unoszenia v_{2u} , będącą

prędkością obrotową

punktu 2 uważanego za

przynależny do układu

jarzma dokoła chwilo-

wego środka obrotu

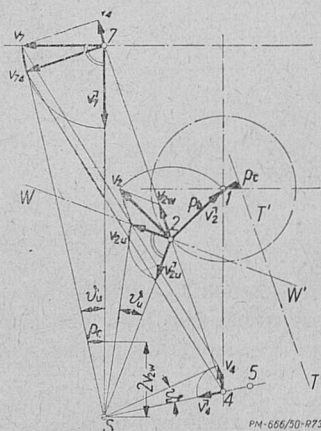
jarzma w S (rys. 73).

Przy pomocy kąta ϑ_u

określonego równaniem:

$$\operatorname{tg} \vartheta_u = \omega_u = \frac{v_{2u}}{2S}$$

układu jarzma, tym samym także prędkość wodzika f równą prędkości v_7 .



Rys. 73

Nieco trudniejsza jest sprawa z wyznaczeniem przyspieszeń. W równaniu:

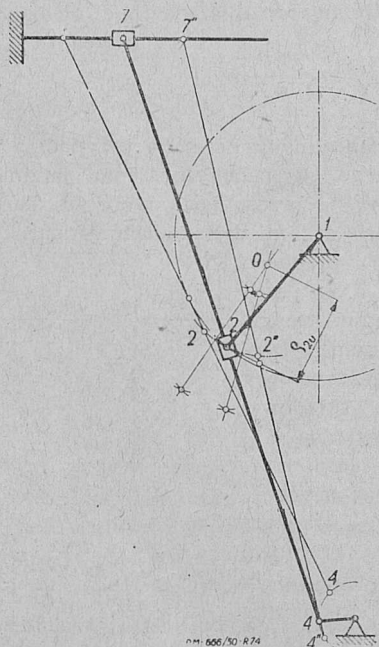
$$\underline{\underline{p_b}} = \underline{\underline{p_{nw}}} + \underline{\underline{p_{tw}}} + \underline{\underline{p_{nu}}} + \underline{\underline{p_{tu}}} + \underline{\underline{p_C}}$$

znany przyspieszenie bezwzględne p_b , możemy zaś wyznaczyć przyspieszenie Coriolis'a p_C oraz w danym przypadku prostoliniowej prowadnicy ($\rho_{2w} = \infty$) składową normalną przyspieszenia względnego $p_{nw} = \frac{v_{2w}^2}{\rho_{2w}} = 0$

Dla wyznaczenia składowej normalnej przyspieszenia unoszenia: $p_{nu} = \frac{v_{2u}^2}{\rho_{2u}}$, tj. przyspieszenia punktu 2

uważanego za przynależny do układu jarzma, brak wystarczających danych; znamy wprowadzić z analizy prędkości v_{2u} , nie znamy natomiast promienia krzywizny toru punktu 2 uważanego za przynależny do układu jarzma c; co innego jest bowiem obrót układu „unoszenia” dookoła stałego środka, jak w przypadku II, co innego zaś obrót dookoła środka chwilowego S. Rzeczywisty środek krzywizny toru „unoszenia” punktu 2 leży wprowadzić na kierunku 2 — S, nie możemy go jednak wyznaczyć dostępnymi nam dotychczas metodami. Stąd pozostają w równaniu przyspieszeń trzy niewiadome i równania w tych warunkach rozwiązać się nie da.

Metoda przybliżona, a raczej jedna z metod przybliżonych, polega na wyznaczeniu — punktu za punktem — fragmentu toru „unoszenia” punktu 2, tj. toru punktu 2 uważanego za przynależny do układu jarzma. Praktycznie wystarczy znalezienie przy pomocy prostej konstrukcji wykreselnej zaledwie kilku punktów toru (rys. 74), przy czym trzy punkty pozwalają już na zna-



Rys. 74

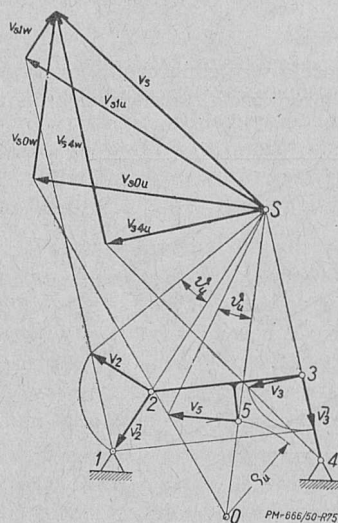
lezienie szukanego promienia krzywizny ρ_{2u} toru „unoszenia”. Wstawiając otrzymaną wartość w wyrażenie

$$p_{nu} = \frac{v_{2u}^2}{\rho_{2u}}$$

otrzymujemy wielkość składowej normalnej przyspieszenia unoszenia punktu 2, a tym samym zyskujemy możliwość rozwiązania równania przyspieszeń, w którym wszystkie wyrazy są wtedy znane

z wyjątkiem wartości bezwzględnych dwóch przyspieszeń stycznych.

Dokładne określenie środka krzywizny toru dowolnego punktu układu



Rys. 75

sztywnego wykonującego ogólny ruch płaski opiera się na zależnościach kinematycznych. Dla przykładu weźmy pod uwagę najpierw dowolny punkt 5 układu łącznika czworoboku przegubowego 1 — 2 — 3 — 4 (rys. 75). Prędkość tego punktu v_5 określa się w prosty sposób przy pomocy chwilowego środka obrotu S. Punkt ten, środek chwilowy obrotu w układzie nieruchomym ostoi, przy ru-

chu mechanizmu zmienia bezustannie swoje położenie tj. posiada pewną skończoną prędkość przemieszczenia v_S . Biegun S leży na promieniach 12 i 34. Prędkość v_S może być zatem wyrażona jako wypadkowa z 2-ch składowych, jednej, prędkości obrotowej dookoła punktu 1 (v_{S1u} i drugiej prędkości przesunięcia w kierunku promienia $\overline{1S}(v_{S1w}$

$$\underline{\underline{v_S}} = \underline{\underline{v_{S1u}}} + \underline{\underline{v_{S1w}}}$$

Analogicznie możemy napisać w odniesieniu do punktu 4

$$\underline{\underline{v_S}} = \underline{\underline{v_{S4u}}} + \underline{\underline{v_{S4w}}}$$

Stąd:

$$\underline{\underline{v_{S1u}}} + \underline{\underline{v_{S1w}}} = \underline{\underline{v_{S4u}}} + \underline{\underline{v_{S4w}}}$$

Składowe v_{S1u} i v_{S4u} wyznacza się z zależności:

$$\frac{v_{S1u}}{v_2} = \frac{\overline{1S}}{12} \quad \text{i} \quad \frac{v_{S4u}}{v_3} = \frac{\overline{4S}}{34}$$

Tym samym podkreślamy je — jako wiadome — dwukrotnie w równaniu wektorialnym prędkości. Składowe v_{S1w} i v_{S4w} , nieznane co do wielkości, wpadają w kierunku S1 względnie S4. Stąd wyznaczamy v_S — prędkość przesuwania się bieguna S w płaszczyźnie.

Przez analogię do powyższego napisać można zależność:

$$\underline{\underline{v_S}} = \underline{\underline{v_{S5u}}} + \underline{\underline{v_{S5w}}}$$

przy czym:

$$\frac{v_{S5u}}{v_5} = \frac{\overline{S5} + \rho_{5u}}{\rho_{5u}}$$

Tym sposobem wyznacza się promień krzywizny ρ_{5u} toru unoszenia punktu 5.

Analogiczną konstrukcją dla rozpatrywanego mechanizmu jarzmowego pokazuje rys. 76.

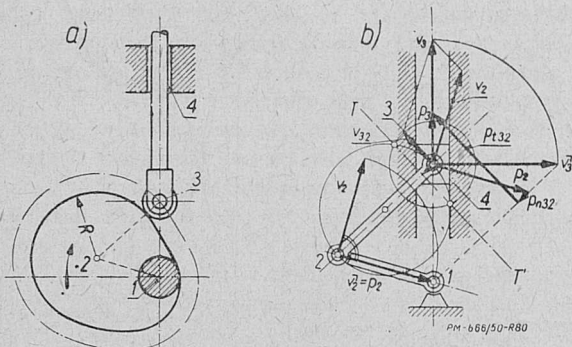
Analizę przyspieszeń mechanizmu można również przeprowadzić nie posługując się metodą wektorialną.

Dla szeregu dowolnie zresztą wybranych położень wózka — w obrębie suwu pracującego — znajdujemy odpowiednie położenie czopa korbowego 2 oraz przegubu 4, odpowiadające ruchowi wózka w tę i tamtą stronę (rys. 77). Dla wybranych położень prze-

rysem idealnym zredukowanym na środek rolki, lewerek zaś kończy się kolcem, który się ślizga po obrysie krzywki idealnej.

Rys. 80 przedstawia przebieg analizy kinematycznej dla mechanizmu krzywkowego złożonego z krzywki wirującej i lewarka przesuwnej, rys. 81 dla mechanizmu złożonego z krzywki wirującej i lewarka wahliwego, w końcu rys. 82 dla mechanizmu z krzywką przesuwą.

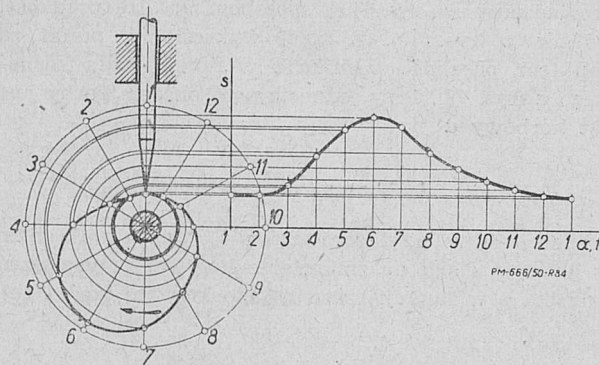
W przypadku krzywki z prostoliniowym odcinkiem obrys powyższa analogia zawodzi, bowiem środek krzywizny obrys krzywki leży w nieskończoności. W takich przypadkach znajduje zastosowanie analogia mechanizmu krzywkowego do mechanizmów jarzmowych. Przykład analizy takiego mechanizmu przedstawia rys. 38.



Rys. 80

Należy zauważyć, że analogia do mechanizmu jarzmowego da się zastosować do każdego mechanizmu krzywkowego. Tam jednak, gdzie to jest tylko możliwe, dajemy pierwszeństwo analogii do zwykłego czworoboku przegubowego jako prostszej i szybciej prowadzącej do celu.

Metoda wykresów czasowych stosowana jest do krzywek w szerokim zakresie. Pozwala ona uzyskać przegląd interesującej nas wielkości — drogi (skoku lewarka), prędkości i przyspieszenia — dla pełnego okresu ruchu mechanizmu. Przykład analizy kinematycznej



Rys. 84

tycznej prostego mechanizmu krzywkowego metodą wykresu czasowego podają wykresy, rys. 84 i 85.

Jeżeli α_t jest podziałką czasu w sek/mm, zaś α podziałką drogi lewarka w m/mm, to:

$$t = \alpha_t \cdot x \text{ sek}$$

$$s = \alpha_s \cdot y \text{ m,}$$

gdzie x i y są współrzędnymi dowolnego punktu wykresu $s = f(t)$ odmierzonymi w mm.

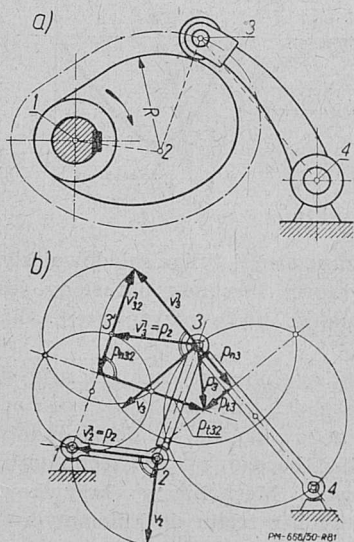
Podziałka prędkości wynika z następujących rozważań:

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{d(y \cdot \alpha_s)}{d(x \cdot \alpha_t)} = \frac{\alpha_s}{\alpha_t} \cdot \frac{dy}{dx} = \frac{\alpha_s}{\alpha_t} \cdot \operatorname{tg} \varphi = \frac{\alpha_s}{\alpha_t} \cdot \frac{y'}{k_1} = \alpha_v \cdot y'$$

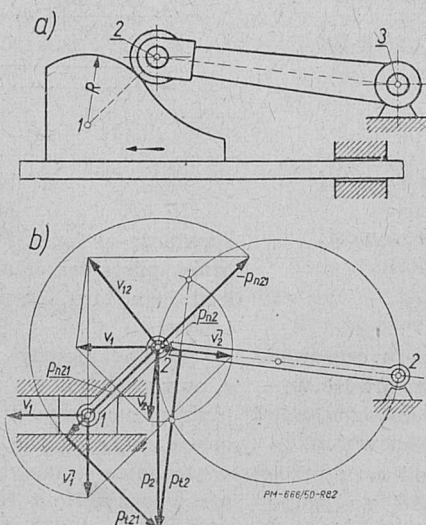
$$\text{Stąd: } \alpha_v = \frac{1}{k_1} \cdot \frac{\alpha_s}{\alpha_t} \text{ m/sek mm}$$

Podobnie otrzymujemy podziałkę przyspieszeń:

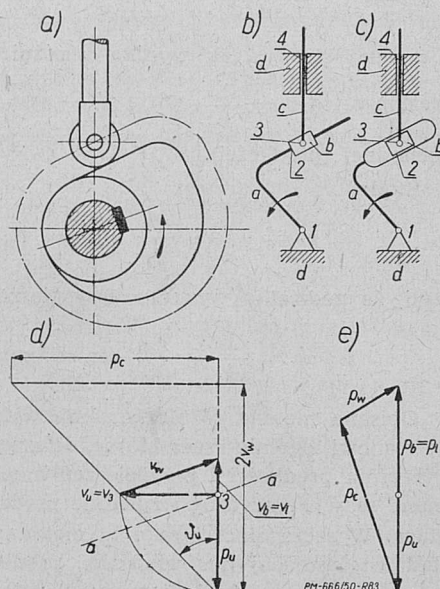
$$p = \frac{dv}{dt} = \frac{d(y' \cdot \alpha_v)}{d(x \cdot \alpha_t)} = \frac{\alpha_v}{\alpha_t} \cdot \frac{dy'}{dx} = \frac{\alpha_v}{\alpha_t} \cdot \operatorname{tg} \psi = \frac{\alpha_v}{\alpha_t} \cdot \frac{y''}{k_2} = \alpha_p \cdot y''$$



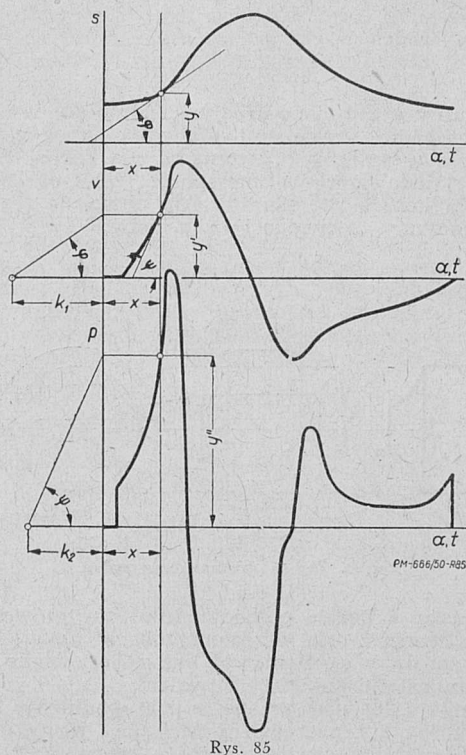
Rys. 81



Rys. 82



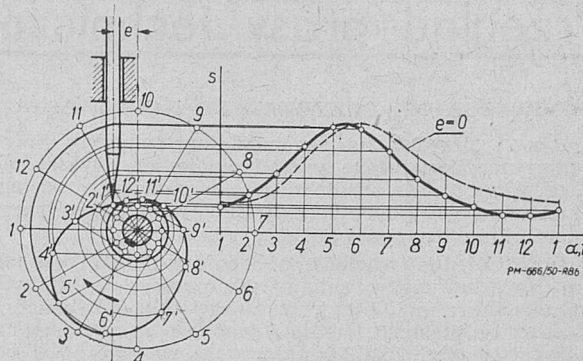
Rys. 83



Rys. 85

Stąd:

$$\alpha_p = \frac{\alpha_v}{\alpha_t} \cdot \frac{1}{k_2} = \frac{1}{k_1 \cdot k_2} \cdot \frac{\alpha_s}{\alpha_t} \text{ m/sek}^2 \text{ mm}$$



Rys. 86

Jeżeli oś lewarka nie przechodzi przez punkt obrotu krzywki (mimośrodek — e), konstrukcja zmienia się o tyle, że położenie lewarka (kolca) określa nam bezpośrednio długość odcinka stycznej wykreślonej do koła o promieniu równym mimośrodkowi, mierzona pomiędzy punktem styczności a profilem krzywki (rys. 86). Zmiana mimośrodu wywołuje zasadniczo zmianę prawa ruchu lewarka. W szczególności okazuje się, że przesunięcie osi lewarka w kierunku przeciwnym do obrotu krzywki zwalnia podnoszenie się lewarka, przyspiesza zaś jego opadanie.

Odwrócenie metod analizy jest podstawą syntezy mechanizmów krzywkowych dla określonych warunków ruchu wyrażonych odpowiednim wykresem czasowym.

(d. c. n.)

Metoda potokowa (przepływowa) w produkcji drobnoseryjnej

Ludzie radzieccy dają coraz to nowe dowody twórczej inicjatywy w dziedzinie zwiększenia produkcji i podniesienia wydajności pracy. I tak np. Biuletyn Radziecki z dn. 28 stycznia 1952 r. podaje nową metodę obróbki w produkcji drobnoseryjnej, zainicjowaną przez 2 tokarzy Moskiewskich Zakładów Elektrotechnicznych.

Wiadomo, że w produkcji drobnoseryjnej wykonuje się niewielkie ilości jednakowych części, co nie sprzyja do stworzenia warunków stosowania wysoko wydajnych procesów technologicznych. Części wykonywane są zwykle na obrabiarkach uniwersalnych, przy czym powstają duże straty czasu na przygotowanie i ustawienie obrabiarek dla wykonania każdej partii lub nawet pojedynczych części.

Wyżej wspomniana metoda polega na łączeniu drobnych partii części w większe grupy o podobnych kształtach, wymiarach i technologii. Celem zwiększenia takiej partii i zastosowania metody potokowej należy przeprowadzić specjalizację części i wtedy można wykonywać podobne operacje dla różnych wymiarów części obrabianych bez potrzeby częstego przestawiania maszyny na inną robotę.

Dwaj tokarze moskiewscy, pracujący na obok stojących tokarkach umówili się, że przy obróbce krążków kół zębatach jeden z nich będzie wykonywał pierwszą operację, drugi następną. Po wyczerpaniu całej pobranej dużej partii części pierwszy tokarz wykona trzecią operację, a drugi — czwartą. W ten spo-

sób zaoszczędzili wiele czasu na nastawianie obrabiarek.

Przedtem pobierali 15 rozmaitych typów i wymiarów partiami po 80 sztuk. Nowa metoda pozwoliła im na pobieranie partii 1100 kół, przy czym każda partia składała się z 3 typowymi wymiarów, wymagających nieznacznego tylko przestawienia obrabiarki.

Po zastosowaniu tej metody w oddziale mechanicznym wydajność wzrosła ponad 20% i obniżyła koszty własne o 23%. Zlikwidowano przestoje obrabiarek, praca oddziału stała się bardziej rytmiczna, ściśle zgodna z harmonogramem i polepszyła się jakość produktu.

Aby system ten można było wykorzystać i zastosować w produkcji małoseryjnej, dział techniczny zakładu winien przeprowadzić typizację części, szeregując je w grupy o podobnym procesie technologicznym. Wyniki opracowanej typizacji należy ująć w tabelę, obejmującą części o jednakowym typie technologii obróbki. Wtedy na podstawie tych tablic dział planowania może dobrać części do jednoczesnej obróbki, łącząc je bez trudu w jedną większą partię.

Metoda ta winna znaleźć zastosowanie w wielu warsztatach nowego przemysłu maszynowego i niewątpliwie zwiększy produkcję wydziałów mechanicznych przy tej samej ilości obrabiarek i tej samej liczbie rzemieślników, a w licznych przypadkach zlikwiduje opóźnienia w dostawie części dla montażu.

St. K.

Przegląd prasy technicznej

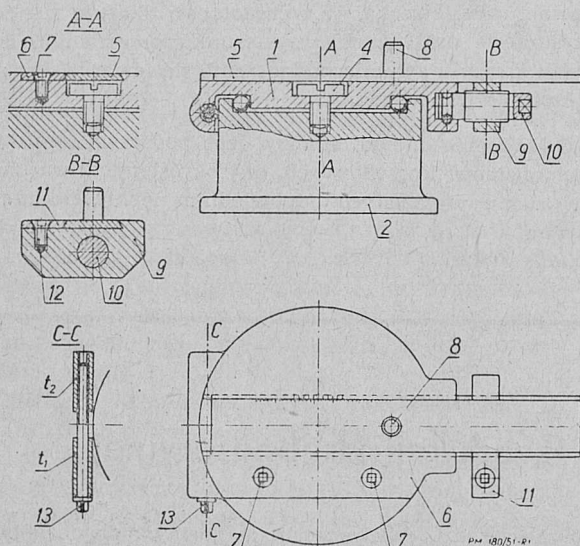
UNIWERSALNY PRZYRZĄD DO KOPIOWANIA

Rys. 1 przedstawia schemat konstrukcyjny przyrządu, umożliwiającego wykonywanie na zwykłej tokarce powierzchni obrotowych o tworzącej w postaci łuku kołowego, powierzchni walcowych o tworzącej prostoliniowej oraz powierzchni stożkowych.

Przy obróbce powierzchni oporowych sferycznych umożliwia on ciągłą zmianę promienia, co ułatwia zadanie biura studiów przy stosowaniu powierzchni oporowych płaskich, kombinowanych z obrotowymi, których promień został ustalony np. w zależności od posiadanych na składzie łożysk kulkowych i elementów oporowych.

Przyrząd składa się z podstawy 2, na której zamocowana jest przy pomocy śruby 4 i oparta na kulkach płyta 1, mogąca się obracać o 360° dookoła podstawy 2.

Na górnej stronie płyty 1 wpuszczony jest suwak 5 z podziałką, który można unieruchamiać za pomocą płytki 6 i dwóch śrub 7. W osi suwaka znajduje się czop 8. Suwak 5 może się przesuwąć bądź swobodnie, bądź może być wprawiany w ruch posuwisty za po-



Rys. 1. Schemat konstrukcyjny przyrządu do kopiowania.

średnictwem śruby 10, wkręcanej w opór 9, który można mocować w dowolnym miejscu suwaka (patrz przekrój B-B) za pomocą płytki 11 zaciskanej śrubą 12.

Śruba 10 posiada gwint mikrometryczny, co umożliwia dokonywanie niewielkich przesunięć suwaka o ile śruby 7 nie są zupełnie dociśnięte.

Obracanie się płyty 1 w stosunku do podstawy 2 może być wyeliminowane za pośrednictwem np. dwóch tulejek t_1 i t_2 przesuwających się w cylindrycznym gnieździe, które zbliżają się do siebie pod działaniem śruby 13.

Należy zatem brać pod uwagę dwa ruchy:

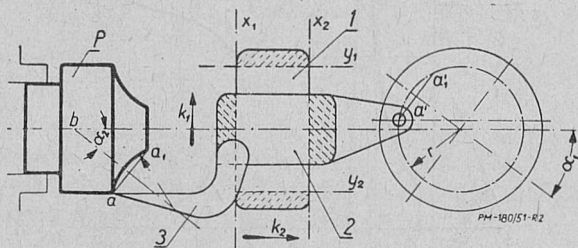
a) ruch obrotowy płyty 1 w stosunku do podstawy 2 o 360° ,

b) ruch prostoliniowy: suwak 5 może się swobodnie przesuwać na znacznej długości jeżeli opór 9 nie jest do niego zamocowany (w przypadku toczenia powierzchni stożkowej).

Rozpatrzmy przedmiot P (rys. 2), na którym chcemy wytoczyć powierzchnię obrotową o tworzącej w postaci łuku kołowego a_1 o promieniu r . Przedmiot ten mocujemy w uchwycie tokarki. Na łożu tokarki umieszczamy płytę, a na niej mocujemy omawiany przyrząd.

Połączmy a z a_1 i po środku cięciwy aa_1 wyznaczmy prostopadłą. Ta prostopadła przecina oś wrzecioną tokarki w punkcie b , tworząc z nią kąt α_2 . Suwak 5 (rys. 1) ustawiamy w ten sposób, żeby oś czopa 8 opisywała koło o promieniu r ; na obwodzie tego koła wyznaczamy cięciwę $a'a_1$ tak, żeby:

$$aa_1 = a'a_1 \text{ i } aa_1 \perp a'a_1$$



Rys. 2. Zasada działania przyrządu.

Gdy czop 8 będzie pośrodku łuku aa_1 , wówczas oś suwaka tworzy z osią wrzecioną tokarki kąt α_1 , w ten sposób, że: $\alpha_1 = \alpha_2$. Ponieważ kąt α_2 jest znany, można zatem ustalić położenie suwaka.

Weźmy dalej pod uwagę suport podłużny 1 oraz suport górny 2 z narzędziem 3. Suport górny posiada otwór o średnicy równej średnicy czopa 8. Założmy, że 1 może się poruszać swobodnie wzdłuż łoża tokarki, natomiast na 2 działa napęd poprzeczny. Umocujemy teraz narzędzie 3 w ten sposób, aby jego ostrze znalazło się w punkcie a i połączmy suport górny z czopem 8 znajdującym się w punkcie a' . Suport górny z narzędziem zostanie pociągnięty w kierunku k_1 i będzie sterowany przez prowadnicę x_1, x_2 . Zmusi to sanie do posuwania się w kierunku k_2 , przy czym ruch ten sterowany będzie przez prowadnicę y_1, y_2 . Kombinacja ruchów k_1, k_2 zmusi czop 8 do opisywania ruchu wypadkowego, to jest łuku koła $a'a_1$, przy czym ostrze narzędzia 3 zatoczy identyczny łuk koła aa_1 .

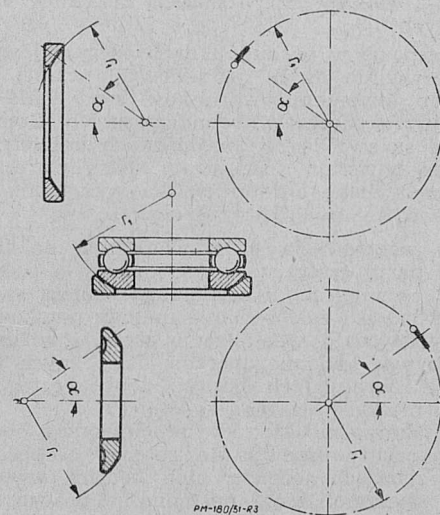
Możliwe są dwa przypadki:

W zależności od położenia łuku kołowego, który chcemy wytoczyć

a) sanie podłużne są swobodne — suport górny sterowany,

b) suport górny jest swobodny, zaś sanie są ciągnięte.

Na rys. 3 przedstawiony jest przypadek obróbki pierścieni oporowych, wahliwych łożysk kulkowych.



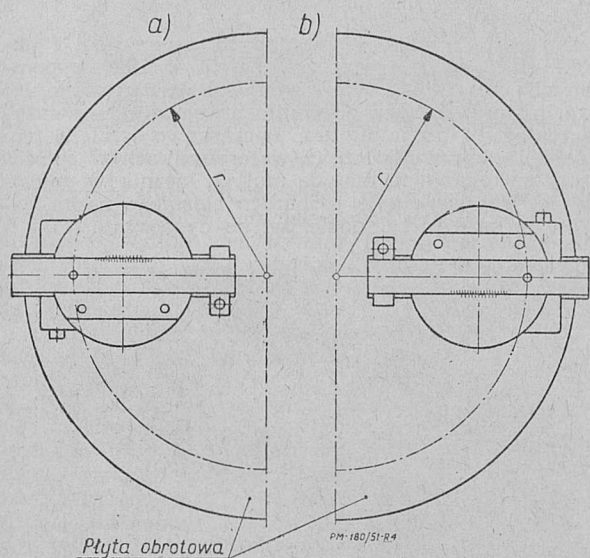
Rys. 3. Schemat obróbki pierścieni oporowych łożyska kulkowego.

Aby otrzymać części wypukłe bądź wklęsłe o identycznych promieniach wystarczy obrócić suwak o 180°. Dokonanie tego umożliwiają dwa zderzaki przestawione o 180°.

Obróbki dokonuje się wiórem stałej grubości przy każdorazowym przejściu narzędzia, w wyniku czego otrzymujemy regularne powierzchnie, przy czym ostrze narzędzia, niezależnie od stopnia jego zużycia, będzie zawsze opisywało łuk koła identyczny z opisywanym przez oś czopa 8.

Jeżeli największy promień, który może zakreslić oś czopa 8, będzie mniejszy od połowy średnicy wykonywanej powierzchni, wówczas przyrząd ustawia się na dodatkowej płycie obrotowej, natomiast unieruchamia się płytę 1 względem podstawy 2 (rys. 1) za pomocą śruby 13. Schemat takiego ustawienia przedstawia rys. 4.

W. C.



Rys. 4.

SZYBKOSCIOWA METODA REMONTU SPRZĘTU PRZEZ WYMIANĘ ZESPOŁÓW

I. Wołkow (mechanik racjonalizator moskiewskiej fabryki samochodów im. J. Stalina działu „Skrzynka biegów”), wykorzystując metody pracy inż. Kowalowa, zainicjował nową szybkosciową metodę remontu obrabiarek.

Metoda szybkosciowa remontu, zastosowana przez I. Wołkova, polega nie na naprawie uszkodzonych czy zużytych części mechanizmów, lecz na zamianie całego zespołu, w którym nastąpił defekt, na nowy zespół zawczasu wyprodukowany i znajdujący się na składzie.

Zespoły zapasowe produkowane są w ilościach odpowiadających danym statystycznym opartym na sprawozdaniach o uszkodzeniach maszyn.

Przy remontach bieżących postąpiono analogicznie, np. wg harmonogramu brygada musiała przeprowadzić remont ośmiowrzecionowego półautomatu; po uprzednim ustaleniu uszkodzenia maszyny, sporządzono zestawienie części potrzebnych do naprawy, wyprodukowano te części, dopasowano je i dopiero wtedy przystąpiono do remontu. Przerwa maszyny ograniczona do minimum. Jednocześnie wyposażono brygadę remontową w przewoźny stół warsztatowy z imadłem oraz szufladami i półkami dla przechowywania drobnych części zapasowych dla obrabiarek, narzędzi i pompki dla ściągania smaru z zatrzymanej maszyny, szmat do czyszczenia itp.

Poza tym, każdy ślusarz brygady otrzymał przenośną skrzynkę z kompletem narzędzi, drobnych części i szmat do czyszczenia. Przewoźny warsztat i indywidualne wyposażenie znakomicie skróciły czas tracony na szukanie narzędzi i pozwoliły na wykorzystanie maksimum czasu na właściwe prace remontowe.

Typ obrabiarek (przykładowo)	Planowany czas remontu (w godzinach)	Faktycznie zużyty czas na dokonany remont (w godzinach)	Obniżenie czasu przestoju w %
A	96,0	16	93,3
B	288,0	136	52,3
C	96,0	19	80,2
D	38,4	18	53,1
E	38,0	9	76,6

W rezultacie czas przestoju maszyn przez wprowadzenie metody szybkościowego remontu obniżył się jak następuje:

System szybkościowego remontu I. Wołkova został wprowadzony we wszystkich działach fabryki. Dyrekcja wyznaczyła 3 specjalne miesięczne premie dla najlepszych brygad remontowych stosujących powyższą metodę.

W. L.

(Awtomobilnaja i traktornaja promyslennost, nr 10/51, str. 6)

PNEUMATYCZNE URZĄDZENIE DO OBRACANIA SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO

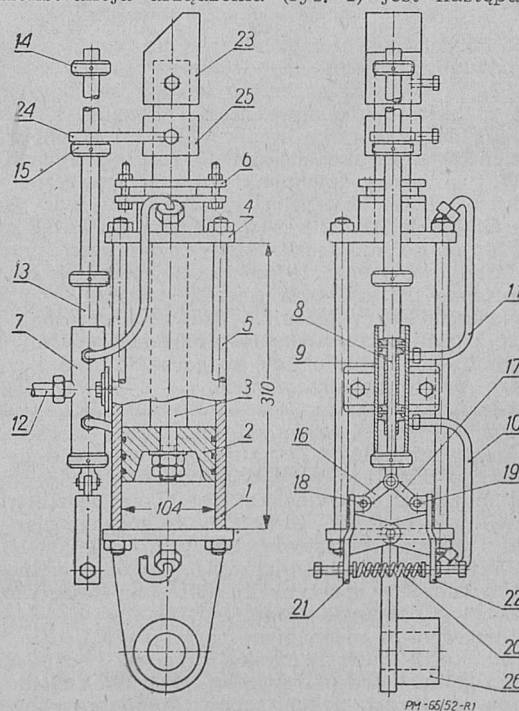
Przepisy technicznej eksploatacji siłowni wyposażonej w silniki wysokoprężne, wymagają przed uruchomieniem silnika próby przez poruszenie jego mechanizmu, przy otwartych kranach dla indykatorów, obracaniem wału, oraz przepompowania smarów.

Podobny zabieg stosuje się nie tylko przed uruchomieniem silnika, ale i przy okresowych przeglądach, regulacji i remoncie silnika. Dotychczas obracanie wału silników znajdujących się u nas, wykonywano ręcznie przy pomocy dźwigni bądź systemu dźwigni wykonanych w zakładzie i zmontowanych przy ustawianiu silnika.

Taki sposób obracania wału wymagał znacznych fizycznych wysiłków dwóch ludzi spośród dyżurującego personelu w ciągu co najmniej 15 minut.

Obracanie wałów silników w znacznie krótszym czasie (ok. 1 ÷ 2 min) można przeprowadzić bez żadnego wysiłku fizycznego, przy pomocy opisanego urządzenia.

Konstrukcja urządzenia (rys. 1) jest następująca:



Rys. 1. Urządzenie pneumatyczne do obracania wałów silników wysokoprężnych.

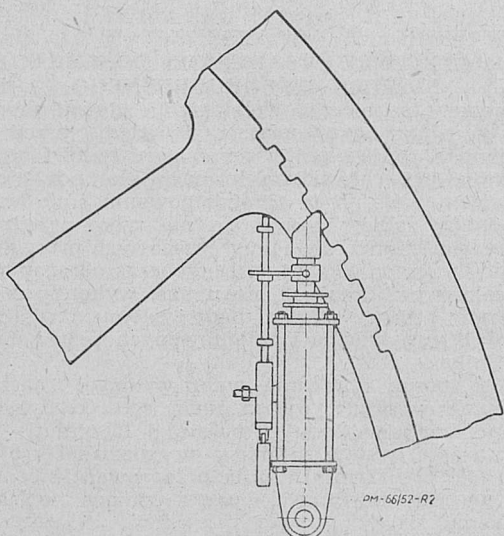
4-ro calowa rura stalowa tworzy cylinder 1, w którym przesuwają się tłok 2 z tłocznikiem 3. Pokrywa 4 zamykająca cylinder ściągana jest śrubami 5. W górnej pokrywie znajduje się dławnica 6. Do zewnętrznej części cylindra przymocowany jest rozrząd suwakowy.

wy 7 złożony z tulei 9 i tłoczka suwakowego 8. Rozrząd suwakowy połączony jest rurkami miedzianymi ϕ 12 mm 10 i 11 z górną i dolną pokrywą cylindra, oraz rurką 12 z butlą sprężonego powietrza. Na wydłużonym końcu tłoczyska suwaka 13 osadzone są dwa pierścienie 14 i 15. Drugi koniec tłoczyska połączony jest przegubowo z dźwigienkami 16 i 17, swobodnie obracającymi się w przegubach 18 i 19.

Sprężyna 20 naciska na końce wahliwie umocowanych nakładek 21 i 22, na których zamocowane są wahliwie dźwigienki 16 i 17.

Na górnym końcu tłoczyska 3 osadzony jest kułaczek 23, pod którym umieszczona jest nakładka 24 przymocowana do tłoczyska śrubą. Wolny koniec nakładki 24 znajduje się między pierścieniami 14 i 15.

Opisane urządzenie zamocowuje się przy pomocy tulei 26, na wsporniku ustawionym na fundamencie silnika. (rys. 2).



Rys. 2. Schemat ustawienia urządzenia.

Sposób działania urządzenia jest następujący. Sprężone powietrze z butli wchodzi przez rurkę 12 do suwaka 7, skąd przez rurkę 11 dostaje się do górnej części cylindra i przesuwając tłok 2 łącznie z tłoczyskiem na dół. Jak tylko koniec nakładki 24 uderzy w pierścień 15 tłoczysko suwaka 13 rozpocznie ruch na dół. W tym czasie dźwigienki 16 i 17 rozpoczną pod naciskiem ruchu tłoczyska suwaka rozsuwać jedno końce nakładek 21 i 22 i zsuwać drugie ściskając sprężynę 20 aż do momentu, kiedy dźwigienki przejdą przez środkowe położenie (poziome) i wskutek działania sprężyny 20 przesuną tłoczek suwaka 9 do dolnego krańcowego położenia. Wówczas sprężone powietrze z butli przez rurkę 10 przejdzie do dolnej części cylindra i przesunie tłok ku górze. Z górnej części cylindra powietrze przez rurkę 11 i suwak będzie wychodzić na zewnątrz.

Tłoczek przesuwając się ku górze, naciska za pośrednictwem kułaka 23 na jeden z zębów koła zamachowego silnika i przy dalszym przesuwie obróci koło zamachowe o pewien kąt. Ruch ten będzie trwał do chwili gdy nakładka 24 dojdzie do górnego pierścienia 14 i zacznie przesuwając tłoczysko suwaka 13 do góry. Dźwigienki 16 i 17, przejdą środkowe położenie i pod działaniem sprężyny 20 przesuną tłoczysko 13 suwaka 7 w położenie górne.

W ten sposób mechanizm pracować będzie bez przerwy, każdy ruch tłoczyska ku górze będzie obracał koło zamachowe o trzy zęby, gdyż skok tłoka odpowiada wielkości trzech zębów koła zamachowego. Ponieważ cały mechanizm obraca się swobodnie na tulei 26 i jest ustawiony ukośnie do płaszczyzny obrotu koła zamachowego, kułak cofając się, automatycznie trafia pod kolejny zęb koła zamachowego.

Po ukończeniu pracy obracania koła należy cały mechanizm obrócić w stronę korpusu silnika i zamo-

todo zgrzewania elektrycznego na styk. Powierzchnie stykowe łbów, podobnie jak końce drągów, obrobiono przede wszystkim na wymiar przez frezowanie lub piłowanie. Długości dobierano drogą prób w ten sposób, aby nie mógł on obrócić się w stronę koła zamachowego w czasie pracy silnika.

Zużycie sprężonego powietrza jest nieznaczne, ciśnienie w butli spada z 30-stu do 27-miu atmosfer co nie ma znaczenia dla uruchomienia silnika.

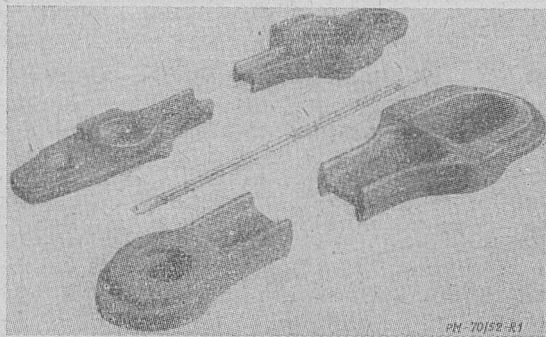
W. L.

(Energetyczny Biuletyn nr 1/52, str. 1)

ZGRZEWANIE STYKOWE KORBOWODÓW PAROWOZOWYCH

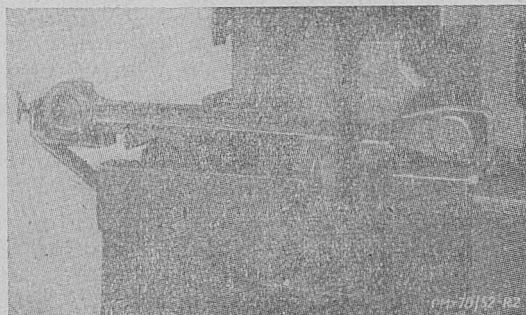
Wykonywanie korbowodów i łączników przez odkuwanie i następnie frezowanie stanowi jeden z etapów, obciążających i hamujących bardzo bieg produkcji; ciężar odkuwki jest kilkakrotnie większy od ciężaru gotowej części.

Dla ograniczenia wspomnianych prac kucia i obróbki skrawaniem rozpoczęto wytwarzanie wspomnianych części na drodze zgrzewania stykowego, co poza innymi zaletami, pozwoliło na ograniczenie zużycia materiału do minimum. Początkowo istniała tendencja do odkuwania części w foremnikach w całości. Próby wykonania tą metodą małych łączników powiodły się, lecz wymagało to bardzo ciężkiego młota, jaki nie w każdym zakładzie był do dyspozycji.



Rys. 1. Zestawienie porównawcze z 1 m rozmiarów łbów od korbowodów (na przodzie) i łączników między 2-gą i 3-cią parą zestawów kołowych (z tyłu).

Ponieważ odkuwanie w foremnikach większych łączników i korbowodów w całości było niemożliwe, narzucało się rozwiązanie polegające na podzieleniu całej części na łby i właściwy drąg. Łby dały się wykonać stosunkowo łatwo przez odkucie w foremnikach przy pomocy mniejszych młotów (rys. 1). Drągi (o przekroju dwuteowym), w ilości wystarczającej na wielomiesięczną produkcję lokomotyw, wyprodukowano w walcowni w przeciągu kilku zmian roboczych. Pozostało jedynie wypróbować właściwy rodzaj zgrzewania dla połączenia łbów z drągiem. Pomimo zastrzeżeń odnośnie zastosowania połączeń zgrzewanych w elemencie silnie obciążonym dynamicznie, okazało się, — po przewyżczeniu szeregu znacznych trudności, że dla bieżącej produkcji nadaje się dobrze me-



Rys. 2. Mały drąg łącznika przygotowany do zgrzewania z ciężkim łbem.



Rys. 3. Przyrząd magnetyczny z nakładkami do ujawniania rys.

toda zgrzewania elektrycznego na styk. Powierzchnie stykowe łbów, podobnie jak końce drągów, obrobiono przede wszystkim na wymiar przez frezowanie lub piłowanie. Długości dobierano drogą prób w ten sposób, że dla każdej spoiny przewidziano pewien nadatek na zgar i spęczenie.

Przygotowane w opisany sposób części można było zamocować przy pomocy zacisków miedzianych, chłodzonych wodą, w spawarce stykowej i zgrzewać.

Na rys. 2 pokazany jest przykładowo nieduży łącznik suwakowy przygotowany do zgrzewania. W zależności od formy zacisków spawarki oraz doboru najdogodniejszej powierzchni, przez które prąd ma przechodzić, należy drąg ułożyć na kant albo też płasko. Pożądane jest stosowanie przy tym uchwytów pewnie mocujących przedmioty zgrzewane. Zgrzewanie rozpoczyna się od włączenia prądu, przy czym sanie, na których umieszczony jest jeden z zacisków, wielokrotnie zbliżają się i oddalają od drugiego zacisku. Powoduje to zamykanie i przerywanie obwodu, a przejściowe zwiększenie oporu wywołuje rozgrzanie powierzchni stykowych, które stale wzrasta powodując w końcu zgar przy silnych wypryskach iskier. Odpowiednio do przekroju miejsca zgrzewania zgar wy-

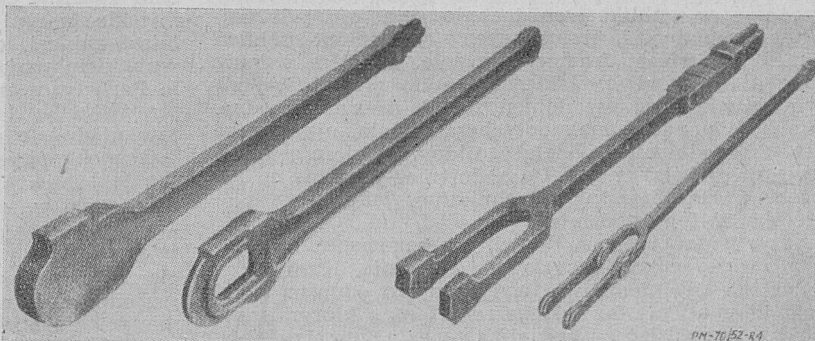
TABLICA I. Porównanie zużycia materiału przy produkcji korbowodów i drążków suwakowych

Część	Kuty bez foremnika kG	Kuty w foremniku i zgrzewany kG	Oszczędność %
Korbowód (rys. 4a)	887	247	72
Drążek suwakowy (rys. 4b)	187	42	77,5

nosi 10 do 20 mm. Z chwilą powstawania zgaru obydwie części spawane zostają pod naciskiem maszyny spęczone i proces zgrzewania jest zakończony. Powstałe spęczenie powinno być bezpośrednio z gorącej części zdjęte pneumatycznym dłutem, tak aby późniejsze szlifowanie ograniczyć do minimum. Usunięcie spęczenia po ostudzeniu wymaga znacznej pracy i podnosi koszty.

Po zgrzewaniu łączniki poddaje się badaniu na przyrządzie magnetycznym, który składa się ze zwykłego elektromagnesu z wysuniętymi stopami. Rysy i pęcherze w miejscach zgrzewanych określa się przy pomocy cienkościennych elastycznych pudełeczek z białego celulozoidu, wypełnionych płynem zawierającym pył żelazny (rys. 3).

Opisany sposób zgrzewania stykowego okazał się bardzo ekonomiczny przy masowej produkcji korbowodów do parowozów. Osiągnięte przy tym oszczędności na materiale uwidocznione są w tablicy I i rys. 4; dotyczą one ciężaru korbowodów i drążków suwakowych kutych bez foremników oraz kutych w forem-



Rys. 4. Porównanie wymiarów: a — korbowód kuty bez foremnika i korbowód zgrzewany, b — drążek suwaka kuty bez foremnika i drążek zgrzewany.

nikach i zgrzewanych. Jak widać oszczędność na materiale wynosi 3/4 wsadu. Czas obróbki jest 4 do 6 razy krótszy przy częściach zgrzewanych.

(Werkstattstechnik und Maschinenbau 1/52 — str. 15)

I. St. K.

Oszczędzanie metali nieżelaznych jest jednym z czołowych zadań przemysłu, należy więc:

- *eliminować zużycie metali nieżelaznych przy produkcji tych wszystkich wyrobów, które mogą być wykonywane z innych materiałów*
- *wprowadzać takie metody obróbki i przeróbki, przy których powstają najmniejsze straty metali nieżelaznych*
- *organizować troskliwą zbiórkę złomu metali nieżelaznych*
- *wprowadzać oszczędną i racjonalną gospodarkę metalami nieżelaznymi*

Bibliografia

Mgr inż. Leon Gosztowt — „USZCZELNIENIA“ — Format A5, str. 230, rys. 269, tablic 53. PWT, Warszawa 1951.

Książka składa się z 15 rozdziałów, których tytuły są następujące: Istota uszczelnienia, Podział i klasyfikacja uszczelnień, Warunki stawiane uszczelnieniom, Sposoby ujęcia uszczelnień, Surowce używane do produkcji uszczelnień, Handlowe materiały uszczelniające, Uszczelnienia znormalizowane i ich ujęcie (wbudowa), Uszczelnienia specjalne i sposoby ich ujęcia (wbudowy), Wybór i zastosowanie uszczelnień, Zamawianie uszczelnień, Odbiór uszczelnień, Zakładanie uszczelnień, Przechowywanie i konserwacja uszczelnień, Tarcie w uszczelnieniach, Normalizacja.

Ażebv zdać sobie sprawę jak ważnym czynnikiem w całokształcie gospodarki przemysłowej są uszczelnienia, należy zwrócić uwagę na ogromny zasięg ich stosowalności. Nie ma takiej gałęzi przemysłu, której produkcja nie opierałaby się w mniejszym lub większym stopniu na mechanizacji i również nie ma maszyn czy urządzeń mechanicznych, w którym nie byłoby potrzebne jakiegokolwiek typu uszczelnienie.

Ogrom zasięgu stosowalności uszczelnień można przyrównać jedynie do zasięgu stosowania połączeń gwintowych.

Podstawowe elementy złączy gwintowych tj. śruba i nakrętka we wszystkich ich odmianach zostały już teoretycznie i praktycznie rozpracowane oraz w większości znormalizowane. Odnośnie uszczelnienia sprawa przedstawia się inaczej.

Wiadomości o uszczelnieniach podawane były dotychczas w publikacjach technicznych, różnych wąskich specjalności, traktujących sprawę uszczelnień mniej lub więcej fragmentarycznie, a zatem jedynie jako część składową jakiegoś tematu głównego. Poza tym pewna ilość uszczelnień została znormalizowana. Nie było u nas jednak dotychczas dzieła, ujmującego całość zagadnienia i podającego klasyfikację przedmiotu. Dzisiaj książka pt. „Uszczelnienia“ zapełnia tę lukę w naszej literaturze technicznej, jako praca pionierska w tej dziedzinie.

Jak widać ze spisu treści, uszeregowanie rozdziałów zostało dokonane celowo i logicznie. Każdy rozdział tej książki omawia wyczerpująco odnośną część zagadnienia i nie ma takiego rozdziału, o którym można by powiedzieć że jest zbyt zwięzły lub rozwlekły. Każdy rozdział tworzy podbudowę dla następnego rozdziału, co w całości daje układ bardzo harmonijny.

Autor omawia w pierwszym rzędzie samą istotę uszczelnienia, dalej podaje klasyfikację, obliczenia i sposoby zamocowania, wylicza surowce i opisuje produkcję uszczelnień, wreszcie zaznajamia czytelnika ze sposobem fachowego zamawiania uszczelnień oraz z ich odbiorem. Sposób jego podejścia do zagadnień łączy właściwy poziom naukowy z dużym doświadczeniem z praktyki.

Książka napisana jest stylem jasnym i poprawnym, słownictwo bez zarzutu. Podaje ona najnowocześniejsze wiadomości z dziedziny uszczelnień, wspominając również o tym co stało się już przestarzałe i czego należy unikać.

Rysunki i fotografie wykonane są poprawnie, a przykłady ilustracyjne dobrze dobrane.

Wiadomości zawarte w tej książce umożliwiają czytelnikowi jasny wgląd w obszerną dziedzinę uszczelnień, stwarzają pewność w powzięciu decyzji co do wyboru i zastosowania tego czy innego typu uszczelnienia oraz podają sposoby obliczeń.

Na str. 2 tej książki Wydawnictwo podaje —

„Praca ta jest przeznaczona dla wykwalifikowanych robotników zatrudnionych przy montażu i remontach urządzeń mechanicznych dla mistrzów, inżynierów i techników ruchu oraz dla konstruktorów“. Od siebie dodam, że z książki tej również korzysta już liczna rzesza studentów naszych Politechnik i Szkół Inżynierskich. Czytając tę książkę odnosi się wraz-

nie, że właściwie „rozmawia“ się z Autorem, dlatego też jest ona przystępna zarówno dla rzemieślnika jak i dla inżyniera oraz studenta.

Mgr inż. Tadeusz Lewicki

Mgr inż. Stanisław Wołoszyn — „WYKAZ MATERIAŁÓW STOSOWANYCH DO WYROBU URZĄDZEŃ ODPORNYCH NA KOROZJĘ“ — str. 144. PWT, Katowice 1952 r. Cena zł 14.—.

Cała praca ma układ encyklopedyczny — poszczególne pojęcia, nazwy związków chemicznych, materiałów itd. są ułożone w kolejności alfabetycznej.

Zakres pracy przypomina staropolskie „Silva rerum“. Obok wiadomości, które w pracy takiej powinny się znajdować, jak szereg innych nie wiążących się z tematem, zamieszczanie których wydaje się zupełnie niecelowe. Do wiadomości takich zaliczyć należy np. podane w punktach zatytułowanych: Azotowanie, Bejcowanie, Hartowanie, Lakierowanie, Niklowe stale, Obróbka cieplna, Obróbka cieplno-chemiczna, Odpuszczanie, Określanie temperatury z barwy nalotu, Pezanie, Próby wytrzymałościowe, Przewężenie, Rekryształizacja, Rozciąganie, Ścieralność, Sposób obliczania ciężarów półwyrobów, Tłoczność sposobem Reichsena itd.

Każdy z tych tematów ujęty jest w jednym lub kilku zdaniach, oczywiście fragmentarycznie, a co gorsze często z błędami np.:

(str. 26) *Bejcowanie* — *barwienie stali* jest terminem zupełnie niewłaściwie użytym. *Bejcowanie* (niemieckie *beizen*) oznacza wytrawianie metali. Natomiast zabiegi, o których pisze autor, zalicza się za wyjątkiem parkeryzowania do tzw. oksydowania stali. Parkeryzowanie trwa nie 2 godziny, jak podaje autor, tylko ok. 1 godziny, a po parkeryzacji przedmiotów nigdy się nie poleruje (warstwa parkeryzowana jest miękka, rysuje się paznokciem) tylko impregnuje lub lakieruje.

(str. 53) *Hartowanie* — twardości stali po hartowaniu podane błędnie. Stale bogatsze w węgiel (ponad 1%) stosuje się nie dlatego, że zachodzi obawa odweglania podczas hartowania, tylko ze względu na większą odporność na zużycie i trwałość ostrza niż to ma miejsce dla stali o mniejszej zawartości węgla. Temperatury przemiany podane są niedokładnie i w sposób mogący wprowadzić w błąd niedostatecznie przygotowanego czytelnika.

(str. 71) *Lakierowanie* — lakiery nie robi się na oleju lnianym.

(str. 88) *Obróbka cieplna* — Twierdzenie że „hartowanie polega na... i następnym oziębieniu z dostateczną szybkością, zależną od żądanej struktury“ jest błędne. Struktura uzyskiwana po hartowaniu zależy nie od szybkości chłodzenia, lecz głównie od temperatury, w której przemiana zachodzi. Jest to zupełnie jasne, jeżeli spojrzymy na wykres izotermicznego rozpadu austenitu.

Podział hartowania na: zwykłe, powierzchniowe i stopniowe przypomina przysłowiowy podział ludzi na „brunetów, blondynów i kulawych“.

(str. 88) *Obróbka cieplna* — Twierdzenie że „hartowanie zahartowanego przedmiotu do odpowiedniej temperatury (dla stali powyżej A_{c1}), wygrzaniu przy tej temperaturze i następnym ostudzeniu“. Odpuszczanie, jak powszechnie wiadomo, może być tylko poniżej A_{c1} — tłumaczenie tego wydaje się zbędne.

(str. 89) *Określenie temperatury z barwy nalotu* — barwy nalotowej czerwonej nie ma, jest tylko brunatno-czerwona. Poza tym wszystkie temperatury podane są o ok. 20°C za wysoko w stosunku do barw im odpowiadających.

Niedociągnięć tego rodzaju jest w książce niestety wiele.

Przy jednoczesnym podawaniu wiadomości zbędnych, wiadomości potrzebne ściśle z zakresu omawianego, podawane są często niedokładnie i zbyt krótko nawet jak na ten poziom. Np. jest mowa o azotowaniu utwardzającym (str. 26), ale nie ma wspomniane o azotowaniu antykorozyjnym. Galwaniczne pokrywanie metalami (str. 100) omówione jest zbyt krótko, tylko 8 wierszy (jednocześnie na sposób obliczania ciężaru półwyrobów poświęcono pełne 3 strony). Nawiasem mówiąc, chrom nie odznacza się doskonałą zdolnością polerowania, jak twierdzi autor, tylko jest jednym z trudniej polerujących się metali ze względu na dużą twardość. Dlatego też staramy się, aby przy niklochromowaniu cienka warstwa chromu wychodziła z kąpielii od razu błyszcząca i nie wymagająca polerowania. Własności i zastosowanie blachy cynkowej (str. 30) podane są w 4 wierszach, a blachy cynowanej (str. 29) w 9 wierszach. Wydaje się to stanowczo za krótko jak na rozpowszechnienie tych materiałów. Podobnych przykładów można przytoczyć wiele.

Przy poszczególnych materiałach autor podaje zazwyczaj dwa podpunkty: a) stosuje się... i b) niezdane. Pominąwszy niezręczną formę pod względem stylistycznym, przytaczanie danych w stylu telegraficznym jest wybitnie niewskazane, zważywszy zwłaszcza, że książka jest przeznaczona dla „konstruktorów, techników, mistrzów i pracowników działów zaopatrzenia przemysłu chemicznego i innych”. Jest to najistotniejsza część pracy i nie może być traktowana w sposób niejasny i niezrozumiały, a często nieścisły. Przydatność poszczególnych materiałów powinna być dokładnie określona, a więc np. przy wyrobie i w jakich warunkach, do transportu, do magazynowania itd. Określen tego rodzaju jak: przy wysokich temperaturach, przy wyższych temperaturach, roztwory rozcieńczone, roztwory bardzo rozcieńczone, nieco nadżerane, lekkie nadżeranie itd. należy unikać, jako zazwyczaj niewiele mówiących, a zamiast nich powinny być podawane konkretne wielkości.

Brak ścisłości w wyrażaniu się jest podstawową wadą pracy. Dla przykładu weźmiemy: Sole niklu np. NiSO_4 (str. 108) — oznaczenia materiałów stosowanych — stal Cr, stal Cr-Ni — są to wyrażenia nie nie mówiące, jeżeli nie podać zawartości chromu i niklu. Również takie nazwy jak „stal zwykła” i „stal szlachetna” są nazwami nie nie mówiącymi, które w polskiej literaturze technicznej nie są stosowane. Nawiasem mówiąc, do rozcieńczonych roztworów NiSO_4 , autor miał prawdopodobnie na myśli najczęściej w przemyśle stosowane kąpiele do niklowania, stosuje się wanny stalowe wyłożone ołowiem, wanny drewniane, kamionkowe lub przy małych wymiarach szklane.

Encyklopedyczny układ pracy jest najłatwiejszy dla autora, ale wydaje się, że w danym przypadku, nie koniecznie najkorzystniejszy dla czytelnika. Jeżeli już autor zdecydował się na taki układ, to trzeba było być konsekwentnym do końca i zamieścić w alfabetycznej kolejności wszystkie nazwy i pojęcia z danego zakresu, zwłaszcza te, które nie są powszechnie znane, jak np.: remanit, niresist, kontracyd, trolitan, pollopas, trolit itd. (przytaczam z pierwszego punktu — Aceton). W układzie przyjętym przez autora czytelnik nie znający tych nazw nie wie gdzie szukać ich wyjaśnienia, co zresztą nie jest łatwe również dla tego co zna omawiany temat.

W pracy dotyczącej zagadnień materiałowych w jak najszerszym zakresie powinny być uwzględnione obowiązujące Polskie Normy z wyraźnym powołaniem się na nie. Tymczasem autor często pomija powołanie się na PN, jak np. przy opisie spoiw (str. 109), brązów (str. 31 — 32), albo podaje je nieścisłe np. dla mosiądzów powinna być nie norma H-87025 tylko PN/H-87025 projekt.

Dane z norm, jak zresztą i szereg innych danych liczbowych, dużo korzystniej byłoby przedstawić pod postacią tablic, a nie w formie opisowej. Sprawa ta przez autora zupełnie nie została przemysłana i łącznie z niekorzystnym układem graficznym spowodowa-

ła, że książka jest bardzo nieczytelna, a poszczególne dane trudne do odnalezienia.

Styl poszczególnych określeń jak np. co to jest obróbka cieplno-chemiczna (str. 88), stale ogniodoporne (str. 118), rekrytalizacja (str. 101) pozostawia wiele do życzenia pod względem logicznym, a nawet gramatycznym.

Tytuł książki nie odpowiada treści; powinien brzmieć „Wykaz ośrodków korozyjnych i materiałów odpornych na korozję”.

P.K.

Książki nadesłane

Mgr inż. Bolesław Szupp — KURS SPAWANIA ACETYLENOWEGO W PYTANIACH I ODPOWIEDZIACH — Format B6, str. 108, rys. 33. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 6.—

Praca zawiera zbiór pytań i odpowiedzi z zakresu podstawowych wiadomości o spawaniu gazowym. Jest ona przeznaczona dla uczestników kursów spawania gazowego, uczniów szkół technicznych, techników i spawaczy.

S. D. Lerman — OPTYK PRZYRZĄDOWY — tłumaczył z ros. inż. *Kazimierz Ukielski*. Format A5, str. 227, rys. 138. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 18.—

Książka omawia metody produkcji i naprawy przyrządów optycznych. Część pierwsza zawiera podstawowe wiadomości z optyki, część druga technologię produkcji i naprawy przyrządów optycznych, a część trzecia — metody sprawdzania i regulacji tych przyrządów. Praca niniejsza jest tłumaczeniem książki, która ukazała się w roku 1948, a więc nie zawiera najnowszych zdobyczy techniki radzieckiej. Książka jest przeznaczona dla robotników przemysłu optycznego oraz dla uczniów szkół optycznych.

M. Ł. Zaroszczyński — WALCOWANIE STALI — Format B5, str. 390, rys. 287, tablic 91. PWT, Katowice 1952. Cena zł 82.—

W książce opisano procesy technologiczne ważniejszych rodzajów wyrobów walcowanych: półproduktów, szyn, dźwigarów stali profilowej, blach, obrobek, kół i rur. W opisach procesów zamieszczono krótkie wiadomości o urządzeniach pomocniczych, kalibrowaniu walców i przebiegu materiału przy walcowaniu wyrobów oraz wzory do obliczania poszczególnych części procesów, oparte na podstawach teoretycznych walcowania.

Książka przeznaczona jest dla inżynierów walcowników. Mogą z niej również korzystać słuchacze wyższych technicznych zakładów naukowych.

E. Bosse — WYKONYWANIE TŁOCZNIKÓW WSKAZÓWKI PRAKTYCZNE — tłumaczył z niem. *mgr inż. Kazimierz Szopski*. Format A5, str. 78, rys. 91. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 8.—

Książka podaje niektóre wskazówki dla narzędziowca zatrudnionego przy wyrobie tłoczników i przeznaczona jest dla mistrzów i robotników.

Dr inż. Błażej Roga i mgr inż. Andrzej Ihnatowicz — BADANIE ZDOLNOŚCI SPIEKANIA WĘGLA — Format A5, str. 40, rys. 16, tablic 4. PWT, Katowice 1952. Cena zł 6.—

Omówiono zjawisko spiekania węgla jako ich istotną cechę technologiczną, szczególnie dla koksownictwa i gazownictwa. Zdolność spiekania jest obok zawartości części lotnych podstawową cechą wszystkich klasyfikacji węgla. Omówiono metody badania zdolności spiekania z zastosowaniem materiału rozcieńczającego oraz bez niego.

Opierając się na materiałach pochodzących z kilku Instytutów Węglowych podano wyniki porównawczych badań oznaczania zdolności spiekania kilku podstawowymi metodami (Gray-King, Roga, wskaźnik wolnego wydymania, badania diatometryczne). Przedstawiono zależność zdolności spiekania od zawartości części lotnych oraz od stopnia uwęglania dla szeregu węgla z różnych zagłębi.

Wiadomości SIMP

ZEBRANIA DYSKUSYJNE NAD STANEM BEZPIECZEŃSTWA PRACY

W celu zmobilizowania aktywu SIMP około zagadnień bezpieczeństwa pracy, Komisja TOP przy Głównym Zarządzie SIMP organizuje konferencje, w których będą brali udział oprócz inżynierów i techników również przodownicy i racjonalizatorzy pracy przemysłu maszynowego oraz młodzież szkół wyższych o kierunku mechanicznym. Konferencje te otrzymały nazwę zebrań dyskusyjnych.

* * *

Akcja bezpieczeństwa pracy powinna być tak kierowana, aby poza ludźmi, mającymi wynagrodzenie urzędowe za prowadzenie lub udział w niej, stały jeszcze szeregi inżynierów i techników, zrzeszonych w NOT, jako dobrowolnie współdziałający ochotniczy przejęci idea bezpieczeństwa pracy. Niestety ilość inżynierów i techników biorących udział w tej akcji z zamiłowania, a nie z obowiązku służbowego jest znikomą.

Taki stan rzeczy wytwarza poważne dwa niebezpieczeństwa: 1) zbiurokratyzowania samej akcji ochrony człowieka przy pracy, 2) ucieczka młodzieży od tych zagadnień. Pierwsze jest tym groźniejsze, że niewidoczne dla biorących udział w akcji bezpieczeństwa pracy, a w skutkach powodujące wadliwe przyzwyczajenia do przestarzałych metod, które powodują zupełny brak chęci do tej akcji ze strony młodzieży technicznej.

Młodzi inżynierowie i technicy zrażeni są także małą opłacalnością pracy w tych urzędach i na tych stanowiskach w przemyśle, które mają obowiązek dbania o największe dobro w państwie: zdrowie i przedłużenie okresu wydajności ludzi pracy. Zmienić takie nastawienie jest bardzo trudno. Jednak obowiązkiem Zarządów Stowarzyszeń Technicznych, i Komisji TOP przy nich, powinno być dążenie do przezwyciężenia tej obojętności i wzbudzenia zainteresowania kadr technicznych zagadnieniem bezpieczeństwa pracy.

Drogi zmierzające w tym kierunku mogą być różne. Umiejętna, spokojna i interesująca propaganda może zdziałać bardzo wiele. Niemniej jednak zainteresowanie tym zagadnieniem musi wynikać z uczucia, z dobrej woli, z wewnętrznej potrzeby czynu społecznego.

Nie można przypuszczać, aby po intensywnym dniu pracy młody inżynier mógł dużo czasu poświęcić bezpieczeństwu pracy. Z pewnością jednak zaciekać go jakiś odcinek tego zagadnienia i wciągnie się do współpracy z racjonalizatorami, przy opracowywaniu zabezpieczeń maszyn lub urządzeń.

W przemyśle maszynowym technika bezpieczeństwa stawia zagadnienie połączenia coraz większej szybkości ruchów roboczych z coraz większą wytrzymałością i trwałością mechanizmów, z coraz większym bezpieczeństwem obsługi. Wymaga to dobrania i konstrukcji odpowiednich zabezpieczeń, wyłączników lub ograniczników szybkości, które muszą być zachowane w ramach wytrzymałości lub bezpieczeństwa danego urządzenia. Tak postawione zagadnienie jest niezmiernie interesujące i godne poświęcenia pewnej ilości godzin pracy.

Zainteresowanie powinien wzbudzać zjawiska psychologiczne przy pracy. Np. wpływ szybkości ruchów

roboczych bądź monotoności uderzeń prasy na zmęczenie pracownika, a zatem również na bezpieczeństwo i higienę pracy.

Wiadomym jest, że szkoły zawodowe nie są ogniskiem idei bezpieczeństwa pracy. Nie ze złej woli lub zaniedbania, lecz z braku wskazówek i praktycznego nastawienia. Tu również otwiera się wdzięczne pole działania inżyniera bezpieczeństwa, który przyjmie opiekę nad szkołą z punktu widzenia TOP, przy czym dla starszych inżynierów to zetknięcie z młodzieżą będzie odświeżeniem myśli i energii.

Aby zainteresować inżynierów i techników, należących do SIMP, akcją bezpieczeństwa pracy w zakresie działalności Komisji TOP, Zarząd Główny SIMP przedłożył Ministerstwu Pracy i Opieki Społecznej tematy kilkunastu odczytów, które mogą być opracowane i wygłoszone w bieżącym roku w Warszawie oraz miastach, gdzie znajdują się oddziały SIMP.

Ministerstwo Pracy i Opieki Społecznej uznało tę próbę za interesującą i przyznało SIMP dotację na zorganizowanie 3 zebrań dyskusyjnych na następujące tematy:

1. przedyskutowanie metody kontroli BP w przemyśle maszynowym,
2. analiza wypadków w przemyśle maszynowym na podstawie danych za 1951 r.,
3. szkolenie korespondencyjne TOP.

Udział w zebraniach dyskusyjnych powinni brać nie tylko inżynierowie i technicy lecz również robotnicy aktyw racjonalizatorów i przodowników pracy oraz aktyw młodzieży z wyższych szkół technicznych.

Ponadto Ministerstwo Pracy i Opieki Społecznej poparło inicjatywę zorganizowania jednodniowej Krajowej Narady SIMP, która podsumuje wyniki akcji propagandowej na zebraniach dyskusyjnych oraz wytyczy sposoby zmobilizowania aktywu SIMP do pracy nad zagadnieniami TOP.

Pierwsze zebranie dyskusyjne odbędzie się w Warszawie we wrześniu br. w Domu Technika Czackiego 3/5. Na zebraniu przewidziane jest zestawienie dwóch referatów — głównego i dopełniającego (koreferującego). W ten sposób zagai się interesująca dyskusja z udziałem uczestników zebrania.

Przypuszczalny przebieg referatów i dyskusji na temat kontroli bezpieczeństwa pracy będzie następujący:

1. Stan obecny zagadnienia kontroli BP w przemyśle maszynowym a w szczególności obrabiarkowym.
2. Zaproponowanie metody kontroli, która powinna być uzasadniona, zorganizowana, nieustanna, dostateczna, opłacalna i zharmonizowana z zakresem produkcji zakładu.
3. Sposób uzgodnienia proponowanej metody kontroli z Planem 6-letnim.
4. Uzgodnienie metody kontroli z instytucjami biorącymi udział w nadzorze i akcji TOP.
5. Wady obecnych sposobów kontroli akcji TOP.
6. Sposoby usunięcia wad w następnych latach Planu 6-letniego.
7. Wnioski ogólne, zakończenie.

Należy się spodziewać, że ze względu na szczególnie interesującą zapowiadającą się dyskusję udział inżynierów, techników, robotników oraz młodzieży będzie bardzo liczny i czynny.

Mgr. inż. Przemysław Podgórski
przewodniczący Komisji TOP przy SIMP

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA, WARSZAWA, Czackiego 3/5
Komitet Redakcyjny: mgr inż. ZYGMUNT BOCHENEK, mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, JAN STEFAN KOWALSKI, mgr inż. STANISŁAW KULESZA, dr inż. JAN OBALSKI, prof. dr inż. ALEKSY PIĄTKIEWICZ, prof. inż. ZDZISŁAW RYTEL, prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI, mgr inż. LECH STRZELECKI, mgr inż. JÓZEF ZAGÓRSKI
Redaktor Naczelny: mgr inż. MARIAN WAKAŁSKI
Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mech. WŁADYSŁAW KAWĘCKI
Sekretarz redakcji: ANNA WOCHOWSKA
Redaktor techniczny: CZESŁAW PIEKARSKI
PKO Nr konta 1-19881/110.

PRZEGŁĄD BIBLIOGRAFICZNY MECHANIKI

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODKI DOKUMENTACJI
GŁÓWNEGO INSTYTUTU MECHANIKI

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „PRZEGŁĄD MECHANICZNY”

ROCZNIK 3

WARSZAWA, CZERWIEC 1952

NR 6

A. — DŹWIGI

A2 — Podnośniki

42* A22 : B2 622.233 : 621.863 : 621.867 B3—6.52

FRANKE W. **Wielki kombajn dla górnictwa odkryw-
kowego.** „Grossschwenkabschneider im Braunkohlentage-
bau“. Z. VDI, t. 94, nr 4, luty 52, s. 95; A4, 5,5 str.,
3. fot., 4 rys., 1 tabl. — Współpraca mechanizmów ko-
piących i przenośników w odkrywczej metodzie ko-
pania węgla brunatnego. Konstrukcja wielkiego prze-
nośnika, dane techniczne, urządzenie przenośnikowe,
układ jezdny, układ obrotu wysięgnika, urządzenia
wciągarkowe, przenośnik kubełkowy, jego napęd wraz
ze specjalnym sprzęgłem, urządzenia bezpieczeństwa
ruchu.

43* A23 621.9 B3—6.52

**Urządzenie zabezpieczające przed swobodnym obrotem
przedmiotów podnoszonych jedną liną.** „Anti-twisting
device for grabs and buckets“. Engineering, t. 173,
nr 4489, luty 52, s. 183; B4, 0,5 str., 1 fot. —
Zasada konstrukcji i działania urządzenia, zakres sto-
sowności pod względem wielkości ciężarów podno-
szonych i wysokości podnoszenia. Wymieniono typowe
wielkości i urządzeń dla różnych ciężarów podnoszo-
nych.

44* A23 658.28:669.355-427:621.86:621.867 B3—6.52

THOMSON A. **Transport w fabryce drutu mosiężnego.**
„Handling in the production of brass wire“. Mech.
Handling, t. 39, nr 2, luty 52, s. 50; A4, 2 str.,
5 fot. — Charakterystyka procesu produkcyjnego fa-
bryki drutu mosiężnego. Dawne metody transportu.
Mechanizacja transportu wewnętrznego w nowym
układzie produkcyjnym w poszczególnych fazach wy-
tworzenia przy pomocy wózków widłowych, przenoś-
ników i wciągarek podwieszonych. Automatyzacja pro-
cesu trawienia drutu.

45* A24 621.86:621.355 B3—6.52

**Jak zwiększyć prędkości podnoszenia wózków widło-
wych.** „How to increase fork truck hoisting speeds“. Flow, t. 7, nr 1, paźdź. 51, s. 55; A4, 1 str., 1 tabl. —
Możliwości zwiększenia prędkości podnoszenia wózków
widłowych przez zastosowanie baterii o wyższym na-
pięciu. Wypadki, w których tego rodzaju rozwiązanie
jest celowe. W tabeli zestawiono prędkości podnosze-
nia przy użyciu baterii 30 V i 36 V dla wózków o noś-
ności od 900 kG do 3600 kG.

46* A24 658.28:621.25:621.86 B3—6.52

**Napęd hydrauliczny usprawnia urządzenia transportu
wewnętrznego.** „Hydraulic power gives muscles to
material handling equipment“. Flow, t. 7, nr 3, gru-
dzień 51, s. 44; A4, 2 str., 7 fot. — Korzyści wypływa-
jące ze stosowania napędu hydraulicznego w urządze-
niach transportu wewnętrznego. Napęd hydrauliczny
daje łatwość sterowania, zabezpiecza przed przeciąże-
niem, pozwala na zmianę wyposażenia w zależności od
potrzeb zakładu i zmniejsza możliwości niebezpiecznych
wypadków.

47* A24 621.86 B3—6.52

Wózek przemysłowy widłowy. „Chariot élévateur“. Mach. Outil, t. 17, nr 62, stycz. 52, s. 27; A4, 1 str.,
1 fot. — Wózek przemysłowy widłowy o napędzie od
silnika spalinowego „Hotchkiss“, z napędem hydrau-
licznym mechanizmu podnoszenia i zmiany pochylenia

wideł. Wykonywany przez firmę Fenwick w czterech
wielkościach, o udźwigu 1,5, — 2, — 2,5 i 3 t., według
licencji amerykańskiej Yale. Omówienie szczegółów
konstrukcyjnych i ich zalet.

48* A24 621.86:621.869.5 B3—6.52

Ładowanie wagonów przy pomocy wózka widłowego.
„Loading wagons by fork truck“. Mech. Han-
dling, t. 39, nr 1, stycz. 52, s. 7; A4, 1 str., 4 fot.,
1 rys. — Próby ładowania na wagony i samochody ciężarowe ładunków łącznych na podstawkach przy po-
mocy wózka widłowego. Użyto palet różnych typów
o wymiarach 1 m × 1 m oraz 1,25 m × 1 m. Poza
wagonami standartowymi zastosowano także wagon
doświadczalny o specjalnych, szerokich drzwiach.

49* A24 621.86:658.28 B3—6.52

CRADDOCK P. **Transport cegieł wózkami widłowymi.**
„Brick handling with fork trucks“. Mech. Han-
dling, t. 39, nr 3, marz. 52, s. 99; A4, 4 str., 14 fot. —
Nowy sposób transportu cegieł w cegielni przy po-
mocy wózków widłowych. Wyposażenie specjalne,
służące do tego celu, uruchamiane pneumatycznie.
Sposób układania cegieł. Rezultaty badań przeprowa-
dzonych nad tym nowym systemem przez „London
Brick Co“.

50* A24 621.867:658.28:658.78 B3—6.52

Nowoczesny transport wewnętrzny w składzie towarów.
„Modern warehouse handling“. Mech. Handling,
t. 39, nr 3, marz. 52, s. 126; A4, 5 str., 3 fot., 3 sch. —
Skład towarów fabryki wyrobów metalowych „The
Metal Agencies Co“. Organizacja przyjmowania i wy-
syłki towarów, rozmieszczenie towarów w składzie.
Środki transportu wewnętrznego: wózki podnośne
platformowe, wózki widłowe, przenośniki rolkowe
i łańcuchowe podwieszone.

51* A24:B1 658.28:621.86:338.6:331.82 B3—6.52

DIMMOCK W. **Zmechanizowany transport w fabryce
i jego wpływ na koszty produkcji.** „Mechanical han-
dling in industry and its effects on costs“. J. Instn.
Prod. Engrs, t. 31, nr 2, luty 52, s. 90; A5, 30 str.,
9 fot., 1 rys., 3 wykr. — Stosunek ilości operacji
transportowych do całkowitej ilości operacji produk-
cyjnych. Wpływ transportu wewnętrznego na koszty
pośrednie produkcji i bezpieczeństwo pracy. Wykre-
sy zmniejszenia wypadkowości związanej z transpor-
tem wewnętrznym. Wpływ mechanizacji transportu
wewnętrznego na angielskie stosunki ekonomiczne.
Wnioski ogólne. Dyskusja.

A4 — Żurawie.

52* A4 621.873:621.34 B3—6.52

Żuraw obrotowy wybudowany na karuzelówce. „Ra-
dreifen-Bohrbanke“. Z. VDI, tom 94, nr 3, stycz. 52,
str. VII; A4, 0,5 str., 1 fot. — W ogłoszeniu f-my
Schiess AG Düsseldorf podana jest fotografia żurawia
obrotowego z elektrycznym napędem. Żuraw przymo-
cowany jest obrotowo na stałe do korpusu karuzelówki
i służy do ładowania na nią ciężkich przedmiotów do
obróbk.

53* A4 621.873 B3—6.52

Trzytonowy żuraw samojezdny „Staffa“. „The „Sta-
fa“ 3-ton mobile Crane“. Engineering, tom 173,
nr 4490, luty 52, s. 202; A 3, 1 str., 1 fot. — Firma Cham-
berlain Industries Ltd. wyprodukowała 3 tonowy żuraw
samojezdny. Normalnie podnosi on 2 tony. Zmiana za-

A — DZWIGI c.d.

czepienia wolnego końca liny daje udźwig 3 ton. Żuraw jest b. zwrotny przy dużej stateczności. Posuwa się na 4 kołach. Napęd wysięgnika — hydrauliczny. Napęd mechanizmu podnoszenia przez specjalną skrzynkę biegu od przedniego końca wału wykorzystanego. Konstrukcja całości prosta. Części zamienne. Charakterystyka żurawia.

54* A4 621.873:690.576 B3—6.52

Żurawie wieżowe dla budowy domów. „Tower cranes for house construction“. Mech. Handling, t. 39, nr 2, luty 52, s. 76; A4, 1,5 str., 1 fot. — Transport materiałów na budowie przy pomocy żurawi wieżowych. Badania przeprowadzone przez instytucję „Building Research Station“ nad nowoczesnymi metodami transportu cegły i zaprawy przy pomocy tych żurawi. Charakterystyka żurawia o udźwigu około 500 kG i wysokości podnoszenia 14 m. Organizacja pracy na budowie pozwalająca na osiągnięcie maksymalnej wydajności żurawia.

55* A4:A24 621.873:621.86 B3—6.52

Żuraw na wózku widłowym. „Cantilever jib for fork truck“. Mech. Handling, t. 39, nr 3, marz. 52, s. 136; A4, 0,5 str., 1 rys. — Interesujące rozwiązanie żurawia na wózku widłowym. Udźwig żurawia 2500 kG, szybkość podnoszenia 14 m/min. Wysięgnik odedymowalny pozwala na użycie wózka również do innych celów. Konstrukcja firmy „Ransomes and Papier Ltd“.

56* A4 621.873:629.114.2 B3—6.52

Ciągnik-żuraw. „Dual-purpose heavy tractor“. Engineering, t. 173, nr 4488, luty 52, s. 141; B4, 1 str., 2 fot. — Ciągnik, który może służyć jako część składowa zespołu z przyczepą nie posiadającą przedniego podwozia lub jako niewielki żuraw. Zaleta: samozaladowywanie żurawiem przyczepy. Opis konstrukcji, obsługi i dane techniczne.

57* A4 621.873:634.982.5:625.61 B3—6.52

KONIUCHOW S. M., KUŹNIECOW F. I. Nowy samojedźny żuraw wąskotorowy. „Nowy uzkokolejny samochodny kran“. Mechaniz. Stroit., t. 8, nr 10, paźdz. 1, s. 10; A4, 0,5 str., 1 rys. — Żuraw samojedźny na platformie kolejowej wąskotorowej, opracowany przez Uralski Instytut Techniki Leśnej. Przeznaczenie żurawia: układanie toru kolei wąskotorowej, załadunek i rozładunek zwłaszcza w zastosowaniu do drewna, holowanie wagonów, naprawy awaryjne itp. Charakterystyka techniczna.

58 A4 621.873:69.002.5 B3—6.52

KOSTIAKOW S. I., KONKOW W. I. Samojedźny żuraw wieżowy do budownictwa małopiętrowego. „Samochodny baszenny kran dla małowieżowego stroitelstwa“. Mechaniz. Stroit., t. 8, nr 11, list. 51, s. 23; A4, 1,5 str., 1 fot., 1 rys. — Prototyp żurawia budowlanego samojedźnego wieżowego, o wysięgu do 16,5 m i udźwigu 0,5 do 1 t do budowy domów standardowych do wysokości 2 pięter. Szczegóły konstrukcyjne, charakterystyka techniczna i wskaźniki wydajności.

59* A4 621.873 B3—6.52

MAJZEL W. S. Żurawie bramowe na budowie kanału Wołga-Don. „Portalnyje krany na stroitelstwie kanała Wołga-Don“. Mechaniz. Stroit., t. 8, nr 8, grudz. 51, s. 10; A4, 2 str., 1 fot., 2 rys., 1 tabl. — Zastosowanie żurawi bramowych na budowie kanału Wołga-Don. Charakterystyka żurawia o nośności 3 i 10 t. Schematy konstrukcji.

60* A4 621.873 B3—6.52

BARSOW I. P. Żurawie dla mechanizacji budownictwa mieszkaniowego i miejskiego. „Krany dla mechanizacji żyliszcznawo i graždanskowo stroitelstwa“. Mechaniz. Stroit., t. 8, nr 12, grudz. 51, s. 3;

A4, 7 str., 2 fot., 4 rys., 6 tabl. — Żurawie budowlane wieżowe dla budownictwa mieszkaniowego z cegły. Ich zalety: uniwersalność zastosowań, całokształt poziomych i pionowych przesuwów, ekonomiczność i poręczność. Unifikacja typów i mechanizmów. Żurawie dla budownictwa z ciężkich prefabrykatów. Ich charakterystyka, typy i konstrukcja, Żurawie przeładunkowe. Zestawienie typów-wymiarów żurawi. Wnioski.

61* A4 621.873 B3—6.52

IDASZKIN S. N. Żuraw dla małopiętrowego budownictwa. „Kran dla małowieżowego stroitelstwa“. Mechaniz. Stroit., t. 9, nr 2, luty 52, s. 16; A4, 1 str., 1 rys. — Urządzenie podnośnikowe dla budownictwa małopiętrowego składające się z żurawika pełnoobrotowego o stałym wysięgu typu „Pionier 2“, zmontowanego na podwoziu szerokotorowym. Mechanizmy podnoszenia i jazdy napędzane elektrycznie, obrót ręczny. Charakterystyka techniczna, Tanieść urządzenia i kosztów eksploatacji.

B. — URZĄDZENIA PRZENOŚNIKOWE

62* B 621.798.1:621.867 B3—6.52

Dwukierunkowe przenośniki kontenerowe systemu Teleflex. „Teleflex Dual-directional chain conveyor system“. J. Inst. n. Prod. Engrs., t. 31, nr 2, luty 52, s. 24; A5, 1 str., 1 fot. — Na halach fabrycznych firmy Teleflex products Ltd. transport w kontenerach przebiega pomiędzy stanowiskami poziomo, wysoko ponad podłogą. Tor przenośnika nachyla się prawie pionowo w pobliżu stanowiska roboczego, dzięki czemu kontener wraz z ładunkiem dostaje się na stanowisko. Napęd przenośnika — łańcuchowy.

B2—PRZENOŚNIKI CIĘGNOWE.

63* B24 621.867:658.28 B3—6.52

WOODLEY R. Wykorzystaj swój zakład przemysłowy jak najlepiej. Część IV. (zakończenie przenośników pionowych). „Get the best from your plant. Part IV“. Mech. Handling, t. 39, nr 3, marz. 52, s. 120; A4, 6 str., 10 fot., 6 rys. — Obliczanie mocy potrzebnej do napędu przenośników kulekowych. Urządzenia napędowe i stawiane im wymagania. Rodzaje transportowanych materiałów i związane z tym problemy. Typowe instalacje przenośników kulekowych.

64* B24 621.867:658.28 B3—6.52

WOODLEY R. Wykorzystaj swój zakład jak najlepiej. Część IV. Przenośniki pionowe. „Get the best from your plant. Part IV. Elevators“. Mech. Handling, t. 39, nr 2, luty 52, s. 67; A4, 7 str., 4 fot., 5 rys., 3 tabl. — Zastosowanie przenośników kulekowych w przemyśle. Podział przenośników wg zasad działania, miejsca pracy i ustawienia. Dobór odpowiedniego przenośnika dla danych warunków pracy i materiału transportowanego. Części składowe przenośników. Materiały używane do produkcji tych części. Wydajność przenośników.

C. — MASZYNY I SPRZĘT BUDOWLANY

65* C 621.974:624.154:600.15 B3—6.52

MIERZWIŃSKI W. P., ZAGUDAJEWA Z. W. Aparatura badawcza do młotów katarowych parowo-powietrznych. Apparatura dla issledowanija swajnych parowozdusznich młotów. Mechaniz. Stroit., t. 8, nr 10, paźdz. 51, s. 22; A4, 3,5 str., 13 rys. — Aparatura badawcza do młotów katarowych parowo-powietrznych, składająca się z urządzeń elektromagnetycznych do pomiaru ciśnienia, sprzężonych z indykatorami ruchu tłoka. Metody i uzyskane wyniki badań.

C3 Maszyny do czerpania i ładowania urobku.

66* C3:B23 621.331.002.5:621.879:621.867 B3—6.52

TROJB JE. G. **Mechanizacja sprzętu kopanego torfu zespołem maszyn UKB-SKS**. „Mechanizacja uborki eksawatorowo torfa komplektem maszyn UKB-SKS”. Torf. Promyszl., t. 29, nr 2, luty 52, s. 8; A4, 2 str., 2 fot., 2 tabl. — Zestawienie wyników badań zespołu maszyn do sprzątania torfu, składającego się z zelektryfikowanej, samojezdnej, gąsienicowej sprzątkarki UBK-ZA z przenośnikiem skrobakowym i wywrotki gąsienicowej SKS-1. Charakterystyka techniczna. Szczegóły konstrukcyjne. Metody pracy. Zalety i wady wykonania. Wydajność i koszt eksploatacji.

67* C31 621.879.22:621.869.5:691.52 B3—6.52

KOŁKIER P. A. **Łaładunek tłucznia do wagonów kolejowych przy pomocy koparki**. „Ekskawatornaja pogruzka szczebniya w żeleznodorozhnyje wagony”. Miechaniz. Stroit., t. 9, nr 1, stycz. 52, s. 28; A4, 1 str., 1 tabl. — Badania chronometrażowe metodą inż. Kowalowa czynności łaaładunku wagonów kolejowych tłuczniya za pomocą koparek łyżkowych, z normalnymi i powiększonymi łyżkami. Zestawienie wyników i wnioski.

68* C31 621.879.22:626.8 B3—6.52

PRUSSAK B. N. **Nowe koparki do rowów D-266 i D-267 dla prac nawadniających i osuszających**. „Nowyje kanawokopatieli D-266 i D-267 dla orositielnykh i osuszitelnykh rabot”. Miechniz. Stroit., t. 8, nr 12, grudz. 51, s. 28; A4, 1,5 str., 4 fot. — Koparki do rowów D-266 i D-267. Konstrukcja i osprzęt roboczy. Charakterystyka techniczna. Wymiary i profil wykonywanych rowów. Wskaźniki wydajności.

69* C31 621.879.22:626.8 B3—6.52

RIESZCZIKOW G. W. **Zastosowanie koparek do rowów przy budowie międzykołchozowej sieci nawadniającej**. „Primienienie kanawokopatieli pri stroitielstwie miezhkołchoznoj orositielnoj sieti”. Miechaniz. Stroit., t. 8, nr 12, grudz. 51, s. 25; A4, 2,5 str., 1 fot., 2 rys., 1 tabl. — Zespołowe stosowanie maszyn do robót ziemnych dla wykonywania rowów. Konieczność ugniatania nasypów. Koparka rowów D-236A i jej wskaźniki techniczne. Schematy wykonania typowych kanałów melioracyjnych. Wskaźniki wydajności i zużycia paliwa.

70* C31 621.879.22:621.825:621.888 B3—6.52

SAWIN A. F. **Tłoki-amortyzatory dla obrotu koparki E-505**. „Porszni-amortizatory dla plawnowowo powrota ekskawatora E-505”. Miechaniz. Stroit., t. 9, nr 2, luty 52, s. 10; A4, 1 str., 3 rys. — Amortyzatory sprężynujące tłokowe do sprzęgła urządzenia rewersyjnego mechanizmu obrotu koparek E-505. Omówienie konstrukcji i charakterystyka techniczna. Próby działania mechanizmu. Oscylogramy włączeń. Badania sprężyn na wytrzymałość. Wstępne obciążenie amortyzatorów.

71* C31 658.54:331.876.2 B3—6.52

JEWSTIGNIEJEV P. N. **Zastosowanie metody inż. F. Ł. Kowalowa do prac koparek**. „Mietod inż. F. Ł. Kowalowa na ekskawatornykh rabotakh”. Miechaniz. Stroit., t. 9, nr 2, luty 52, s. 14; A4, 1,5 str., 1 rys., 3 tabl. — Zastosowanie metody inż. Kowalowa przez chronometrowanie poszczególnych czynności ekskawacji, wykonywanych przez kierowców, stosujących różne metody pracy. Metoda wzorcowa zrekonstruowania najlepszych osiągnięć poszczególnych stachanowców. Zwiększenie norm ekskawacji i wzrost wydajności.

72* C31 621.879.22 B3—6.52

AWIERIN N. D. **Wymienne łyżki do koparek jednołyżkowych**. „Smiennyye kowszy k odnokowszewym eks-

kawatoram”. Miechaniz. Stroit., t. 9, nr 2, luty 52, s. 11; A4, 3,5 str., 1 rys., 6 tabl. — Stosowanie do koparek obliczonych na pracę w gruntach IV i V kategorii łyżek o zwiększonej pojemności dla pracy w gruntach lżejszych. Perspektywy zmniejszania asortymentu i właściwego wykorzystania mocy koparek przy stosowaniu wymiennych łyżek. Zróżniczkowanie łyżek koparek włókowych. Praca zespołowa koparek włókowych i przenośników taśmowych.

73* C31 621.879.22 B3—6.52

PIETIERS JE. R. **Zagadnienie zwiększenia wydajności koparek krocących ESz — 10/75**. „K woprosu ob uwieliczenji proizwoditelnosti szagajuszczich ekskawatorow ESz — 10/75”. Miechaniz. Stroit., t. 8, nr 11, list. 51, s. 12; A4, 7,5 str., 3 rys., 4 tabl. — Znaczne zapotrzebowanie na koparki kroczące ESz-10/75. Konieczność należytego wyzyskania wielkiej ilości metalu dla uzyskania najwyższych wskaźników wydajności i zasięgu. Wywód teoretyczny, wykazujący możliwość zwiększenia wysięgu i pojemności łyżki pod warunkiem zastosowania do budowy wysięgnika duraluminium lub stali stopowych.

74* C31 621.879.22 B3—6.52

GARBUZOW Z. JE., SZLIKAJZEN S. R., CHŁOPO-TOW N. N. **Koparka E-258 na podwoziu ogumionym**. „Ekskawator E-258 na pniewmokoliosnom chodu”. Miechaniz. Stroit., t. 8, nr 11, list. 51, s. 19; A4, 3,5 str., 1 fot., 4 rys. — Prototyp koparki E-258 na podwoziu ogumionym jako modyfikacja koparki gąsienicowej E-257, z zastosowaniem tylnego mostu i znacznej ilości części produkowanego seryjnie samochodu ciężarowego Ja A Z-200. Wspólny osprzęt roboczy z koparkami E-257 i E-352. Szczegóły konstrukcyjne i charakterystyka techniczna.

75* C31 621.879.22 B3—6.52

KASJAN S. M. **Specjalna łyżka do koparek pracujących przy ładowaniu kamienia**. „Spetsialnyj kowsz dla ekskawatornoj pogruzki kamnia”. Miechaniz. Stroit., t. 8, nr 10, paźdz. 51, s. 10; A4, 1,5 str., 3 rys. — Zastosowanie koparek do prac w kamieniołomach. Zależność gabarytów łyżki od wielkości brył kamieni i wytyczne do konstrukcji łyżek specjalnych, zapewniających ekonomicznie wykorzystanie koparek.

76* C31 621.879.22:658.54 B3—6.52

WIETROW JU. A. **Zwiększenie wydajności koparek włókowych**. „Powyszenie proizwoditelnosti ekskawatorow dragajnow”. Miechaniz. Stroit., t. 6, nr 1, stycz. 52, s. 32; A4, 2,5 str., 2 rys. — Zbadanie warunków, przy których cykl roboczy koparki włókowej, obejmujący napełnienie łyżki, przyspieszony i równomierny obrót, hamowanie, wyładunek, zwrot i obrót w przeciwnym kierunku można zastąpić przez cykl, w którym powrót łyżki do wyjściowego położenia nastąpi po dokonaniu całkowitego obrotu w jednym kierunku, przy wyładunku na pełnej szybkości obrotowej. Sposób obliczania optymalnych kątów i wzrostu wydajności.

77* C31 621.34:621.879.22 B3—6.52

GRIEF E. M. **Doprowadzenie kabla do koparki bez urządzenia do odbierania prądu**. „Podwodka kabiela k ekskawatoru bez tokosjomnowo ustrojstwa”. Miechaniz. Stroit., t. 6, nr 1, stycz. 52, s. 48; A4, 0,5 str., 2 rys. — Prowizoryczne urządzenie do wprowadzenia kabla elektrycznego do kabiny koparki łyżkowej o pojemności łyżki 0,5 m³, przerobionej na napęd elektryczny. Uniknięcie stosowania skomplikowanego urządzenia do odbierania prądu. Zalety i wady urządzenia.

78* C33 621.879.24:621.209 B3—6.52

KOTLAR Z. I., ANDRIUSZCZENKO O. A. **Pogłębiarka ssąca 1000—80**. „Ziemlesos 100-80”. Wiestn. Maszinostr., t. 31, nr 12, grudz. 51, s. 25; A4, 1,5

C—MASZyny I SPRZĘT BUDOWLANY c.d.

str., 1 rys., 1 tabl. — Pogłębiarka ssąca wielkiej mocy (4400 Kw), wykonana przez Zakłady Urałchimasz dla budowy elektrowni wodnych i kanałów. Charakterystyka techniczna, omówienie szczegółów konstrukcyjnych. Schemat instalacji. Metoda pracy.

C4 Maszyny do wzruszania, czyszczenia i przesuwania urobku.

79* C4 622.331.002.5:621.879 B3—6.52

CZISTOW A. D. Próba mechanizacji robót przy obwałowaniu wałków na rozlewiskach hydrotorfu. „Opyt mechanizacji robót po ustroju walikow na polach razliwa gidrotorfa”. Torf. Promyszl., t. 29, nr 1, stycz. 52, s. 11; A4, 1,5 str., 2 rys. — Urządzenie przyczepne do ciągnika SChTZ-NATI przeznaczone do mechanizacji robót przy obwałowywaniu działek rozlewisk hydrotorfu, składające się z dwóch przym o konstrukcji żelaznej na wspólnej ramie, wcinających się w powierzchnię gruntu i kształtujących wał z torfu.

80* C42 621.879:634.982 B3—6.52

Czynność ścinania drzew przy zbiorniku wodnym Boysen Dam. „Tree clearing operation at Boysen Dam reservoir”. Engineer, tom 192, nr 4991, wrzes. 51, s. 374; A3, 1 str., 1 fot. — Zastosowanie spycharki „D 7” zaopatrzonej w piłę przymocowaną do lemiesza do ścinania starodrzewu w lasach. Prostopadłe do lemiesza osadzona jest na nim piła długości 6 stóp, która jednym przejściem ścina starodrzew do średnicy 24 cali. Wydajność ścinania sięga około 2 hektarów gęstego lasu na 8 godzin.

81* C24 621.879:629.114.2 B3—6.52

PRUSOW W. Nowa zmodernizowana spycharka D-271. Nowyj moderniziruwannyj buldozier D-271. Mechaniz. Stroit., t. 8, nr 10, paźdz. 51, s. 19; A4, 1 str., 3 fot. — Wszechstronność zastosowań spycharki w robotach ziemnych i leśnych. Osprzęt roboczy spycharki D-157, zmontowany na ciągniku S-80. Nowy typ spycharki D-271. Zmiany konstrukcyjne, mające na celu wzmocnienie zespołów roboczych, zmniejszenie ciężaru i ułatwienie obsługi.

82* C44 621.879:621.34:622.331 B3—6.52

PRIEOBRAŻENSKIJ W. A., CZUBAROW N. D. Sprzęt frezowanego torfu za pomocą zelektryfikowanych sprzątarek. „Uborka frieziernowo torfa elektrificirowannymi pieriewalocznymi maszinami”. Torf. Promyszl., t. 29, nr 1, stycz. 52, s. 5; A4, 4,5 str., 2 fot., 3 rys. — Zespół zelektryfikowanych sprzątarek frezowanego torfu, składający się z maszyny do wałków SWF-2 i maszyny przerzutowej UPF-2. Charakterystyka techniczna. Technologia i schematy pracy zespołu maszyn. Wydajność w zależności od ilości cykli.

83* C44 621.879:622.331 B3—6.52

GAMYGIN Ł. A. Wyniki pracy maszyn UKB-TUM w przedsiębiorstwie torfowym. „Tugoleskij Bor” w sezonie 1951 r. „Itogi raboty maszin UKB-TUM na torfopriedpriatij „Tugoleskij Bor” w sezonie 1951 g.” Torf. Promyszl., t. 29, nr 2, luty 52, s. 5; A4, 3,5 str., 5 tabl. — Próba pracy sprzątarek UKB-TUM w przedsiębiorstwie „Tugoleskij Bor”. Nieosiągnięcie

przewidywanego stopnia mechanizacji z powodu awarii maszyn. Zestawienie wydajności i pracochłonności sprzątania zmechanizowanego, półmechanizowanego i ręcznego. Zestawienie kosztów własnych. Wnioski z prób.

84* C44:C84 621.879:625.7.002.5 B3—6.52

ZIGAŁOW A. T. Poszerzacz D-245 do zgarniarki samochodowej D-144 dla kopania rowów przy poszerzaniu asfaltowanej jezdni. „Usziritiel D-245 k awtogrieditieru D-144 dla rytja koryt pri usziritienji asfaltirowannoj czasti dorogi”. Mechaniz. Stroit., t. 9, nr 2, luty 52, s. 17; A4, 2 str., 4 fot., 1 rys. — Przyczepny poszerzacz D-245 do lemiesza samochodowej zgarniarki D-144 do kopania rowów przy jezdniach dróg asfaltowych w celu poszerzenia jezdni. Konstrukcja i charakterystyka techniczna. Omówienie wyników prób komisyjnych. Stosowanie poszerzacza przy budowie dróg jednokierunkowych dwupasmowych.

C5 Maszyny do przygotowania kruszywa.

85* C51 621.926 B3—5.2

Kruszarka szczękowa z wahlwą szczęką. „Balanced-jaw rock crusher”. Engineering, tom 173, nr 4490, luty 52, s. 203; A3, 1 str., 2 fot. — F-ma Armstrong-Whitworth Co Ltd produkuje w Anglii kruszarkę amerykańskiego typu „Kue-Ken”. Znamienne są one ustawieniem szczęk, wywierających bezpośredni nacisk na ośrodek kruszony, bez tarcia i ścierania. Daje to mniejsze zużycie szczęk. System smarowania pozwala na 350 do 425 roboczych ruchów szczęki na minutę.

86* C51 621.926:622.331 B3—6.52

GAŁYBIN N. A. Charakterystyka doświadczalna bezrusztowej młoteczkowej kruszarki MD-900. „Eksperimentalnaja charakteristika bezkołnikowej młotkowej drobitki MD-900”. Torf. Promyszl., t. 29, nr 2, luty 52, s. 17; A4, 4 str., 2 rys., 5 tabl. — Wyniki badań fabrycznych prototypu bezrusztowej kruszarki młoteczkowej MD-900 do rozdrabniania torfu przed brykietowaniem. Charakterystyka techniczna i szczegóły konstrukcji. Zużycie mocy i wydajności w zależności od jakości torfu.

C8 Maszyny do budowy i utrzymania nawierzchni drogowych.

87* C82 625.7.002.5:621.431 B3—6.52

PRUSSAK B. N. Walce drogowe silnikowe D-178A i D-178B. „Motornyje katki D-178A i D-178B”. Mechaniz. Stroit., t. 9, nr 1, stycz. 52, s. 20; A4, 2 str., 2 fot., 3 rys., 1 tabl. — Nowe walce drogowe dla jezdni asfalto-betonowych: tandem D-178A i triplex D-178B. Unifikacja zespołów. Sterowanie hydrauliczne. Balastowanie kół wodą. Osprzęt roboczy. Charakterystyka techniczna. Schematy walcowania nawierzchni walcem triplex.

88* C82 625.7.002.5 B3—6.52

DIENISOW W. N. Walce na oponach D-219 i D-242. „Pniewmoriezinowyje katki D-219 i D-242”. Mechaniz. Stroit., t. 8, nr 12, grudz. 51, s. 29; A4, 1,5 str., 1 fot., 1 rys., 1 tabl. — Walce przyczepne na oponach do ugniatania gruntu ze skrzynią do balastowania. Prostota i skuteczność urządzenia. Konstrukcja i wymiary. Charakterystyka techniczna. Wskaźniki wydajności.

Niniejszy Przegląd Bibliograficzny zawiera jedynie część analiz dokumentacyjnych publikacji z zakresu techniki. Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci kart dokumentacyjnych wydawanych przez Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa, ul. Ligońska 8) — CIDNT przyjmuje prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować zarówno całą dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. Cena karty dokumentacyjnej wynosi w prenumeracie 10 groszy.

CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno przeglądem bibliograficznym jak i kartami dokumentacyjnymi.

Gwiazdkami, obok porządkowych liczb artykułów, oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotekach poszczególnych ośrodków.



KOMUNIKAT

Naczelna Organizacja Techniczna, powołując się na ustawę z dnia 18.VII.1950 r., przypomina o obowiązku rejestracji inżynierom i technikom, którzy ukończyli wyższe lub średnie szkoły techniczne po upływie ogólnej rejestracji inżynierów i techników.

Rejestracji należy dokonać w Biurze Rejestru Inżynierów i Techników w Warszawie, ul. Czackiego 3/5, lub w wojewódzkich Oddziałach NOT, a mianowicie:

Białystok, ul. Biała 1

Bydgoszcz, al. Wyzwolenia 5

Gdańsk, ul. Świerczewskiego 40

Katowice, ul. Stawowa 19

Kielce, ul. Sienkiewicza 53

Kraków, ul. Straszewskiego 28

Lublin, ul. Szopena 8

Łódź, ul. Piotrkowska 102

Olsztyn, ul. Szrajbera 11

Poznań, ul. Alfreda Lampe 21

Rzeszów, ul. Okrzei 5

Szczecin, al. Wojska Polskiego 99

Wrocław, ul. Świerczewskiego 74

Osobom, które już dokonały obowiązku rejestracji, przypomina się o konieczności zgłaszania zmian, podlegających wpisaniu do rejestru, odnoszących się do: 1) zakończenia studiów, 2) zmiany miejsca pracy, 3) zmiany stanowiska, 4) zmiany miejsca zamieszkania, 5) zmiany nazwiska itp., zgodnie z art. 7. p. 1 ustawy z dnia 18 lipca 1950.

Zmiany poparte dokumentami należy zgłaszać osobiście lub drogą korespondencji do Biura Rejestru Inżynierów i Techników w Warszawie, ul. Czackiego 3/5

INFORMACJE

w sprawie rozprowadzania „Prac Instytutów Naukowo-Badawczych“, wydawanych przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne

W obrocie księgarskim „Domu Książki“ znajdują się „Prace“ następujących instytutów:

Centralnego Instytutu Ochrony Pracy

Głównego Instytutu Górnicztwa

Głównego Instytutu Lotnictwa

Głównego Instytutu Pracy

Głównego Urzędu Miar

Instytutu Architektury i Urbanistyki

Instytutu Budownictwa Mieszkaniowego

Instytutu Celulozowo-Papierniczego

Instytutów Chemii Przemysłowej

Instytutu Elektrotechniki

Instytutów Mechanicznych

Instytutu Metalurgii

Instytutu Naftowego

Instytutu Odlewnictwa

Instytutu Organizacji i Mechanizacji Budownictwa

Instytutu Przemysłu Rolnego i Spożywczego

Instytutu Przemysłu Skórzanego

Instytutu Techniki Budowlanej

Instytutu Torfowego

Instytutu Włókiennictwa

Przemysłowego Instytutu Telekomunikacji

W celu zapewnienia zainteresowanym systematycznej dostawy kolejnych zeszytów „Prac Instytutów Naukowo-Badawczych“, Księgarnia Techniczna „Dom Książki“ w Warszawie, ul. Bracka 20 wprowadza z dniem 1 kwietnia 1952 r. system abonamentowy dostawy (sprzedaż wiązana) w/w wydawnictw. Zakłady pracy, instytucje i osoby prywatne, które pragną otrzymywać „Prace INB“ winny przesłać zamówienie na dostawę tych wydawnictw do ww księgarni „Domu Książki“.

W zamówieniu należy podać:

a) dokładny adres zamawiającego

b) pełną nazwę instytutów, których „Prace“ mają być dostarczone

c) ilość egzemplarzy zamawianych „Prac“, oddzielnie dla każdego instytutu.

Przesłane zamówienie zobowiązuje do odbioru i opłacenia wszystkich zeszytów, wychodzących w ramach planu wydawniczego danego instytutu na rok 1952.

Na podstawie zamówień, ww księgarnia „Domu Książki“ będzie wysyłać zamawiającemu kolejne zeszyty „Prac INB“ z roku 1952. Przesyłka następuje w miarę ukazywania się poszczególnych zeszytów, za zaliczeniem pocztowym z doliczeniem kosztów przesyłki. Księgarnia będzie dostarczać również na zamówienie poszczególne zeszyty „Prac INB“ z roku 1951 w miarę posiadania ich na składzie.

Niezależnie od rozprowadzania „Prac INB“ systemem abonamentowym, są one do nabycia w następujących księgarniach „Domu Książki“:

Gdańsk—Wrzeszcz ul. Grunwaldzka 8

Gliwice ul. Zwycięstwa 31

Katowice ul. Młyńska 2

Kraków ul. Rynek 36

Łódź ul. Piotrkowska 45

Poznań ul. Paderewskiego 6

Rzeszów

Szczecin

Warszawa

Warszawa

Warszawa

Wrocław

ul. 3 Maja 2

ul. Sikorskiego 7

ul. Bracka 20

ul. Poznańska 12

ul. Wilcza 27

Rynek 14

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

polecają książki z zakresu metaloznawstwa, mechaniki i dziedzin pokrewnych

- Ansjerow M.: **Uchwyty i przyrządy do tokarek i szlifierek do okrągłego szlifowania**, tłum. z ros. M. Wakalski, 1951, str. 207, zł. 50.—
- Azarow A.: **Automatyzacja obróbki na tokarkach**, tłum. z ros. K. Ukielski, 1951, str. 122, zł. 15.—
- Daskowski Ł.: **Atlas przyrządów i uchwytów do obróbki skrawaniem**, tłum. z ros. W. Mermon, 1951, str. 171, zł. 39.—
- Dobór kół zmianowych. Pomocnicze tablice liczbowe (praca zbiorowa), tłum. z niem. E. Zieloniewski, 1951, str. 206, zł. 13.50
- Gostiew W.: **Kontrola techniczna i zwalczanie braków w przemyśle maszynowym**, tłum. z ros. S. Kowalczyk, 1951, str. 76, zł. 4.—
- Gosztowtt L.: **Uszczelnienia**, 1951, str. 230, zł. 22.—
- Hoare W. E.: **Cynowanie na gorąco**, tłum. z ang. K. Tarnowski, 1951, str. 152, zł. 15.—
- Josza-Humiński B.: **Co każdy palacz kotłowy wiedzieć powinien**, wyd. II, 1951, str. 72, zł. 3.50
- Jasnogorodski I.: **Ogrzewanie metali i stopów w elektrolizie**, tłum. z ros. W. Chitruk, 1951, str. 124, zł. 20.50
- Kieffer R., Hotop W.: **Metalurgia proszków i materiały spiekane**, tłum. z niem. W. Rotkowski, 1951, str. 448, zł. 65.—
- Lewis W. R.: **Lutowanie miękkie**, tłum. z ang. K. Tarnowski, 1951, str. 128, zł. 10.50
- Lewicki T.: **Części maszyn**, 1951, str. 126, zł. 10.50
- Lapiński J.: **Metalizacja natryskowa, część I — Urządzenia i organizacja warsztatu**, 1951, str. 60, zł. 7.—, część II — **Wykonanie**, 1951, str. 120, zł. 18.—
- Makarewicz B., Michejew W., Tichwiński W.: **Regeneracja narzędzi skrawających**, tłum. z ros. W. Ostrowski, 1951, str. 186, zł. 34.—
- Miagkow W.: **Tolerancje i pasowania obowiązujące w ZSRR**, tłum. z ros. R. Baranowicz, 1951, str. 204, zł. 37.—
- Miracki J.: **Przeciąganie**, 1951, str. 118, zł. 18.—
- Moszyński W.: **Wykład elementów maszyn, część I — Połączenia**, wyd. II, 1951, str. 440, zł. 32.—, część II — **Łożyskowanie**, wyd. II, 1951, str. 328, zł. 30.—, część III — **Napędy**, wyd. II, 1951, str. 342, zł. 28.—
- Nowikow M.: **Konstrukcja przyrządów montażowych**, tłum. z ros. W. Ostrowski, 1952, str. 280, zł. 42.—
- Palmgren A.: **Łożyska toczne**, tłum. z ang. J. Babiński, 1951, str. 238, zł. 26.—
- Pilarczyk J.: **Kurs spawania elektrycznego**, wyd. III (w pytaniach i odpowiedziach), 1951, str. 123, zł. 7.—
- Pełczyński T., Sypniewski R.: **Metaloznawstwo**, wyd. II, 1951, str. 196, zł. 7.—
- Pietkiewicz K., Luliniecki A.: **Poradnik mistrza**, tłum. z ros. S. Albrycht, 1951, str. 94, zł. 12.20
- Piotrowski P.: **Ślusarstwo**, 1951, str. 136, zł. 7.50
- Poradnik techniczny — Mechanika** (dzieło zbiorowe pod red. A. T. Troskolańskiego), tom I, część 2, wyd. III, 1950 — zeszyty 7—8, 9—10, 11
tom I, część 2, wyd. III, 1951 — zeszyty 12, 13, 14, 15
tom II, część 4, wyd. III, 1951 — zeszyt 1
tom II, część 4, wyd. III, 1952 — zeszyty 2, 3
tom IV, część 3, wyd. III, 1951 — zeszyt 1
tom IV, część 3, wyd. III, 1952 — zeszyty 2, 3
Cena pojedynczego zeszytu zł. 9.—, podwójnego zł. 18.—
- Pufal Z.: **Spawanie miedzi, mosiądzu i brązu**, 1951, str. 90, zł. 10.—
- Russjan S.: **Normowanie techniczne w odlewnictwie**, tłum. z ros. M. Skarbiński, 1952, str. 168, zł. 30.—
- Romanowski W.: **Tłoczenie wielotaktowe**, tłum. z ros. S. Grzymałowski, 1951, str. 108, zł. 23.—
- Smiriagin A., Szpagin A.: **Stopy cynowe i ich stopy zamienne**, tłum. z ros. B. Dobrzyński, 1951, str. 96, zł. 10.—
- Szupp B.: **Kurs spawania acetylenowego** (w pytaniach i odpowiedziach), wyd. IV, 1952, str. 108, zł. 6.—
- Szupp B.: **Podręcznik spawania acetylenowego**, wyd. II, 1951, str. 341, zł. 22.—
- Szyborski W.: **Materiały wysokoogniotrwałe**, 1951, str. 130, zł. 26.—
- Troskolański A. T.: **Hydromechanika techniczna**, tom I, — **Hydromechanika racjonalna**, 1951, str. 352, zł. 40.—
- Winogradow L.: **Podstawowe wiadomości dla ustawiaczy tłoczników**, tłum. z ros. R. Baranowicz, 1951, str. 60, zł. 7.50

KSIAŻKI POPULARNO-NAUKOWE

- Chmielewski H.: **Logarytmiczny suwak rachunkowy**, wyd. II, 1951, str. 46, zł. 3.60
- Lisiecki L.: **Doraźna pomoc wypadkowa**, 1951, str. 168, zł. 8.—
- Mierzanowski W.: **Jak walczyć z pożarami**, 1951, str. 48, zł. 0.80
- Perelman J.: **Mechanika w kalejdoskopie**, tłum. z ros. J. Smolak, 1950, str. 149, zł. 4.—
- Piotrowski P.: **Ślusarstwo**, 1951, str. 136, zł. 7.50
- Sawaszyński J.: **Przeciwpożarowe zaopatrzenie wodne**, wyd. II, część I, 1950, str. 152, zł. 9.—, część II, 1950, str. 336, zł. 16.50, część III i IV 1950, str. 203, zł. 12.50
- Śladem inżyniera Kowalowa** (sprawozdanie z narady inżynierów i techników w Katowicach), 1951, str. 68, zł. 4.—
- Troskolański J.: **Matematyka w zarysie w zakresie szkół średnich**, 1951, str. 276, zł. 18.50
- Weaver E. C., Foster L. S.: **Chemia otaczającego nas świata**, tłum. z ang. H. i T. Zamoyscy, 1950, str. 158, zł. 10.50

Do nabycia w księgarniach technicznych DOMU KSIAŻKI