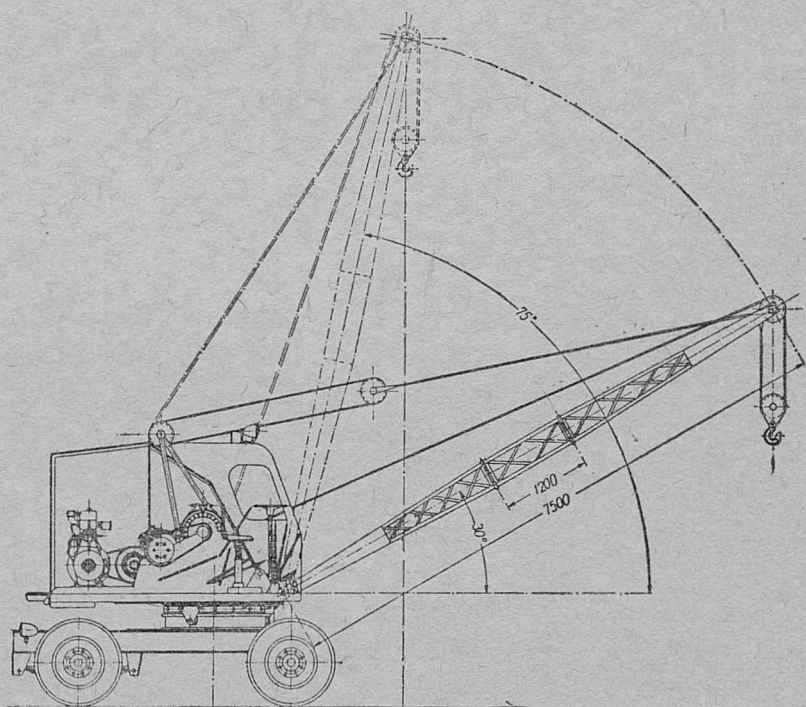


A 11925

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



Żuraw samojezdny o udźwigu 5 t.



ROK XII

MARZEC 1953

ZESZYT 3

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

SPIS TREŚCI ZESZYTU 3/53

ARTYKUŁY GŁÓWNE

	Str.
<i>Dr inż. Tadeusz Jakubowski</i> — Zmienność częściowa czyli procentowa	93
<i>Prof. dr inż. Wacław Moszyński</i> — Uwagi w sprawie przekładni globoidalnych	100
<i>Mgr inż. Władysław Pac</i> — Badania na pełzanie i grafityzację rur kotłowych	104
<i>Mgr inż. Henryk Hawrylak, Mgr inż. Tadeusz Żur</i> — Rozwiązania konstrukcyjne żurawi samojezdnych na podwoziu ogumionym	109
<i>Mgr inż. Michał Suckewer</i> — Modernizacja kotłów parowych dla zapobieżenia zażużlenia powierzchni ogrzewalnych	115
<i>Dr inż. Adam Kręglewski</i> — Bezpośredni napęd lokomotyw spalinowych (dokończenie)	123
<i>Mgr inż. Henryk Leśkiewicz</i> — Na marginesie działu automatyki z zeszytu Nr 11 Przeglądu Mechanicznego 1952	125

PRZEGŁĄD PRASY TECHNICZNEJ

Przyrząd umożliwiający automatyzację tokarek — <i>W. K.</i>	126
Szybkościowe projektowanie przyrządów — <i>W. L.</i>	108
Przyrząd do badania sztywności obrabiarek — <i>J. St. K.</i>	127
Przekładanie czołowe z kół zębatach eliptycznych — <i>J. St. K.</i>	127
Przyrządy w budowie maszyn — <i>W. L.</i>	128
Napęd okrętów spalinowo-turbinowy — <i>Z. R.</i>	128

BIBLIOGRAFIA

Z żałobnej karty

Do zeszytu załączony jest: Przegląd Dokumentacyjny Mechaniki stron 8, Biuletyn Instytutu Obróbki Plastycznej—str. 2 ukaże się w zeszycie 4/53

W NASTĘPNYM ZESZYCIE

ukazą się m. in. artykuły

Statystyczna kontrola odbiorcza
 Podstawy oceny gładkości powierzchni
 Ustalenie programu produkcyjnego zakładu przemysłowego
 Obliczanie optymalnych parametrów turbin gazowych
 Metody badań zużycia części silników spalinowych
 Podstawy normalizacji zderzaków suwnicowych.

WARUNKI PRENUMERATY

Prenumerata normalna	Prenumerata ulgowa (½ ceny prenum. norm.)
Kwartalna zł 27.—	Z prenumeraty ulgowej mogą korzystać członkowie stowarzyszeń technicznych NOT, członkowie klubów racjonalizacji i techniki oraz studenci szkół wyższych. Zgłoszenia (tylko zbiorowe) przez oddziały wojewódzkie NOT oraz koła naukowe studentów przyjmuje PPK „Ruch” Warszawa, ul. Srebrna 12, Centralna Ekspedycja, po uprzednim wpłaceniu należności na konta PKO Nr I-14000/110.
półroczna „ 54.—	
roczna „ 108.—	
Zgłoszenia przyjmują wyłącznie urzędy pocztowe oraz listonosze wiejscy i miejscy. Termin zgłoszenia prenumeraty upływa z dniem 15 każdego miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty.	

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna 1953. Warszawa.
 Nakład 5400 egz. Ark. wyd. 10 — druk 6. Papier druk. sat. kl. V, 60 gr, 86×122/16.
 Oddano do składania 4.2.1953. Podp. do druku 5.3.1953. Druk ukończono 10.3.1953
 Drukarnia im. Rewolucji Październikowej, Warszawa, Mińska 65. Zam. Nr 109c/53. 4-B-11476.
 Cena 9 zł.

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

Zamienność częściowa czyli procentowa

621-2:621.753.1:519.22

Dr inż. TADEUSZ JAKUBOWSKI

Artykuł omawia cel i zakres zastosowania zamienności częściowej, krzywe błędów „obróbki skrupowanej“, krzywe błędów wymiaru wypadkowego i wzory uproszczone dla określenia praktycznie granicznych wartości pola rozrzutu wymiaru wypadkowego.

1. Uwagi ogólne

Zamienność całkowita umożliwia złożenie zespołu z części dowolnych, lecz wykonanych na założone wymiary i zapewnia od razu wymagane działanie zespołu. Wynik ten uzyskuje się wyznaczając odpowiednie tolerancje dla poszczególnych ogniw łańcucha wymiarowego i biorąc w rachubę przypadek krańcowy: graniczne odchyłki w najniekorzystniejszym układzie¹⁾.

Przy zamienności procentowej (częściowej) nie dążymy do zachowania w każdym przypadku założonych dla wskaźników zamienności granic, lecz zadowalamy się prawdopodobieństwem, iż ilość wadliwych zespołów nie przekroczy pewnego procentu, najczęściej $0,27 \pm 0,3\%$. Gdy trafi się zespół wadliwy, można wymienić np. jedną część o największym wpływie na wartość wskaźnika zamienności i uzyskać w ten sposób sprzęt o przepisowym działaniu; taka wymiana części w produkcji stosowana w rzadkich wypadkach jest korzystniejsza, niż ogólne zacieśnianie tolerancji, gdyż podraża to wyroby. Krańcowo niekorzystny zbieg odchyłek wymiarowych zdarza się bardzo rzadko, zwłaszcza przy większej ilości wymiarów. Częściej można stwierdzić, że niewielkie przekroczenia wartości granicznych nie powodują wadliwego działania zespołu, i to właśnie podrywa zaufanie warsztatów do założonych tolerancji. Lepiej więc, jeżeli nie jest wymagana 100% zmienność, poszerzyć tolerancje trudniejszych do wykonania części, niż demoralizować warsztat częstymi odstępstwami od tolerancji założonych.

Właściwy zakres zastosowania zamienności częściowej stanowią łańcuchy o większych ilościach wymiarów, zwłaszcza gdy wymiar zamykający — wskaźnik zamienności — ma ciasne tolerancje, nieekonomiczne lub nawet nieosiągalne przy danym wyposażeniu warsztatów.

Zamienność częściowa wyłącza dobieranie części przy składaniu zespołów, ponieważ dobiera-

nie powoduje zakłócenia w przypadkowości zjawisk, wskutek czego tracą ważność metody obliczeniowe zwykle stosowane w tego rodzaju zamienności.

2. Błędy wymiarowe obróbki wiórowej

Przy obróbce (w praktycznie jednakowych warunkach) serii jednakowych przedmiotów otrzymujemy zawsze pewne różnice w wymiarach. Wynika to z licznych i nieuchwytnych wpływów różnych czynników, jak: niedokładności obrabiarki i narzędzi, sposobu zamocowywania przedmiotu, błędów robotnika, niejednorodnego materiału, zmiennych grubości warstw do skrawania, zużywania się narzędzi i sprawdzianów, zmiennej temperatury obrabiarki i przedmiotu itp.

Otrzymanie więc w obróbce określonego wymiaru należy do zdarzeń natury przypadkowej, do których można stosować teorię prawdopodobieństwa.

Przy produkcji wielkoseryjnej lub masowej, a więc na zasadach zamienności części, w rachubę wchodzi tylko „obróbka skrupowana“, do której zalicza się obróbkę na automatach lub na obrabiarkach nastawionych na uzyskiwanie pewnych z góry założonych wymiarów.

Przedmioty wykonane przy jednora-zowym nastawieniu obrabiarki tworzą jedną serię produkcyjną. Wynik wymiarowy obróbki nie zależy od umiejętności robotnika, poza zakładaniem przedmiotu w uchwyt, dosuwaniem do zderzaków ograniczających ruchy robocze obrabiarki (np. w rewolwerówkach) i jednora-zowym, dla pewnego okresu czasu, ustawieniu narzędzi oraz kierujących organów obrabiarki.

Gdy żaden z licznych czynników przypadkowych nie jest znacznie większy od pozostałych, krzywa błędów jest zbliżona do krzywej Gaussa

$$y = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}} \quad [1]$$

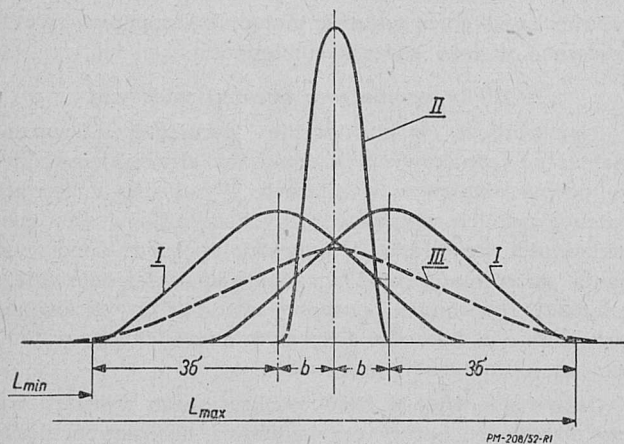
W praktyce obok błędów przypadkowych występują również błędy systematyczne stałe lub zmienne wg pew-

¹⁾ Patrz „Mechanik“ 1951, str. 109 ÷ 115 i 329 ÷ 331.

nych praw. Błędy systematyczne stałe mogą pochodzić np. od wadliwego uchwytu lub narzędzia. Błędy systematyczne zmienne wynikają np. od stopniowego zużywania się narzędzi, sprężystych odkształceń systemu: obrabiarka — narzędzie — przedmiot itp. Błędy systematyczne stałe przesuwają tylko oś symetrii krzywej *Gaussa* w pewnym kierunku (wielkość a we wzorze [1] przyjmuje inną stałą wartość). Błędy systematyczne zmienne powodują ponadto zniekształcenie krzywej błędów. Należy nadmienić, że wyłączenie z całkowitej ilości wykonanych przedmiotów jednej serii, pewnych części o wymiarach przekraczających założone granice, również zniekształca krzywe błędów²⁾.

Przyjmijmy na razie, że krzywa błędów jest krzywą *Gaussa*, i że obróbka jest obarczona tylko błędami systematycznymi stałymi, a ilość braków wymiarowych nie przekracza 0,27%.

Na rys. 1 pokazano dwa skrajne położenia krzywej *I Gaussa* w założonym polu tolerancyjnym. Na tym oraz na następnych rysunkach, krzywe *Gaussa* są narysowane schematycznie w granicach praktycznie wykorzystanych, tj. w granicach $\pm 3\sigma$ licząc od osi symetrii. Dokładność obróbki będzie zapewniona, jeżeli praktyczne pole rozrzutu krzywej *Gaussa* równe 6σ nie przekroczy w żadnej serii założonych granic pola tolerancyjnego.



Rys. 1.

Dokładność obrabiarki charakteryzuje dwie wielkości łącznie: a) pole rozrzutu wymiarów w jednej serii produkcyjnej (na rys. 1, pole 6σ); b) pole rozrzutu wymiarów średnich poszczególnych serii produkcyjnych (na rys. 1, pole $2b$).

Odchylenie średnie σ charakteryzuje dokładność obrabiarki przy jednorazowym nastawieniu, tj. przy obróbce jednej serii produkcyjnej. Można przyjąć, że w pewnym okresie użytkowania obrabiarki i przy obróbce jednakowych przedmiotów wielkość σ ma stałą wartość.

Pole $2b$ rozrzutu wymiarów średnich określa z jaką dokładnością można nastawić obrabiarkę na pewien z góry założony wymiar przeciętny. Dokładność nastawienia obrabiarki na określony wymiar w dużej mierze zależy od umiejętności ustawiaacza.

Wielkość σ i b , określone w pracy, do której dana obrabiarka jest przeznaczona, lepiej charakteryzują dokładność obrabiarki, niż stosowane w warunkach odbiorczych parametry geometryczne: równoległość, prostopad-

łość, współosiowość itd. Te ostatnie parametry są zresztą ważne ze względu na geometryczną prawidłowość kształtów obrabianych przedmiotów i łącznie z wielkościami σ i b dają pełną charakterystykę dokładności obrabiarki.

Jeżelibyśmy chcieli, aby ilość braków wymiarowych w żadnej serii obróbkowej nie przekroczyła 0,27%, wówczas założone pola tolerancyjne powinny być równe $6\sigma + 2b$ (rys. 1). Jeżeli zaś odsetek 0,27 odnosi się nie do każdej serii, lecz określa przeciętny % braków całej produkcji (duża ilość poszczególnych serii produkcyjnych), wówczas można założyć mniejsze pole tolerancyjne, niż $6\sigma + 2b$.

Przypuśćmy, że rozrzuty wymiarów średnich są posłuszne prawu *Gaussa*³⁾ (krzywa II na rys. 1). Składając krzywe błędów I i II otrzymamy krzywą błędów całej produkcji wykonanej na danej obrabiarence (krzywa III) — również krzywą *Gaussa* o odchyleniu średnim σ_1 (równym⁴⁾): $\sigma_1 = \sqrt{\sigma^2 + (b/3)^2}$.

W praktyce ilość partii produkcyjnych jest ograniczona. Bardziej więc odpowiada rzeczywistości przyjęcie założenia, że do składania w zespoły idą części o pewnych, stałych charakterystykach dokładności wykonania. Na tym założeniu są oparte metody obliczeniowe stosowane w analizie zamienności procentowej.

Rys. 2. przedstawia cztery charakterystyczne położenia krzywej błędów w założonym polu tolerancyjnym. Wg rys. 2a dokładność obróbki równa się dokładności obrabiarki przy założeniu, że nastawianie obrabiarki jest matematycznie dokładne ($b = 0$), co jest niemożliwe. Przykład ten wykorzystamy w dalszym ciągu przy omawianiu wzorów uproszczonych dla obliczania wymiarów wypadkowych.

Najczęstszy przypadek przedstawia rys. 2b. Krzywa błędów zajmuje położenie zbliżone do wymiaru określającego $\max$, mat. Pole rozrzutów odchyleni wymiarowych (6σ) jest mniejsze niż założone pole tolerancyjne i uwzględnia niedokładność nastawiania obrabiarki (wielkość $2b$ wg rys. 1).

N. A. Borodaczew w poprzednio wspomnianej pracy²⁾ określa dokładność nastawienia obrabiarki w następujący sposób:

- $b \leq \sigma$ nastawienie dokładne,
- $b \geq 6\sigma$ „ wadliwe, nie do przyjęcia.

Być może, że dokładność nastawienia $b = (2 \div 3)\sigma$ należy uznać za zadowalającą, lecz wymagałoby to potwierdzenia na drodze obszernych badań praktycznych.

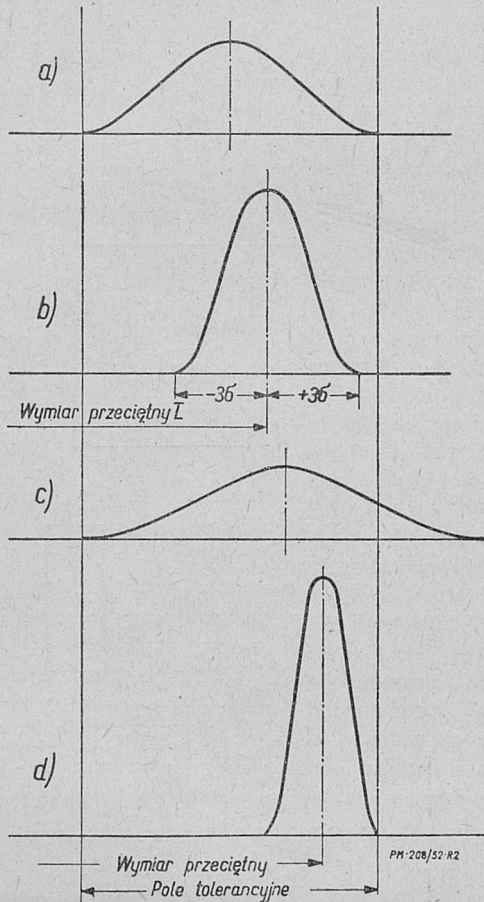
Wg rys. 2c wymagana dokładność obróbki jest większa niż dokładność obrabiarki. W celu zmniejszenia ilości braków nie do poprawienia za pomocą dodatkowej obróbki, krzywa błędów została przesunięta w stronę $\max$, mat. Ustawiacz tak nastawił obrabiarkę, aby wykonywane przedmioty miały raczej nadmiar materiału, który można usunąć za pomocą dodatkowej obróbki wadliwych przedmiotów. Zakreskowana część pola przedstawia stosunkową ilość nadmiarowych przedmiotów.

³⁾ Niektórzy autorzy radzieccy uważają za słuszniejsze prawo równego prawdopodobieństwa.

⁴⁾ Ograniczenie pola rozrzutu krzywej *Gaussa* do wielkości 6σ powoduje małe błędy, nie mające zresztą praktycznego znaczenia, przy składaniu krzywych błędów. Składanie krzywych błędów oznacza umownie, że znajdujemy krzywą błędów wymiaru $z = x + y$ (lub $x - y$) znając krzywe błędów wymiarów x i y .

²⁾ Liczne przykłady zniekształceń krzywych błędów zawiera praca N. A. Borodaczewa pt. „Analiz jakości i dokładności produkcji” Maszgin 1946 r.

Wypadek taki może zachodzić w przypadku braku dokładniejszej obrabiarki, lecz nie wchodzi w rachubę przy produkcji wielkoseryjnej, przy której wymiar ostateczny w danej operacji uzyskuje się po jednorazowym przejściu narzędzia skrawającego.



Rys. 2.

Wg rys. 2d wymagana dokładność obróbki jest z n acznie mniejsza niż dokładność obrabiarki. Wypadek ten jest niekorzystny w znaczeniu ekonomicznym (dokładna obrabiarka dla niedokładnej obróbki) i dla zamienności części na zasadach pasowań, gdyż w krańcowych położeniach krzywych błędów wymiary średnie mogą być bardzo zbliżone do wymiarów granicznych, przez co rodzaj pasowania może ulec zmianie. Odbiór na sprawdziany graniczne nie wykaże jednak pogorszenia się jakości produkcji.

3. Prawdopodobny wymiar wypadkowy. Łańcuchy wymiarowe proste

Przy obliczaniu prawdopodobnego wymiaru wypadkowego opieramy się na krzywych błędów poszczególnych wymiarów składowych. W dalszym ciągu przyjmujemy, że krzywe błędów są krzywymi Gaussa i ponadto zakładamy:

a) współpracujące części zespołu mają prawidłowe kształty geometryczne, czyli że nie bierzemy w rachubę błędów kształtu i położenia: błędów równoległości, prostopadłości, symetrii itp. Uwzględnianie tych błędów skomplikowałoby ogromnie obliczenia nie zwiększając w znacznym stopniu dokładności.

b) Między wymiarami nie ma zależności funkcyjnej ani korelacyjnej i w samym zespole nie dokonuje się żadnych czynności dodatkowych, w postaci wymiany lub zmiany położenia jednych części w stosunku do innych w zależności od każdorazowego zbiegu odchylek wymiarowych.

Przy prawidłowym wymiarowaniu części zespołu poszczególne wymiary są niezależne jedne od drugich. Zależność korelacyjna może zachodzić np. przy jednoczesnej obróbce we wspólnym uchwycie kilku części składowych danego zespołu jednym narzędziem, przy czym uzyskiwane wymiary wchodzą do wspólnego łańcucha wymiarowego (wypadek rzadki).

Wymiar wypadkowy X — wskaźnik zamienności — równa się w łańcuchu prostym sumie algebraicznej wymiarów składowych, na przykład:

$$X = A_1^{a_1} + A_2^{a_2} + A_3^{a_3} + \dots$$

Dla dowolnych krzywych błędów wymiar przeciętny $\bar{X}$ równa się sumie algebraicznej wymiarów przeciętnych:

$$\bar{X} = \bar{A}_1 + \bar{A}_2 + \bar{A}_3 + \dots \quad [2]$$

a odchylenia średnie $\sigma_X = \sqrt{\sigma_{A1}^2 + \sigma_{A2}^2 + \sigma_{A3}^2 + \dots}$ [3]

Jeżeli poszczególne krzywe Gaussa, w granicach praktycznie wykorzystywanych (6σ) mieszczą się całkowicie w założonych polach tolerancyjnych (rys. 1a, b, d), wówczas sumaryczna krzywa błędów wymiaru X będzie również krzywą Gaussa. Największy (lub najmniejszy) wymiar wypadkowy X z prawdopodobieństwem równym 0,9973 określi równanie:

$$X = \bar{A}_1 + \bar{A}_2 + \bar{A}_3 + \dots \pm 3 \sqrt{\sigma_{A1}^2 + \sigma_{A2}^2 + \sigma_{A3}^2 + \dots} = \sum_i \bar{A}_i \pm 3 \sqrt{\sum_i \sigma_{A_i}^2} \quad [4]$$

Prawdopodobieństwo przekroczenia granic w ten sposób określonego wymiaru, który w analizie nosi nazwę wymiaru *praktycznie największego* (lub *najmniejszego*), sięga 0,3%, czyli że liczymy się z tym, iż 0,3% zespołów mogą działać wadliwie.

Dotychczas przyjmowaliśmy, że odchylenia wymiarów od wartości przeciętnych są posłuszne prawu Gaussa i że praktyczne pole rozrzutów mieści się w założonym polu tolerancyjnym i na tym założeniu jest oparty wzór [4].

W rzeczywistości, prócz błędów przypadkowych i systematycznych stałych, obróbka bywa obciążona w większej lub mniejszej mierze błędami systematycznymi zmiennymi. Rzeczywiste krzywe błędów mogą się znacznie różnić od krzywej Gaussa. Wzory [2] i [3] są ważne również w tych wypadkach, lecz sumaryczna krzywa błędów wymiaru X nie będzie krzywą Gaussa, co stanowiło konieczny warunek ścisłości wzoru [4].

Zasadniczo rzecz biorąc, można by i w tych warunkach obliczyć analityczne równanie krzywej sumarycznej, lecz stanowi to zadanie trudne pod względem matematycznym i bardzo pracochłonne. Jak zwykle w zagadnieniach natury praktycznej rezygnujemy w razie potrzeby z większej dokładności na korzyść prostoty. Wiadomo, że suma licznych, niezależnych wielkości przypadkowych, wśród których nie ma dominujących, w dużym stopniu podlega prawu Gaussa bez względu na to, wg jakiego prawa kształtują się błędy poszczególnych wielkości. Jest to główna przyczyna, łącznie z dużymi

ułatwieniami natury matematycznej, szerokiego stosowania w praktyce prawa *Gaussa* i na tej podstawie są oparte przybliżone wzory dla prawdopodobnej wartości X .

Im bardziej krzywe rzeczywiste odbiegają od krzywych *Gaussa*, im bardziej się przy tym różnią wielkości pól rozrzutów, tym większą ilość wymiarów powinien mieć łańcuch wymiarowy, aby uzyskać dostatecznie dokładne wyniki wg wzoru [4]. Do spraw tych powrócimy w p. 5.

Przykład 1.

Rys. 3 przedstawia zespół części z założonym wskaźnikiem zmienności $X = 8,3_{-0,4}$.

Przypuśćmy, że ze względów technologicznych nie można zacieśnić tolerancji wykonawczych. Licząc wg wymiarów granicznych otrzymamy:

$$X = 80_{-0,3} - 12_{-0,3} - 60_{-0,2} = 8^{+0,5}_{-0,3},$$

czyli, że przekroczyliśmy założone granice dla X . Przypuśćmy następnie, że znamy:

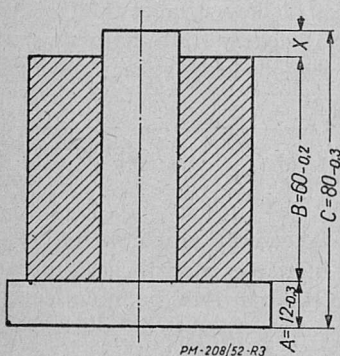
$$\bar{A} = 11,95 \quad \sigma_A = 0,02$$

$$\bar{B} = 59,85 \quad \sigma_B = 0,04$$

$$\bar{C} = 79,90 \quad \sigma_C = 0,04$$

Zgodnie ze wzorem [4] piszemy

$$X = 79,90 - 59,85 - 11,95 \pm 3 \sqrt{0,02^2 + 0,04^2 + 0,04^2} = 8,10 \pm 0,18.$$



Rys. 3.

naszym przykładzie założonych granic — mamy podstawy oczekiwać, iż ilość wadliwych zespołów nie przekroczy 0,3%.

4. Rzeczywiste (statystyczne) krzywe błędów

Przypuśćmy, że szukamy praktycznie największych lub najmniejszych wartości wymiaru wypadkowego

$$X = C - A - B = 50_{-0,4} - 20_{-0,1} - 15_{-0,2},$$

i że za pomocą dostatecznej ilości dokładnych pomiarów ustaliliśmy prawa rozkładu błędów wymiarów A , B i C w postaci histogramów (rys. 4). Dla skrócenia obliczeń przykładowych, ilości przedziałów klasowych są mniejsze niż stosuje się w praktyce. Każdy z tych histogramów odnosi się do jednej serii obróbkowej, przedziały są równe 0,02 mm a odchylenia obliczono w stosunku do wymiarów

19,96, 14,9 i 49,8. Należy ustalić prawo rozkładu błędów wymiaru wypadkowego X , czyli sumaryczną krzywą błędów wymiarów A , B i C .

„Mechanizm“ powstawania sumarycznych krzywych błędów można przedstawić w sposób nie ścisły, lecz bardzo prosty i wystarczająco dokładny dla celów praktycznych⁶⁾.

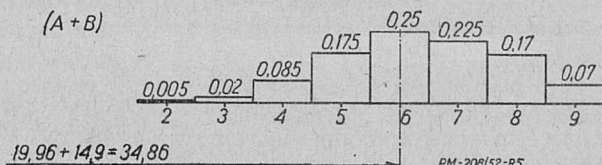
Przypuśćmy, że w granicach pola rozrzutów odchyłeń wymiarów wymiary mogą przyjmować tylko określone wartości 1, 2, 3... (rys. 4 B — średnie wartości przedziałów klasowych) z prawdopodobieństwem 0,10, 0,20, 0,30 ... Składamy wpieryw histogram A z histogramem B . Odchylenie np. piąte sumarycznego histogramu ($A + B$) — rys. 5 — można otrzymać składając odchylenia histogramów A i B w następujący sposób: $1_1 + 4$ lub $2_1 + 3$ lub $3_1 + 2$, lub $4_1 + 1$.

Zgodnie z prawem o sumie prawdopodobieństw, prawdopodobieństwo otrzymania odchylenia 5 będzie:

$$P(5) = 0,05 \cdot 0,2 + 0,1 \cdot 0,3 + 0,5 \cdot 0,2 + 0,35 \cdot 0,1 = 0,175.$$

Liczbowe dane (częstości) są uwidocznione na rys. 5.

($A + B$)



Rys. 5.

Całość tych obliczeń przedstawia tablica I.

Z układu tablicy I widać porządek obliczania odchy-

TABLICA I. Składanie histogramów A i B wg rys. 4.

Odchylenia	Sposób składania	Prawdopodobieństwo odchyłeń	Suma
2	$1_1 + 1$	$0,05 \cdot 0,1$	0,005
3	$1_1 + 2,1 + 1$	$0,05 \cdot 0,2 + 0,1 \cdot 0,1$	0,02
4	$1_1 + 3,1 + 2,1 + 1$	$0,05 \cdot 0,3 + 0,1 \cdot 0,2 + 0,5 \cdot 0,1$	0,085
5	$1_1 + 4,1 + 3,1 + 2,1 + 1$	$0,05 \cdot 0,2 + 0,1 \cdot 0,3 + 0,5 \cdot 0,2 + 0,35 \cdot 0,1$	0,175
6	$1_1 + 5,1 + 4,1 + 3,1 + 2$	$0,05 \cdot 0,2 + 0,1 \cdot 0,2 + 0,5 \cdot 0,3 + 0,5 \cdot 0,2$	0,25
7	$2_1 + 5,1 + 4,1 + 3$	$0,1 \cdot 0,2 + 0,5 \cdot 0,2 + 0,35 \cdot 0,3$	0,225
8	$3_1 + 5,1 + 4$	$0,5 \cdot 0,2 + 0,35 \cdot 0,2$	0,17
9	$4_1 + 5$	$0,35 \cdot 0,2$	0,07
$\Sigma = 1,000$			

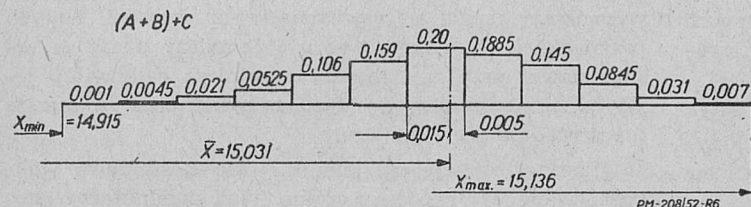
leń prawdopodobnych, których suma równa się jedynie

⁵⁾ Znając tę krzywą można by obliczyć stosunkowe wielkości pól, które wykraczają poza założone pole tolerancyjne, czyli % wadliwych zespołów.

⁶⁾ Ścisłejsze metody matematyczne składania krzywych statystycznych nie są opracowane.

(pole histogramu częstości równa się w pewnej skali jedyne).

W podobny sposób składamy histogram $(A + B)$ z histogramem C i otrzymujemy prawo rozkładu błędów wymiaru wypadkowego X (rys. 6). Aczkolwiek składane histogramy odbiegały znacznie od prawa *Gausa*, jednakże histogram sumaryczny $(A + B) + C$ w znacznym stopniu podlega temu prawu, co można udowodnić rachunkowo przez porównanie z krzywą *Gausa*.



Rys. 6.

Obliczywszy uprzednio wymiary i odchylenia średnie wg histogramów A , B i C , znajdziemy:

$$\bar{X} = \bar{C} - \bar{A} - \bar{B} = 49,898 - 19,963 - 14,904 = 15,031$$

$$\sigma_X = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_B^2 + \sigma_C^2} = \sqrt{0,016^2 + 0,025^2 + 0,024^2} = 0,038$$

Porównanie odpowiadających sobie pól sumarycznego histogramu $(A + B) + C$ i krzywej *Gausa* o tym samym odchyleniu średnim 0,038 i osi symetrii przechodzącej przez punkt $\bar{X} = 15,031$ przedstawia tablica II.

TABLICA II. Porównanie pól krzywej *Gausa* z histogramu $(A + B) + C$

Odchylenie X	$z = \frac{X - \bar{X}}{\sigma} = \frac{X - 15,031}{0,038}$	$\Phi(z)$	Odpowiednie powierzchnie histogramu $(A + B) + C$
+ 0,025	0,6579	0,2454	0,05 + 0,1885 = 0,2385
+ 0,05	1,1834	0,320	0,2385 + 0,145 = 0,3835
+ 0,065	1,7105	0,564	0,3835 + 0,0845 = 0,4680
+ 0,085	2,2368	0,4875	0,4680 + 0,031 = 0,4950
+ 0,105	2,7631	0,4971	0,4950 + 0,007 = 0,4997

Jak widać z tablicy II, różnice między $\Phi(z)$, a odpowiadającymi powierzchniami histogramu są nieznaczne w naszym przykładzie. Dla lewej strony histogramu wyniki są nieco gorsze, lecz różnice nie przekraczają 5%. Na podstawie histogramu $(A + B) + C$ można obliczyć bezpośrednio stosunkowe ilości przedmiotów o wymiarach przekraczających założone granice. Szerszemu stosowaniu w praktyce tego sposobu składania krzywych błędów stoi na przeszkodzie jego pracochłonność: wykonanie licznych (ok. 150) i dokładnych (ok. 1/10 odnośnych tolerancji) pomiarów celem ustalenia składowych krzywych błędów.

Z konieczności więc stosują metody mniej dokładne, lecz za to szybsze.

5. Wzory uproszczone

Jak już o tym wspominaliśmy, wszystkie metody uproszczone są oparte na podstawowym założeniu, iż sumaryczna krzywa błędów wymiaru wypadkowego X jest w dostatecznym dla celów praktycznych stopniu zbliżona do krzywej *Gausa*. Ponadto zakłada się pewne warunki co do rodzajów krzywych błędów, ich położenia w założonych polach tolerancyjnych i ilości wymiarów w łańcuchu.

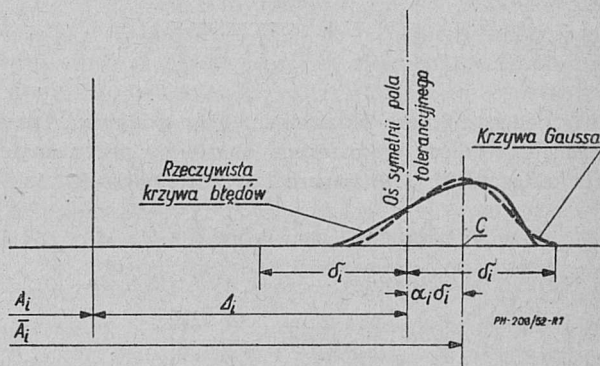
W Związku Radzieckim jest obecnie polecany wzór opracowany przez N. A. Borodaczewa⁷⁾:

$$\Delta_{pr} = \sum_i (\Delta_i + \alpha_i \delta_i) \pm \sqrt{\sum_i k_i^2 \delta_i^2} \quad [5]$$

gdzie (rys. 7): Δ_{pr} — praktycznie największa (lub najmniejsza) odchyłka wymiaru wypadkowego, Δ_i — współrzędna osi symetrii pola tolerancyjnego $2\delta_i$ względem wartości nominalnej wymiaru A_i , δ_i — połowa pola tolerancyjnego wymiaru A_i , α_i — współczynnik asymetrii krzywej błędów wymiaru A_i charakteryzujący wielkość przesunięcia punktu C — środka rozrzutu od osi symetrii pola tolerancyjnego, k_i — współczynnik rozrzutu prawa, wg którego są rozłożone odchylenia wymiaru A_i w porównaniu do prawa *Gausa*. Oznaczając przez λ_i stosunkowy rozrzut średni $\lambda_i = \frac{\sigma_i}{\delta_i}$, przy czym dla pra-

$$\text{wa Gausa } \lambda_G = \frac{\sigma_i}{\delta_i} = \frac{1}{3}, \text{ piszemy: } k_i = \frac{\lambda_i}{\lambda_G} = \frac{3 \sigma_i}{\delta_i}$$

$$\text{skąd } \sigma_i = \frac{1}{3} k_i \delta_i.$$



Rys. 7.

Na rys. 7 rzeczywistą krzywą błędów zastępuje krzywa *Gausa* o tym samym odchyleniu średnim σ_i i osi symetrii przechodzącej przez środek rozrzutu. Natomiast we wzorze [5] odchylenie średnie σ_i zastępuje krzywej *Gausa* przyjęto:

$$\sigma_i = \frac{\delta_i}{3},$$

co nieco zwiększa pewność obliczeń. Praktycznie największe odchyłki od wartości przeciętnej

$$\bar{X} = \sum_i A_i + \sum_i (\Delta_i + \alpha_i \delta_i),$$

będą się równać:

$$\Delta_{pr} = \pm 3 \sqrt{\sum_i \sigma_i^2} = \pm \sqrt{\sum_i k_i^2 \delta_i^2}.$$

Szacunkowe wyznaczenie wielkości α_i i k_i , nawet w oparciu o opracowane przez N. A. Borodaczewa tablice, jest możliwe tylko na podstawie uprzednio zebranych danych statystycznych, co w znacznej mierze obniża wartość użytkową tego wzoru w warunkach zazwyczaj spotykanych w praktyce, to jest przy odbiorze na sprawdziany graniczne.

⁷⁾ Bliższe szczegóły np. w książce W. Miątkowa: Tolerancje i pasowania, tłumaczenie polskie, PWT, r. 1951.

Najprostszy wzór, dawniej często cytowany:

$$\Delta_{pr} = \pm \sqrt{\sum_i \delta_i^2}, \quad [6]$$

ważny jest tylko w przypadku zupełnie wyjątkowym, gdy wszystkie krzywe błędów są podobne do krzywej podanej na rys. 2a. Wzoru [6] nie można uczynić bardziej dokładnym za pomocą jakiegoś stałego współczynnika ważnego dla dowolnych krzywych błędów. Wzór [6] jest zasadniczo błędny, ponieważ, wg zasad teorii prawdopodobieństwa, przy składaniu wielkości przypadkowych należy składać algebraicznie wartości przeciętne i „kwadratowo” odchylenia średnie (a nie odchyłki).

Zakładając, że mamy do czynienia z obróbką skrupowaną, przy której krzywe błędów są zbliżone do krzywej *Gaussa*, prof. A. P. Sokołowski⁸⁾ sądzi, że można stosować wzór:

$$\Delta_{pr} = \pm 1,2 \sqrt{\sum_i \delta_i^2}. \quad [7]$$

Prof. A. F. Lesochin⁹⁾ poleca wzór (nie podając uzasadnienia):

$$\Delta_{pr} = \pm \left(1,8 - 0,8 \frac{\sqrt{\sum_i \delta_i^2}}{\sqrt{\sum_i \delta_i}} \right) \sqrt{\sum_i \delta_i^2} \quad [8]$$

W podręcznikach radzieckich były podawane przed trzema laty wzory uproszczone oparte na pracy angielskich autorów W. J. Ettingera i W. Bartky'ego¹⁰⁾

$$\Delta_{pr} = \pm 1,73 \sqrt{\sum_i \delta_i^2}, \quad [9]$$

dla obróbki niedokładnej — OST 4÷5 (ISA 11÷13);

$$\Delta_{pr} = \pm 1,22 \sqrt{\sum_i \delta_i^2}, \quad [10]$$

dla obróbki średnio dokładnej — OST 3÷3a (ISA 8÷10);

$$\Delta_{pr} = \pm \sqrt{\sum_i \delta_i^2}, \quad [11]$$

dla obróbki dokładnej OST 2÷2a (ISA 6÷7).

Te same wzory, lecz z innym uzasadnieniem, są obecnie przytaczane w literaturze radzieckiej.

Jeżeli we wzorze [5] przyjmujemy, że wszystkie krzywe błędów są jednego rodzaju, przy tym symetryczne z osią symetrii przechodzącą przez środek pola tolerancyjnego ($\Delta_i = 0$, $\alpha_i = 0$), wówczas wzór [5] przyjmie postać:

$$\Delta_{pr} = \pm k \sqrt{\sum_i \delta_i^2}; \quad (k_1 = k_2 = \dots k_n = k).$$

Sumaryczna krzywa błędów będzie tym bardziej zbliżona do krzywej *Gaussa*, im więcej wymiarów liczy dany łańcuch i im mniej składane krzywe odbiegają od prawa normalnego.

Dla prawa równego prawdopodobieństwa (lub gdy krzywe błędów są nieznane) i ilości wymiarów składanych $n \geq 6$

$$\Delta_{pr} = \pm 1,73 \sqrt{\sum_i \delta_i^2}. \quad [12]$$

Dla prawa *Simpsona* (trójkąt równoramienny) i $n \geq 4$

$$\Delta_{pr} = \pm 1,22 \sqrt{\sum_i \delta_i^2}. \quad [13]$$

Dla prawa *Gaussa* i $n \geq 3$

$$\Delta_{pr} = \pm \sqrt{\sum_i \delta_i^{2n}}. \quad [14]$$

Wzór [12] jako najogólniejszy, zasługuje na wyróżnienie. W praktyce bowiem nie są rzadkie przypadki, gdy łańcuch składa się z kilkunastu wymiarów, a wymiar wypadkowy ustala się wg krańcowych wartości. W tych przypadkach stosowanie wzoru [12] należy uznać za celowe nawet przy zamienności zasadniczo całkowitej, jeżeli założone granice wymiaru zamykającego są szersze niż wypadają wg tego wzoru.

Maszynostrojenie nie podaje, jakie stosunkowe wielkości tolerancji są dopuszczalne (błąd dominujący). Stosując sposób składania krzywych błędów jak w p. 4, można stwierdzić wystarczającą zgodność krzywej sumarycznej wg wzoru [12] z krzywą *Gaussa*, jeżeli stosunek największego pola rozrzutu do najmniejszego nie przekracza 4.

Przykład 2.

$$X = 50^{+0,3}_{-0,2} - 30^{+0,2}_{-0,1} - 40^{+0,3}_{-0,2} + 60^{+0,4}_{-0,3} - 25^{+0,2}_{-0,1} - 15^{+0,1}_{-0,1} + 70^{+1,2}_{-0,7}$$

wg wzoru [12] praktycznie graniczne wartości X będą:

$$X_{pr} = \bar{X} \pm 1,73 \sqrt{\sum_i \delta_i^2} = \frac{70 + 1,2 + 70 - 0,7}{2} \pm 1,73 \cdot \sqrt{\frac{0,3^2 + 0,2^2 + 0,3^2 + 0,4^2 + 0,2^2 + 0,1^2 + 0,4^2}{4}} = 70,25 \pm 0,66$$

$$X_{pr \max} = 70,91 \quad (71,2)$$

$$X_{pr \min} = 69,59 \quad (69,3).$$

W nawiasach są podane wartości krańcowe.

6. Łańcuchy złożone

Wymiar wypadkowy w łańcuchu złożonym jest funkcją nieliniową wymiarów składowych:

$$X = f(A_1, A_2, A_3, \dots). \quad [15]$$

Jeżeli nawet błędy poszczególnych wymiarów są posłuszne prawu *Gaussa*, to sumaryczna krzywa błędów nie będzie krzywą *Gaussa*. Gdy tolerancje są małe w stosunku do wymiarów nominalnych, jak to zwykle bywa, zastępujemy ścisłą zależność [15] przybliżoną zależnością liniową:

$$X = X_0 + \Delta X = f(A_{01}, A_{02}, A_{03}, \dots) + \left(\frac{\partial f}{\partial A_1} \right)_0 \Delta A_1 + \left(\frac{\partial f}{\partial A_2} \right)_0 \Delta A_2 + \left(\frac{\partial f}{\partial A_3} \right)_0 \Delta A_3 + \dots \quad [16]$$

Indeksy zero oznaczają nominalne wartości, a $\Delta X, \Delta A_1, \Delta A_2, \dots$ odchyłki od nominalnych wartości. Stałe parametry (zależne tylko od wymiarów nominalnych)

$$\left(\frac{\partial f}{\partial A_1} \right)_0, \left(\frac{\partial f}{\partial A_2} \right)_0, \left(\frac{\partial f}{\partial A_3} \right)_0, \dots,$$

określają ciężar gatunkowy danej odchyłki.

⁸⁾ Kurs technologii budowy maszyn, cz. I str. 285, tłumaczenie polskie, PWT, 1952 r.

⁹⁾ Dopuski i techniczskie izmierienija, 1951 r.

¹⁰⁾ The Machinist, Nr 35, 1936 r.

¹¹⁾ „Maszynostrojenie”, t. 5, str. 105.

W łańcuchach prostych te parametry równe są jedynce. W łańcuchach złożonych mogą być mniejsze, równe lub większe od jedynki. Za pomocą zastępczej funkcji liniowej:

$$\Delta X = \left(\frac{\partial f}{\partial A_1} \right)_0 \Delta A_1 + \left(\frac{\partial f}{\partial A_2} \right)_0 \Delta A_2 + \left(\frac{\partial f}{\partial A_3} \right)_0 \Delta A_3 + \dots, \quad [17]$$

sprowadzamy zagadnienie rozrzutu wielowymiarowego do rozrzutu jednowymiarowego, a następnie do prawa Gaussa, przy czym w rachubę wchodzi odchyłki zastępcze

$$\left(\frac{\partial f}{\partial A_1} \right)_0 \Delta A_1, \left(\frac{\partial f}{\partial A_2} \right)_0 \Delta A_2 \dots,$$

a nie odchyłki założone $\Delta A_1, \Delta A_2 \dots$, jak w łańcuchach prostych.

W praktyce trafiają się niekiedy tak skomplikowane łańcuchy złożone, że uniemożliwiają stosowanie wzoru [17] z braku rozporządzalnego czasu. Przypadki takie w analizie wymiarowej są zresztą rzadkie, gdyż ogromną większość stanowią łańcuchy proste.

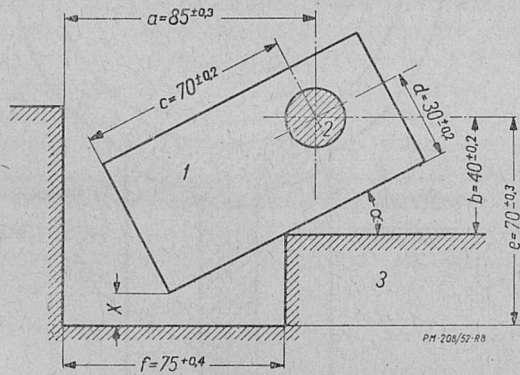
Wzór [5] dla łańcuchów złożonych przyjmuje postać:

$$\Delta_{pr} = \sum_i R_i (\Delta_i + \alpha_i \delta_i) \pm \sqrt{\sum_i R_i^2 k_i^2 \delta_i^2}, \quad [18]$$

gdzie R_i oznacza parametr $\left(\frac{\partial f}{\partial A_i} \right)_0$.

Przykład 3.

Płytką 1 obraca się na wałku 2 wtłoczonym w część 3 (rys. 8). Wskaźnik zmienności: $8,1 \leq X \leq 10,6$.



Rys. 8.

Na podstawie rysunku piszemy:

$$X = e - c \sin \alpha - d \cos \alpha + (a - f) \tan \alpha + \frac{d}{\cos \alpha} = b. \quad [a]$$

Po dość długich obliczeniach wg wzoru [17] otrzymamy ostatecznie $X = 0,824 \Delta a - 1,467 \Delta b - 0,484 \Delta c + 0,785 \Delta d + 1 \Delta e - 0,829 \Delta f = 0,824 (-0,6) - 1,467 (-0,4) - 0,484 (-0,4) + 0,758 (-0,4) + 1 (-0,6) - 0,829 (+0,4)$.

$$X_{\text{nominalne}} = 9,913; \Delta_{\text{min}} X = 1,729; \Delta_{\text{max}} X = +0,780;$$

$$X_{\text{max}} = 9,913 + 0,780 = 10,693 (10,674);$$

$$X_{\text{min}} = 9,913 - 1,729 = 8,184 (8,176).$$

W nawiasach są podane krańcowe wartości obliczone wg ścisłego wzoru [15]. Różnice są bardzo nieznaczne, aczkolwiek tolerancje zostały umyślnie wyznaczone zbyt duże celem uwydatnienia niedokładności wzoru [17].

Stosując wzór [12] piszemy:

$$\Delta_{pr} = \pm 1,73 \sqrt{\frac{1}{4} \sum_i \left(\frac{\partial f}{\partial A_i} \right)_0^2} \Delta A_i = \pm 0,939;$$

$$\bar{X} = \frac{10,693 + 8,184}{2} = 9,438,$$

$$X_{\text{pr max}} = 9,438 + 0,939 = 10,377 (10,674);$$

$$X_{\text{pr min}} = 9,438 - 0,939 = 8,499 (8,176).$$

W nawiasach są podane wartości krańcowe.

7. Uwagi końcowe

Trudności stosowania w praktyce zmienności częściowej są dwójakiej natury: praktycznej i teoretycznej. Największa trudność praktyczna polega na tym, iż powinny być znane i stale kontrolowane krzywe błędów wymiarów składowych, a przynajmniej wartości charakterystyczne: wymiary przeciętne i odchylenia średnie. Wartości charakterystyczne nie powinny się zbytnio różnić w poszczególnych partiach produkcyjnych, czyli że produkcja powinna być ustabilizowana.

Aby uniknąć trudności natury teoretycznej zakłada się zazwyczaj, iż krzywa błędów wymiaru wypadkowego jest bardzo zbliżona do krzywej Gaussa. Założenie to jest słuszne w stopniu wystarczającym dla praktyki, gdy nie ma błędów dominujących i do tego nieposłusznych prawu Gaussa, a ilość wymiarów w łańcuchu jest odpowiednia dla danego rodzaju krzywych. Można by zresztą opracować tablice pomocnicze lub nomogramy dla typowych łańcuchów wymiarowych, które się różnią między sobą ilościami wymiarów, stosunkowymi wielkościami odchylek, stopniem niezgodności z krzywą Gaussa, dopuszczalnym procentem wadliwych wymiarowo zespołów itp.

Metody obliczeniowe zmienności częściowej nie można uważać w chwili obecnej za opracowane w wystarczającym stopniu dla użytku praktycznego, nie jednak nie stoi na przeszkodzie do ogólnego stosowania nadzwyczaj prostego wzoru [12], celem uniknięcia rażących dysproporcji między wartościami krańcowymi, a praktycznie granicznymi.

Sam „mechanizm” powstawania tego lub innego rodzaju krzywych błędów interesuje w pierwszym rzędzie technologa, a w szczególności należałoby zbadać metodę technologiczno-statystyczną przyczyny powstawania błędów systematycznych stałych i zmiennych. Poprzestając na stwierdzeniu faktów, można zastąpić rzeczywiste krzywe błędów pewnymi krzywymi analitycznymi i osiągnąć przez to ułatwienie natury matematycznej, zwłaszcza gdy są tablice pomocnicze dla tych zastępczych krzywych (np. znane krzywe K. Pearsona).

Głębsze wniknięcie w istotę rzeczy wymaga, aby dla każdego obliczenia dokładności wykonania był ustalony właściwy schemat teoretyczny, możliwie dokładnie odpowiadający rzeczywistym procesom produkcyjnym¹²⁾.

W zasadzie jest to zupełnie słuszne, przerasta jednak możliwości technologa, gdyż wymaga stosunkowo dużych wiadomości z najrozmaitszych dziedzin matematyki, najczęściej dość specjalnych i trudnych.

Zadanie inżyniera sprowadzałoby się do sformułowania zagadnienia i warunków, w jakich przebiega dane zjawisko, rozwiązanie zaś mogłoby nastąpić przy ścisłej współpracy z specjalistami matematyki.

¹²⁾ N. A. Borodaczew: — Osnownyje woprosy teorii tocznosti proizvodstwa, 1950 r.

Uwagi w sprawie przekładni globoidalnych

621.833.38.004

Prof. dr inż. WACŁAW MOSZYŃSKI

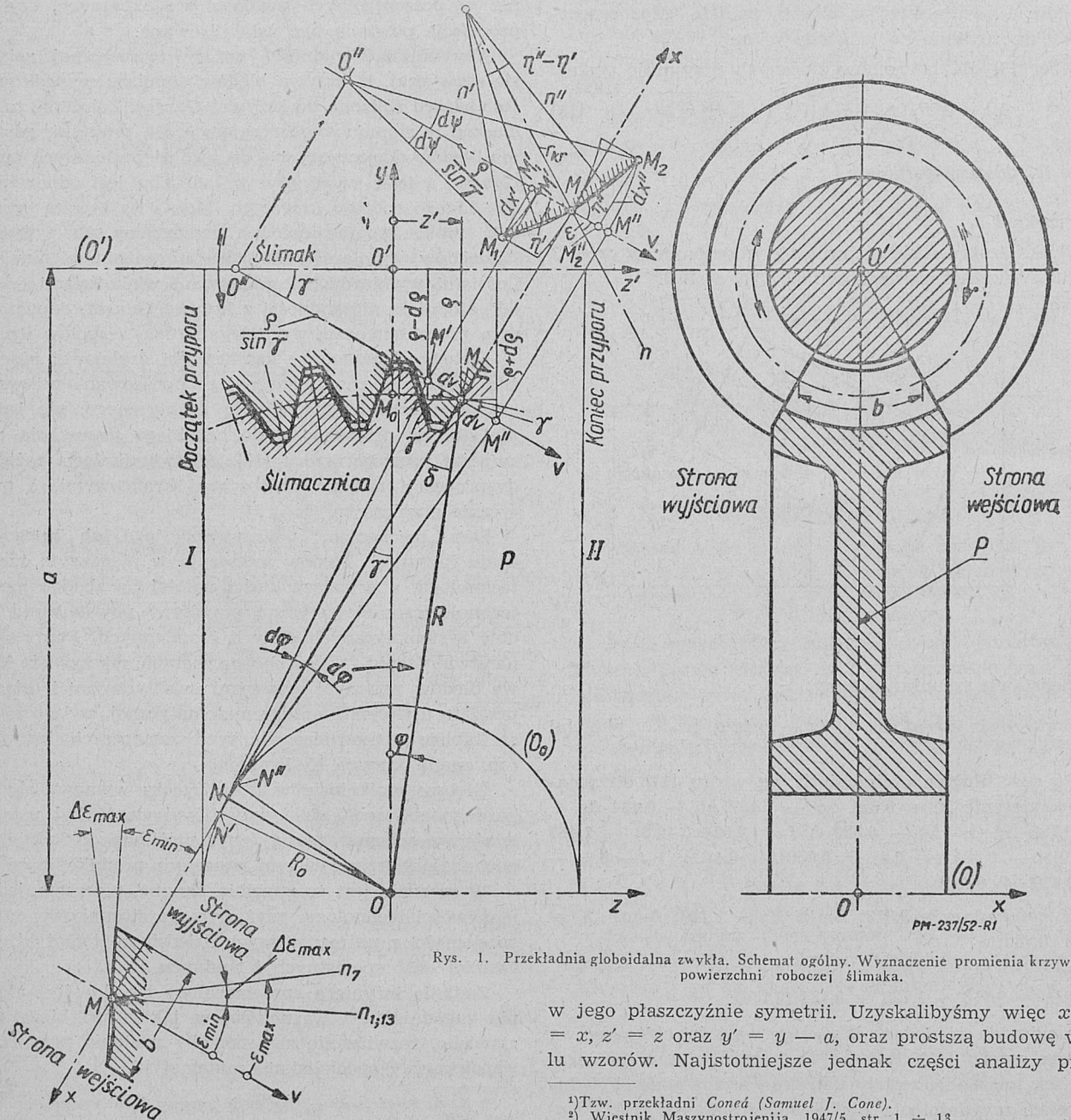
Wyznaczenie promieni krzywizny w różnych miejscach zwykłego ślimaka globoidalnego jest ważnym czynnikiem przy określaniu warunków jego przyporu ze ślimacznicą, zależnych poza tym w wysokim stopniu od właściwego wyboru materiałów, od dokładności i staranności wykonania i złożenia przekładni oraz od należytego jej smarowania. Tylko jednoczesne spełnienie tych wszystkich warunków może zapewnić przekładniom globoidalnym wyraźną przewagę nad przekładniami o ślimakach walcowych.

1. Uwagi wstępne

W zeszycie 11 „Przeglądu Mechanicznego“ z 1951 r. znajduje się artykuł mgr inż. H. Hawrylaka, J. Kosteckiego i T. Żura o geometrii ząbienia ślimakowej przekładni globoidalnej. Jego istotną częścią jest analiza przekładni globoidalnej zwykłej¹⁾, czyli o prostoliniowym zarysie zębów środkowego przekroju ślimacznicy oraz wzdłużnego przekroju ślimaka. Niektóre części

tego artykułu, wzorowane na pracy kand. n. t. P. S. Zaka²⁾ wypadły jednak niedostatecznie jasno, pomijając pomyłki korektorskie.

Dotyczy to wyprowadzenia wzorów [1] do [6], które zyskałyby na przejrzystości, gdyby zagadnienie zostało rozwiązane w układzie ujętym tak, jak pokazano na rys. 12 z tą jednak zmianą, iż oś y' ślimaka skierowana byłaby zgodnie z osią y ślimacznicy, a oś x' ślimaka leżałaby



Rys. 1. Przekładnia globoidalna zwykła. Schemat ogólny. Wyznaczenie promienia krzywizny powierzchni roboczej ślimaka.

w jego płaszczyźnie symetrii. Uzyskalibyśmy więc $x' = x$, $z' = z$ oraz $y' = y - a$, oraz prostszą budowę wielu wzorów. Najistotniejsze jednak części analizy prze-

¹⁾Tzw. przekładni Coneá (Samuel J. Coneá).

²⁾Wiernik Maszynostrojenia, 1947/5, str. 1 ÷ 13.

kładni globoidalnej i warunki jej zazębienia zostały wprowadzicie ogólnikowo omówione, nie zostały jednak wy-czerpane. Ten brak pragniemy tu uzupełnić, nie zmie-niając użytej poprzednio symboliki, jakkolwiek odbiega ona od zwykle stosowanej.

2. Wyznaczenie promienia krzywizny powierzchni roboczej zwykłego ślimaka globoidalnego

Jak wiemy, powierzchnia robocza zwykłego ślimaka globoidalnego utworzona jest (rys. 1) przez prostą MN, styczną do okręgu koła (O₀) o środku O i o promieniu R₀, leżącego w płaszczyźnie P osi O'z' ślimaka w odle-głości a od tej osi³⁾. Prosta ta obraca się w płaszczyźnie P dokoła środka O z prędkością kątową ω, oraz jednocześ-nie obraca się wraz z płaszczyzną P dokoła osi ślimaka z prędkością kątową ω' = iω, gdzie i jest wielkością stałą, większą od jedności, określającą przełożenie prze-kładni.

Rozważmy dwa inne, nieskończenie bliskie położenia M'N' i M''N'' tej prostej, jakie zajmuje odchyliwszy się od środkowego położenia MN w jedną i drugą stronę o jednakowe kąty dφ. Jednocześnie płaszczyzna P, obra-cając się dokoła osi O'z', odchyli się od płaszczyzny ry-sunku w jedną i drugą stronę o kąty idφ, a punkty N' i M' obrócą się w jedną i drugą stronę dokoła osi O'z' o dx' = (ρ - dρ) idφ oraz o dx'' = (ρ + dρ) idφ, gdzie ρ = a - R cosφ jest zmiennym promieniem powierzchni podziałowej ślimaka. Przyrosty dρ tego promienia wy-znaczamy z rys. 1 pisząc:

dρ = dv · sinγ = R · cosδ · dφ · sin(δ + φ), gdyż dv = Rcosδ · dφ

Wprowadziliśmy tu pomocniczy układ współrzędnych Mvx leżący w płaszczyźnie prostopadłej do rys. 1. W górnej części rysunku pokazane jest rozwinięcie M₁MM₂ przecięcia roboczej powierzchni ślimaka stoż-kiem o osi O''z' i o tworzącej O''v w owym układzie współrzędnych Mvx. Pozwoli nam ono wyznaczyć pro-mień krzywizny r_{kr} tego rozwinięcia i jednocześnie po-wierzchni roboczej ślimaka, jako równy ilorazowi odle-głości ds środków cięciw M₁M i MM₂ oraz kąta η'' - η', jaki tworzą normalne n' i n'' do tych cięciw, czyli

r_{kr} = ds / (η'' - η')

Kąty η'' i η' możemy wyznaczyć z trójkątów MM₁M'₁ i MM₂M''₂. Pomijając nieskończenie małe wyższego rzę-du uzyskamy:

tgη' = (dx' / (dv + ρ / sinγ · dΨ² / 2)) i tgη'' = (dx'' / (dv - ρ / sinγ · dΨ² / 2))

gdzie ρ / sinγ = O''M oraz dΨ = idφsinγ; stąd znajdujemy

η'' - η' = arc tg (tgη'' - tgη' / (1 + tgη'' · tgη')), oraz po podstawieniu

i uproszczeniu

η'' - η' = (i (2R² cos²δ + ρ² · i²) sin(δ + φ) dφ) / (R² cos²δ + ρ² · i²)

Możemy teraz napisać ds = (dv / cosη) = R cosδ dφ √(1 + tg²η,

³⁾ Koło O₀ jest współśrodkowe ze ślimacnicą i leży w jej płaszczyźnie środkowej.

TABLICA I. Wyniki obliczeń promienia krzywizny powierzchni roboczych ślimaków globoidalnych

Lp.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$z' = \sin \varphi =$ $\varphi \approx$ $\delta + \varphi \approx$ $\sin(\delta + \varphi) \approx$ $\cos \varphi$ $\rho = a - R \cos \varphi$ $\left(\frac{R \cos \delta}{i}\right)^2 = 0,000595$	—	0,370	—	0,1875	—	0,0625	0	+ 0,0625	+ 0,125	+ 0,1875	+ 0,25	+ 0,3125	+ 0,375
	—	22°	—	14,5°	—	7,2°	0°	+ 3,6°	+ 7,2°	+ 10,8°	+ 14,5°	+ 18,2°	+ 22°
	0°	3,8°	7,5°	11,2°	14,8°	18,4°	22°	25,6°	29,2°	32,8°	36,5°	40,2°	44°
	0	0,0663	0,131	0,194	0,256	0,316	0,375	0,432	0,487	0,542	0,594	0,646	0,694
	0,927	0,951	0,969	0,983	0,993	0,999	1	0,999	0,993	0,983	0,969	0,951	0,927
r_{kr} $i = 38$ $i = 19$ $i = 12,666 \dots$ $i = 9,5$ $i = 7,6$	0,322	0,299	0,2 1	0,267	0,258	0,251	0,25	0,251	0,258	0,267	0,281	0,299	0,322
	∞	4,50	2,15	1,37	1,00	0,795	0,667	0,581	0,527	0,490	0,474	0,461	0,464
	∞	4,42	2,11	1,35	0,99	0,780	0,655	0,570	0,520	0,485	0,466	0,454	0,458
	∞	4,40	2,08	1,33	0,975	0,770	0,642	0,563	0,512	0,477	0,459	0,451	0,453
	∞	4,33	2,05	1,31	0,959	0,753	0,632	0,550	0,504	0,470	0,451	0,444	0,449
$\Delta \Sigma_{mat}$ $i = 1,25^\circ$ $2,42^\circ$ $3,52^\circ$ $4,47^\circ$ $5,25^\circ$	∞	4,24	2,02	1,29	0,940	0,740	0,621	0,540	0,494	0,460	0,445	0,435	0,442
	4,33°	4,66°	4,96°	5,23°	5,4°	5,56°	5,58°	5,56°	5,4°	5,23°	4,96°	4,66°	4,33°
	8,62°	9,27°	9,85°	10,36°	10,7°	11°	11,04°	11°	10,7°	10,36°	9,85°	9,27°	8,62°
	12,8°	13,76°	14,6°	15,33°	15,83°	16,26°	16,32°	16,26°	15,83°	15,33°	14,6°	13,76°	12,8°
	16,86°	18,1°	19,16°	20,1°	20,73°	21,27°	21,33°	21,27°	20,73°	20,1°	19,16°	18,1°	16,86°
$\Delta \Sigma_{mat}$	20,75°	22,18°	23,47°	24,54°	25,3°	25,9°	26°	25,9°	25,3°	24,54°	23,47°	22,18°	20,75°
	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6

przy czym $\operatorname{tg} \eta = \frac{\rho_i}{R \cos \delta}$ jest średnią wartości $\operatorname{tg} \eta'$ i $\operatorname{tg} \eta''$.

Podstawiając znajdujemy $ds = \sqrt{R^2 \cos^2 \delta + \rho^2 i^2} \cdot d\varphi$ i ostatecznie

$$r_{kr} = \frac{\left[\left(\frac{R \cos \delta}{i} \right)^2 + \rho^2 \right]^{3/2}}{\left[2 \left(\frac{R \cos \delta}{i} \right)^2 + \rho^2 \right] \sin(\delta + \varphi)}, \quad [1]$$

jako promień krzywizny powierzchni roboczej ślimaka globoidalnego⁴⁾.

3. Przykład obliczeniowy

Odcięta z' punktu M waha się najczęściej od $-R_0$ do $+R_0$. Nadając jej szereg równomiernie rosnących wartości możemy określić odpowiadające im promienie krzywizny r_{kr} .

Przeprowadźmy obliczenie przyjmując $R = 1$, $a = 1,25$, $R_0 = 0,375$ oraz $i = 38; 19; 12,666...; 9,5; 7,6$; tzn. zakładając kolejno krotności ślimaka równe 1, 2, 3, 4, 5. Ujmijmy wyniki obliczeń w tablicę I⁵⁾.

Jak widać z tablicy I, uderzający jest nieznaczny wpływ krotności ślimaka na wielkość promienia krzywizny; przy przejściu od ślimaka pojedynczego do pięciokrotnego promień krzywizny maleje najwyżej o kilka procent.

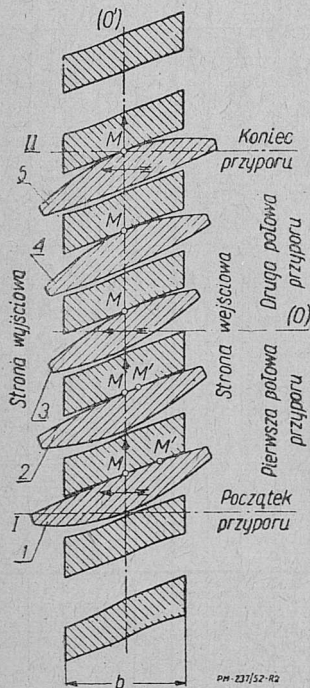
4. Warunki przyporu zwykłej przekładni globoidalnej

Kąt ϵ , jaki normalna n do powierzchni roboczej ślimaka wystawiona w punkcie M , tworzy z osią Mv , wyznaczmy pisząc

$$\operatorname{tg} \epsilon = \frac{dv}{dx} = \frac{R \cos \delta \cdot d\varphi}{\rho \cdot i \cdot d\varphi} = \frac{R \cos \delta}{\rho \cdot i}.$$

Wartości kąta ϵ są również podane w tablicy I. Jak widzimy, przy krotności ślimaka równej 1 wahania $\Delta \epsilon_{\max}$ kąta ϵ są niewielkie i wynoszą zaledwie 1,25°, w miarę wzrastania krotności wahaniami te rosną osiągając wartości 2,42°, 3,52°, 4,47° i 5,25°.

Te właśnie wahaniami kąta sprawiają, iż powierzchnia



Rys. 2. Rozwinięcie zarysu przekroju zęba zwykłej ślimacznicy globoidalnej, obwiedni kół o promieniu r_{kr} rosnącym od r_{kr7} (koło 7) do ∞ i o kącie ϵ położenia środka malejącym od ϵ_1 do ϵ_1 .

robocza zęba ślimacznicy, nacinanego obwiedniowo globoidalnym frezem ślimakowym, wykazuje w środkowej

⁴⁾ Od wzoru [1] możemy przejść do wzoru, określającego krzywiznę powierzchni roboczej spiralnego ślimaka walcowego o promieniu r walca podziałowego, o kącie przyporu α zarysu wzdłużnego i o kącie φ wzniosu $\eta_h = \arctg \frac{h}{2\pi\rho}$, gdzie h jest skokiem ślimaka. Wystarczy przyjąć $\varphi = 0$.

$\delta = \alpha$, $\rho = r$ oraz $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1 \cdot R}{r \cdot v_2} = \frac{R}{r \cdot \operatorname{tg} \gamma}$, skąd $\frac{R}{i} = r \cdot \operatorname{tg} \gamma$.

Podstawiając te wartości do wzoru [1] znajdujemy:

$$r_{kr} = r \cdot \frac{(\operatorname{tg}^2 \gamma \cdot \cos^2 \alpha + 1)^{3/2}}{(2\operatorname{tg}^2 \gamma \cdot \cos^2 \alpha + 1) \sin \alpha}. \quad [2]$$

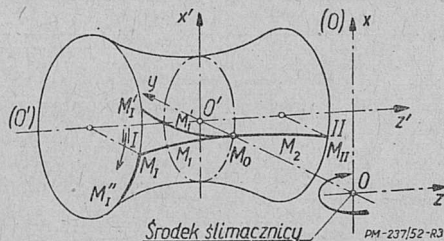
⁵⁾ Obliczenia dokonane na suwaku mają wartość orientacyjną.

po płaszczyźnie ślimaczniczą tępa krawędź M o kącie dwuściennym równym $180^\circ - \Delta \epsilon_{\max}$, schematycznie pokazaną w lewym dolnym rogu rys. 1. Wyjściowa strona roboczej powierzchni zębów ślimaczniczy, licząc od jej płaszczyzny środkowej, jest kształtowana przez końcową część powierzchni roboczej freza ślimakowego, mająca nieskończenie wielki promień krzywizny; rozwinięcie tej części linii zęba jest więc prostoliniowe. Natomiast strona wejściowa zębów ślimaczniczy posiada wybrania wykonane przez bardziej strome zwoje freza ślimakowego, znajdujące się w jego środkowej części⁶⁾.

Z warunków przyporu, zachodzących w zwykłej przekładni globoidalnej, przedstawionych poglądowo (w rozwinięciu na płaszczyznę) na rys. 2 widać, iż kliny smarowe tworzą się tylko po stronie wejściowej zębów ślimaczniczy, właśnie w miejscach wybrania ich powierzchni roboczej. Kliny te są stosunkowo subtelne w początkowej części przyporu, a więc w obszarze zetknięcia dwupunktowego (punkty M i M'), rozwierają się jednak coraz bardziej w miarę zbliżania się do końca przyporu. Najskuteczniej więc pracują zwoje wchodzące w przypór, znacznie mniej skutecznie pracują zwoje wychodzące z przyporu. Jednak, przy wysokiej dokładności wykonania i złożenia przekładni oraz przy doskonałej gładkości powierzchni roboczych zębów ślimaka i ślimaczniczy, nawet i w końcowym okresie przyporu można jeszcze uzyskać tarcie płynne, jakkolwiek obszar ciśnienia zwięża się tam wydatnie i wypadkowy nacisk teoretycznie dość znacznie obniża się. Praktycznie rzecz ujmując, obniżka ta nie jest jednak tak wielka, gdyż na zwiężonym obszarze ciśnienia upływy boczne smaru dają się mniej odczuwać i wywołana nimi obniżka teoretycznej wysokości ciśnienia jest już niewielka.

Trudności wykonania dostatecznie dokładnego freza globoidalnego sprawiają, iż bardzo często ślimacznicę obrabia się dwoma nożami o prostoliniowych krawędziach ustawionych w płaszczyznach I i II (rys. 1) i wówczas wzajemnie równoległych, jeżeli promienie R , R_0 i podziałka t są odpowiednio dobrane (albo też ustawionych inaczej, jeżeli czynną długość ślimaka dobrano odmiennie).

⁶⁾ Zarys wybrania powierzchni roboczej zęba ślimaczniczy jest obwiednią szeregu kół przechodzących przez punkt M , których promień różnie od wartości średniej r_{kr7} odpowiadającej punktowi M_0 szczytu ślimaka, przy jednoczesnym zmniejszaniu się kąta ϵ położenia środka koła. Każde z tych kół styka się więc z zarysem zęba ślimaczniczy nie tylko w punkcie środkowym M , ale jeszcze i w drugim punkcie M' zetknięcia ze swoją obwiednią, tym bardziej bliskim punktem M , im bliżej jesteśmy środka M_0 przyporu (rys. 3). Dotyczy to jednak tylko pierwszej połowy przyporu,



Rys. 3. Rozmieszczenie punktów M przyporu na powierzchni podziałowej zwykłego lewego ślimaka globoidalnego: I — płaszczyzna wejściowa ślimaka (początek przyporu); II — płaszczyzna końcowa ślimaka (koniec przyporu); M_I, M_0, M_2, M_{II} — środkowe punkty przyporu; $M_I M_0$ — boczne punkty przyporu oraz M_I, M_{II}' — punkty wstępnego przyporu (jedne i drugie — tylko w pierwszej połowie przyporu $M_I M_0$).

w której zetknięcie ślimaka i zębów ślimaczniczy jest dwupunktowe. W drugiej połowie przyporu promienie r są mniejsze od r_{kr7} i stykają się z zębem ślimaczniczy już tylko na samej ich krawędzi M .

Zęby ślimacznicy obrobione tym sposobem mają powierzchnie wolne od owej tępej krawędzi *M*; tworzy się ona dopiero w wyniku wstępnego dotarcia przekładni, umożliwionemu dzięki bardzo małemu obwodowemu luzowi ślimacznicy i ślimaka, przesadnie powiększonemu na rys. 1 i 2. Jest rzeczą oczywistą, iż początkowo pracować będzie tylko środkowy zwój ślimaka; stopniowo, w miarę docierania, wybranie będzie się rozszerzało i coraz większa długość ślimaka będzie uczestniczyła w przejmowaniu obciążenia.

5. Rola dokładności i staranności wykonania przekładni globoidalnej

Wszystkie te względy sprawiają, iż przekładnie globoidalne są w wyższym jeszcze stopniu wrażliwe na dokładność wykonania i złożenia oraz na gładkość powierzchni roboczych, niż walcowe przekładnie ślimakowe, i że spełnienie tych warunków stanowi *conditio sine qua non* ich wysokiej sprawności, a więc tym samym, możliwości przenoszenia znaczniejszych mocy. To, czy przekładnia będzie mogła pracować przy współczynniku tarcia równym kilku setnym, czy kilku tysięcznym, nie jest sprawą uzyskania niższej lub wyższej ogólnej jej sprawności, lecz w ogóle możliwości lub niemożliwości przenoszenia przez nią znaczniejszej mocy. Zawsze bowiem wszelkie ślizgowe przejmowanie znaczniejszych obciążeń wiąże się z wyraźną chwiejnością cieplnej równowagi układu. Zaznacza się to tym silniej, im bardziej obniża się lepkość smaru wraz ze wzrostem temperatury. Poza wspomnianymi już wymaganiami, dotyczącymi dokładności wykonania i złożenia przekładni globoidalnych, rozstrzygające znaczenie dla ich sprawności i zdolności przenoszenia dużych mocy mają czynniki następujące: dobór materiałów i technika ich obróbki, zapewniające najwyższą osiągalną w danych warunkach gładkość powierzchni, oraz wybór właściwego smaru pod kątem widzenia jego lepkości i możliwie małej wrażliwości na wahanie temperatury. Ogólnie stosuje się ślimaki ze stali powierzchniowo nawęglanych, hartowanych, szlifowanych

i doskonale polerowanych, oraz ślimacznice kute z brązów specjalnych, frezowane i docierane⁷⁾.
Dobre usługi powinny dać tzw. smary wolto- tole) z zawiesiną koloidalnego grafitu. Wszystko to wymaga przeprowadzenia niezwykle starannych prób, które ostatecznie pozwolą ustalić wielkość mocy, jakie dane przekładnie zdolne będą przenosić trwale lub z określonymi przerwami. Na tej dopiero podstawie można będzie opracować ostateczne empiryczne wzory dla prawidłowego obliczania tych przekładni. Inaczej tego rozwiązać nie sposób.

Jak z powyższych rozważań wynika, wzory te będą ściśle związane zarówno z techniką wykonania przekładni, jak i z prawidłowym jej użytkowaniem. Mniej staranne wykonanie, lub nawet użycie niewłaściwego smaru, może całkowicie przekreślić nasze oczekiwania i sprawić, że przekładnia zdolna będzie przenosić niewielki ułamek tej mocy, którą w myśl założeń powinna móc przenosić. W tym przypadku winna leżałaby oczywiście po stronie wykonania lub użytkowania, a nie konstrukcji, która mogłaby być zupełnie prawidłowo rozwiązana, zarówno pod względem obliczeń, kształtowania i doboru materiałów.

Przekładnie ślimakowe w ogóle, a tym bardziej przekładnie globoidalne, należą do konstrukcji niezwykle czułych na omówione wyżej czynniki technologiczne i eksploatacyjne. Na średnim poziomie techniki obróbkowej przekładnie globoidalne nie wykazują wyrażnej wyższości nad przekładniami o ślimakach walcowych. To tłumaczy ich słabe dotychczas rozpowszechnienie. Na wysokim natomiast poziomie techniki wykonawczej przekładnie globoidalne mają wszelkie dane, by wykazać wy-

⁷⁾ Docieranie zębów ślimacznicy jest czynnością bardzo trudną. Niezawodnie najlepiej jest podzielić je na dwie części: 1) docieranie wstępne — przy pomocy pasty ścierniej i żeliwnego ślimaka — docieracza, o nieznacznie ściętych zwojach, poza tym wymiarowo możliwie identycznego ze ślimakiem roboczym i założonego na jego miejsce do skrzyni przekładniowej, oraz 2) docieranie ostateczne — w smarze czystym, w pracy z właściwym ślimakiem roboczym, przy zmniejszonym obciążeniu i zmniejszonej prędkości obrotowej. Tym sposobem można wydatnie zmniejszyć luz przekładni.

TABLICA II. Mocy przenoszone przez przekładnie globoidalne *G* i ze ślimakiem walcowym *W* (wg danych wytwórni „ABUS“)

Odległość osi <i>a</i> mm		Mocze przenoszone trwale przy przełożeniu i												oraz przy "n" obr/min
		12,5	12	15		20		30		40		50		
<i>G</i>	<i>W</i>	<i>G</i>	<i>W</i>	<i>G</i>	<i>W</i>	<i>G</i>	<i>W</i>	<i>G</i>	<i>W</i>	<i>G</i>	<i>W</i>	<i>G</i>	<i>W</i>	
61,5	60	—	0,8	—	0,8	—	0,8	—	0,7	—				750
		0,6	1,5	0,5	1,4	0,4	1,2	0,2	0,8	0,1				1000
		0,8	2,5	0,7	2,0	0,6	1,9	0,4	1,0	0,3				1500
90	90	—	1,4	—	1,1	—	1,9	—	0,8	—				750
		2	2,8	1,7	2,0	1,5	1,5	1	1,0	0,9		0,8		1000
		2	3,5	2	2,9	2,0	2,0	1,5	1,3	1,4		1,2		1500
180	175	5,5	7,2	4,5	4,4	4	2,6	3,5	2,5	3	2,1	2		7750
		6	8,6	5	5,1	4,5	3,4	4,2	3	3,2	2,6	2,8		1000
		6,5	10	5,5	6,0	5	3,8	4,5	3,5	4	3,0	3,5		1500
280	275	11	20	10	16,5	9	9	8	7,5	6,5	6,5	6	4,5	750
		13	21	12	17	11	9,5	10	8	8	7	7	5	1000
		16	22	14	18	13	10,5	12	8,5	10	7	8	5,5	1500
400	400	21	46	20	44	19	24	16	17	14	15	12	12	750
		26	47	25	45	24	24	20	17	17	15	15	12	1000
		31	48	30	45	29	24	24	17	20	15	18	12	1500

Liczby wytłuszczone oznaczają przypadki, w których moc przekładni *G* przewyższa moc przekładni *W*

rażną wyższość nad przekładniami o ślimakach walcowych, posiadających gorsze warunki przyporu, jeżeli chodzi o uzyskanie tarcia płynnego⁸⁾.

Należy jednak podkreślić, iż nieraz przecenia się zdolność przenoszenia mocy przez przekładnie globoidalne, w porównaniu z przekładniami o ślimakach walcowych. W każdym razie porównywanie wyników badań robionych w odmiennych warunkach nie daje właściwego obrazu. Toteż należy się odnieść z dużą ostrożnością do danych firmy Michigan Tool Co, o których mowa we wspomnianym na wstępie artykule, i wg których obciążenie przekładni globoidalnej, przy tym samym przełożeniu i tej samej odległości osi, może być czterokrotnie większe, niż przekładni ślimakowej o ślimaku walcowym.

O wiele pewniejsze mogą być porównawcze dane zakładów wytwarzających równolegle obydwa rodzaje przekładni. Tablica II obejmuje dane niemieckiej wytwórni „ABUS”⁽⁹⁾ dotyczące mocy, przenoszonej przy trwałej pracy przez pięć różnych wielkości przekładni globoidalnych G i przekładni ze ślimakiem walcowym W o takich samych lub bardzo bliskich odległościach osi a , oraz

⁸⁾ Wynika to stąd, iż kierunki wzajemnego ślizgania się powierzchni roboczych ślimaka i ślimacznicy tworzą z linią ich wzajemnego zetknięcia kąty: proste — w zwykłych przekładniach globoidalnych oraz stosunkowo ostre — w przekładniach ze ślimakiem walcowym.

⁹⁾ Vereinigung Volkseigener Betriebe für die Ausrüstung von Bergbau und Schwerindustrie w Lipsku (NRD).

o jednakowych przełożeniach i , przy $n = 750, 1000$ i 1500 obr/min.

Jak widzimy, tylko przy wyższych wartościach przełożenia i przy dużych szybkościach obrotowych przekładnie globoidalne uzyskują przewagę nad przekładniami o ślimakach walcowych; jednak stosunek mocy nigdzie nie przekracza 1,5. Natomiast przy mniejszych przełożeniach, przewagę, i to dochodzącą do podwojenia mocy, wykazują przekładnie ze ślimakami walcowymi. Brak wprawdzie bliższych danych co do konstrukcji przekładni globoidalnych oraz wykonania, można jedynie przypuszczać, że nie jest ona najwyższej jakości¹⁰⁾, co niezawodnie tłumaczy tę stosunkowo nikłą przewagę przekładni globoidalnych.

Tym niemniej trudno liczyć, by przy najstaranniejszym nawet wykonaniu tych dwóch rodzajów przekładni, przewaga ta osiągnęła wartości podane przez Michigan Tool Co. Niezawodnie wchodzi tu w grę w pewnej mierze czynnik reklamy. Niezależnie od tego jednak przekładnie globoidalne, zwłaszcza szybkobieżne, o dużych mocach i o dużych przełożeniach, zasługują na jak najwyższe zajęcie się nimi przez nasze wytwórnie wyposażenia dla różnych gałęzi przemysłu.

¹⁰⁾ Jest t.p. mowa o tym, iż ślimaki walcowe są szlifowane, nie polerowane; o sposobie wykonania ślimaków globoidalnych w ogóle nie ma mowy i należy sądzić, iż nie są szlifowane.

Badania na pełzanie i grafityzację rur kotłowych

621.18:621.643:620.18:669.111.22:539.376:539:379 4

Mgr inż. WŁADYSŁAW PAC

W nowoczesnych kotłach wytwarzających parę o wysokich parametrach temperatura ścianek rur jest bardzo wysoka, a w niektórych częściach jak w przegrzewaczach i w przewodach parowych wynosi ona 500 °C i więcej.

Praca niniejsza stanowi część dalszą artykułu pt. „Pełzanie i grafityzacja rur kotłowych”, opublikowanego w numerze 12/52 PM. Omówiono: badania na pełzanie przewodów parowych i kontrolę pełzania rur przegrzewaczowych, badania zmian strukturalnych, badania rur na grafityzację oraz sposoby usuwania grafityzacji.

Wstęp

Aby materiał rur, pracujący w ciężkich warunkach, uczynić możliwie odpornym na pełzanie, sferoidyzację, grafityzację i utlenianie, należy zapewnić mu jak najwyższe własności.

Rury tego rodzaju wykonuje się ze stali niskostopowych, molibdenowych lub chromo-molibdenowych. Procesy technologiczne przy wytopie i wykonaniu rur należy prowadzić z największą starannością, aby jakość materiału i jego struktura były jak najlepsze. Dalszym operacjom przygotowania rur, jak gięciu i spawaniu należy również poświęcić wiele uwagi, a w celu ulepszenia struktury tych miejsc konieczna jest następna, właściwa obróbka cieplna.

Pomimo wszelkich możliwych starań dla uzyskania jak najlepszej jakości i jednorodności materiału, nigdy nie ma pewności, czy nie zaczną w nim przedwcześnie występować niepożądane zmiany. Należy mieć na uwadze, że badania próbek na pełzanie trwają 1000 czy nawet 2000 godzin, a materiał rury pracuje w kotle wiele tysięcy godzin i podlega zmianom, których z góry nie można przewidzieć. Zjawisko grafityzacji nie jest jeszcze dostatecznie zbadane i zbyt chwiejne są podstawy do przypuszczeń, w których miejscach i w jakim stopniu odbywa się zmiana struktury. Szereg badaczy stwierdza, że niespodzianie trafili na grafityzację albo też odwrotnie

— spotykali tylko słabe ślady wydzielania grafitu tam, gdzie ze względu na materiał i czas oraz warunki pracy należało oczekiwać silnego stanu grafityzacji.

Dlatego konieczne są okresowe badania stanu materiału rur podczas ich pracy w kotłach o wysokich parametrach pary. O konieczności tej świadczą wypowiedzi badaczy niemieckich i amerykańskich, a najwymowniej wydana w r. 1949 w Związku Radzieckim instrukcja¹⁾, nakładająca na użytkowników kotłów wysokoprężnych obowiązek okresowego przeprowadzania badań i obserwacji rur przegrzewaczowych oraz przewodów parowych, przeznaczonych dla pary o temperaturze 450°C lub więcej.

Ponieważ temat ten, prawie nie poruszany w naszej literaturze technicznej, staje się bardzo aktualny, omówimy bliżej zasady postępowania ustalone w wymienionej instrukcji radzieckiej.

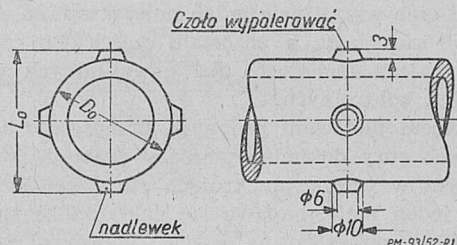
1. Badania na pełzanie przewodów parowych

Badanie na pełzanie polega na okresowych pomiarach średnic zewnętrznych wszystkich prostych odcinków parociągu zbiorczego oraz przewodów między kotłami i parociągami. Pośrodku długości odcinka między złączami spawanymi lub kołnierzowymi, ustala się punkt pomiarowy. Nie powinien on znajdować się w pobliżu podpór

¹⁾ Dodatek nr 1 do „Przepisów o projektowaniu, wykonaniu, konserwacji i odbiorze przewodów parowych i przewodów na gorącą wodę”.

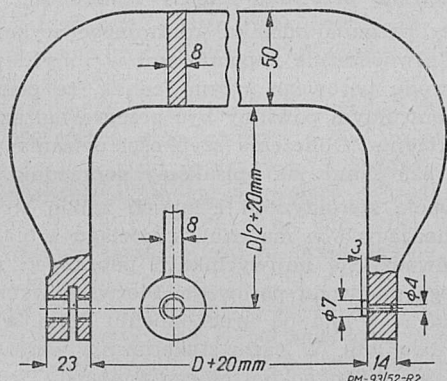
lub podwieszeń przewodu. Na rurach zbiorczych wyznacza się punkty pomiarowe w 2 lub 3 miejscach, rozłożonych równomiernie na długości rury.

W każdym punkcie pomiarowym napawa się do rury nakładki. Każdy taki przekrój powinien być zaopatrzony w 4 nakładki, rozmieszczone równomiernie na obwodzie (rys. 1). Wysokość nakładki wynosi 3 do 5 mm. Nakładki powinny być wykonane ze stali nierdzewnej, a ich powierzchnie czołowe, ściśle do siebie równoległe, należy wyrównać i wypolerować dla usunięcia nierówności i rys.



Rys. 1. Rozkład nakładek na obwodzie przewodu.

Pierwszy pomiar przeprowadza się przed oddaniem obiektu do użytku. Do pomiarów używa się odpowiednich mikrometrów, a w razie ich braku można samemu zbudować przyrząd pomiarowy w rodzaju przedstawionego na rys. 2. Jest to szablon w kształcie płaskiej podkowy; na przypłaszczonej końcu jednego ramienia osadzony jest mocno czop z główką o powierzchni zewnętrznej wyrównanej i wypolerowanej. W drugie ramię wkręcona jest śruba z gwintem mikrometrycznym i niuśm.



Rys. 2. Przyrząd do pomiarów średnic przewodu.

W każdym punkcie pomiarowym należy przeprowadzić pomiar odległości L_0 między powierzchniami każdej przeciwległej pary nakładek, mierząc jednocześnie średnicę zewnętrzną D_0 przewodu między nakładkami. Stąd ustala się wysokość obu nakładek $2h_0 = L_0 - D_0$.

Do dziennika przewodu wpisujemy dla każdego przekroju pomiarowego wielkości D_0 i $2h_0$ oraz temperaturę ścianek przewodu w czasie pomiarów.

Następnie wszystkie odcinki pomiarowe należy starannie osłonić odejmovaną izolacją, wykluczającą możliwość miejscowego studzenia przewodu w czasie jego pracy. Przyrządy pomiarowe należy starannie przechowywać i przed każdym pomiarem kontrolować je za pomocą sprawdzianu.

Następne pomiary przeprowadza się, gdy przewód jest nieczynny, najlepiej przy okazji postojów podczas napraw. Pomiary należy przeprowadzać nie rzadziej niż raz w roku. Przewód powinien być ostudzony, aby tempera-

tura jego ścianek była bliska tej, przy której dokonano pomiaru pierwotnego.

Po zdjęciu izolacji na odcinkach pomiarowych i ostrożnym oczyszczeniu polerowanych powierzchni nakładek przeprowadza się pomiary odległości między nakładkami w sposób opisany poprzednio. Następnie oblicza się średnicę zewnętrzną przewodu z uwzględnieniem poprawki na różnicę temperatury ścianek w czasie pierwotnego i obecnego pomiaru. Średnica ta wynosi:

$$D_1 = \frac{L_1}{1 + \alpha \cdot \Delta t} - 2h_0,$$

gdzie: L_1 — zmierzona odległość między nakładkami; Δt — różnica temperatur ścianki przewodu przy pierwotnym i obecnym pomiarze; α — współczynnik rozszerzalności cieplnej; $2h_0$ — wysokość obu nakładek, ustalona przy pierwotnym pomiarze.

Na podstawie przeprowadzonego pomiaru średnic można określić szybkość pełzania, posilując się wzorem:

$$c = \frac{D_2 - D_1}{D_1 \cdot t} \text{ mm/mm.h}$$

gdzie: D_2 — średnica zewnętrzna przewodu, obliczona dla obecnego pomiaru; D_1 — średnica zewnętrzna przewodu obliczona dla poprzedniego pomiaru; t — ilość godzin pracy przewodu w okresie między poprzednim a obecnym pomiarem.

Jeżeli ustalona w ten sposób szybkość pełzania wynosi mniej niż 10^{-7} mm/mm.h, wynik uważa się za zadowalający i następny pomiar przeprowadza się w ciągu roku. Jeżeli jednak stwierdzono większą szybkość pełzania, następne terminy pomiarów ulegają skróceniu:

gdy c równe od $2 \cdot 10^{-7}$ do $5 \cdot 10^{-7}$ mm/mm.h — do pół roku, gdy c równe od $6 \cdot 10^{-7}$ do $9 \cdot 10^{-7}$ mm/mm.h — do 3 miesięcy.

Jeżeli na jakimkolwiek odcinku przewodu ze stali stopowej wykryto wydłużenie większe niż 1% lub szybkość pełzania większą niż 10^{-6} mm/mm.h, należy przeprowadzić szczegółowe badania tego odcinka. Polegają one na pobraniu wycinka rury o długości około 300 mm i przeprowadzeniu prób mechanicznych. To samo dotyczy przewodów ze stali węglowej, jeżeli wydłużenie przekroczyło 1,5% lub szybkość pełzania jest większa niż 10^{-6} mm/mm.h.

O losie zagrożonego odcinka przewodu decyduje się na podstawie wyników tych badań w oparciu o dotychczasowe pomiary pełzania, obliczenia wytrzymałościowe rur, dokumentację materiału wyjściowego przewodu oraz dziennik temperatur w ciągu całego okresu eksploatacji rurociągu.

2. Badanie na pełzanie rur przegrzewaczy

Obserwacje pełzania prowadzi się za pomocą pomiaru średnic zewnętrznych w tych punktach węzownic, w których można oczekiwać najwyższych temperatur ścianek. W każdym z wybranych punktów pomiarowych należy przeprowadzić bezpośrednie pomiary dwu średnic w kierunkach do siebie prostopadłych. Do pomiarów stosuje się komplet szablonów o różnych wymiarach, zaczynając od średnicy nominalnej z maksymalną dopuszczoną odchyłką ujemną, aż do średnicy nominalnej (z maksymalną odchyłką dodatnią) powiększonej o 2 mm.

Pierwsze pomiary należy przeprowadzić przed uruchomieniem przegrzewacza, a następne — przy każdym zatrzymaniu kotła do bieżącej lub kapitalnej naprawy. Pomiary średnic dokonuje się zawsze w tych samych punktach kontrolnych. Szybkość pełzania oblicza się analogicznie jak dla rurociągów.

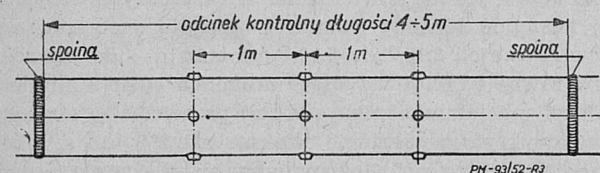
W punktach kontrolnych, wykazujących większe szybkości pełzania, należy wmontować termopary i obserwować temperatury ścianek węzownicy w czasie pracy kotła. W przypadku stwierdzenia podwyższonych temperatur należy dążyć do ich wyregulowania.

Jeżeli pomiar w jakimkolwiek punkcie kontrolnym ujawni, że szybkość pełzania w okresie między dwoma ostatnimi pomiarami przekroczyła 10^{-6} mm/mm.h, albo że powiększenie średnicy rury ze stali węglowej wynosi przeszło 3,5%, a rury ze stali stopowej — przeszło 2,5%, należy wyciąć taki odcinek rury i wpawać na to miejsce nowy króciec. Gdyby jednak stwierdzono, że podane tu graniczne wielkości wydłużeń prowadzą do awarii, należy je obniżyć do 2%.

3. Badania zmian strukturalnych

Niezależnie od pomiarów szybkości pełzania należy prowadzić badania okresowe własności oraz struktury metalu przewodów parowych. W tym celu, już w czasie montażu kotła, należy na przewodzie między kotłem a przewodem zbiorczym przewidzieć prosty odcinek kontrolny o długości 4 — 5 m.

Na odcinek kontrolny przewodu należy użyć całą rurę z takiego samego materiału i o takich samych wymiarach, jak pozostałe rury przewodu. Rurę tę wpawa się w linię przewodu jak pokazano na rys. 3. Grubość ścianki rury odcinka kontrolnego nie może przekraczać nominalnej grubości ścianki. Korzystniej jest jeszcze gdy grubość jest mniejsza od nominalnej o dopuszczalną ujemną odchyłkę.



Rys. 3. Odcinek kontrolny przewodu do badań zmian strukturalnych.

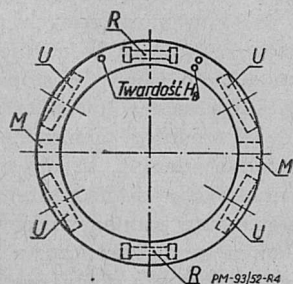
Przed wmontowaniem rury do przewodu pobiera się z niej na obu końcach po jednym pierścieniu próbnym o długości 300 — 350 mm. Każdy z pierścieni należy poddać badaniom w celu ustalenia własności wytrzymałościowych i struktury wyjściowego materiału rurociągu.

Badania te obejmują:

- 1) określenie składu chemicznego materiału,
- 2) określenie twardości w przekroju poprzecznym,
- 3) próbę rozciągania z określeniem własności plastycznych oraz próbę uderzeniową,
- 4) badania metalograficzne.

Z każdego pierścienia pobiera się 2 próbki do próby rozciągania, 4 próbki do próby uderzeniowej oraz 2 próbki do badań metalograficznych.

Rozkład próbek pokazany jest na rys. 4.



Rys. 4. Rozkład próbek w przekroju pierścienia próbnego; R — próbka do próby rozciągania, U — próbka do próby uderzeniowej, M — próbka do badań metalograficznych.

Szczególny nacisk kładzie instrukcja na badania metalograficzne, gdyż ich wyniki, przez porównanie z wynikami późniejszych badań w toku pracy rurociągu, będą

służyły za podstawę do oceny zachodzących zmian strukturalnych. Po zbadaniu każdej próbki pod mikroskopem wybiera się miejsca o najbardziej typowej strukturze i wykonuje ich zdjęcia w powiększeniu 100-krotnym dla utrwalenia obrazu ogólnego charakteru struktury i 1000-krotnym — dla przedstawienia budowy perlitu. Wykonuje się również zdjęcia mikrograficzne wewnętrznej krawędzi rury w celu określenia stopnia odwęglenia tej powierzchni. Ponadto należy określić klasę co do wielkości i gęstości wtrąceń niemetalicznych.

Wyniki tych wszystkich badań należy zapisać w książce kontroli rurociągu, a pozostałe części obu pierścieni próbnych należy zachować dla ewentualnych późniejszych badań kontrolnych.

Po odcięciu pierścieni próbnych przeprowadza się na obu końcach rury dokładne pomiary grubości jej ścianki, po czym w trzech przekrojach rury, położonych od siebie co jeden metr, napawa się nakładki ze stali nierdzewnej, jak pokazano na rys. 3. Wymiary nakładek, ich rozkład na obwodzie rury oraz przeznaczenie są takie same, jak opisaliśmy przy badaniach pełzania przewodów. Jeżeli rura ma na obwodzie niezupełnie jednakową grubość, to jeden rząd nakładek należy umieścić wzdłuż tworzącej, odpowiadającej najmniejszej grubości ścianki, znakując specjalnie te nakładki.

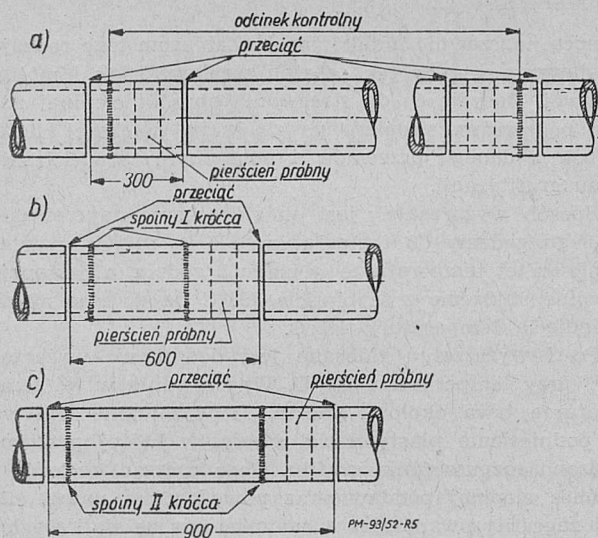
Następnie rurę wmontowuje się do przewodu w miejscu wyznaczonym uprzednio na odcinek kontrolny. Przed oddaniem przewodu do pracy należy szczególnie dokładnie pomierzyć odległości między powierzchniami każdej pary przeciwnych nakładek, mierząc jednocześnie średnicę zewnętrzną przewodu między nakładkami.

Pomiary pełzania odcinka kontrolnego wykonuje się następnie równocześnie z pomiarami w innych przekrojach przewodu parowego z tym jednak, że pomiary na odcinku kontrolnym powinny być przeprowadzane szczególnie dokładnie. Obliczenia szybkości pełzania przeprowadza się tak samo, jak opisaliśmy poprzednio.

Obserwacje sferoidyzacji i innych zmian strukturalnych, zachodzących w materiale rurociągu z biegiem lat pracy, prowadzi się na wycinkach pobranych z odcinka próbnego przewodu parowego. Pierwszy wycinek należy pobrać w 3 lata po uruchomieniu kotła, a następnie — co dwa lata. W razie stwierdzenia wzrostu szybkości pełzania odcinka kontrolnego przewodu, terminy te ulegają skróceniu.

Tok pobierania wycinków przedstawiony jest na rys. 5. Pierwsze wycięcie wykonuje się w sposób pokazany na rys. 5a. Długość wycinka wynosi 300 mm a pobiera się go tak, aby objął spoinę odcinka kontrolnego. Po przecięciu rury i odjęciu wycinka pobiera się z niego pierścień próbnym (rys. 5a). Z pierścienia próbnego wykonuje się takie same próbki, jak pokazano na rys. 4 i przeprowadza się takie same badania, jakie były wykonane przed wmontowaniem odcinka próbnego do przewodu.

Zupełnie analogicznie postępuje się z drugim końcem odcinka kontrolnego, pobierając z niego taki sam wycinek i przeprowadzając takie same badania na wyciętym z niego pierścieniu próbnym. Na miejsce pobranych wycinków wpawa się w rurociąg króćce, używając do tego celu odcinki z rury, którą należało zarezerwować przy budowie przewodu. Rura ta powinna mieć nie tylko takie same wymiary ale i taki sam skład chemiczny, jak inne rury przewodu.



Rys. 5. Pobieranie wycinków i pierścieni próbnych z odcinka kontrolnego przewodu; a — pobieranie I pary wycinków, b — pobieranie II pary wycinków, c — pobieranie III pary wycinków.

Przy następnym badaniu z każdego końca odcinka kontrolnego należy pobrać wycinek długości 600 mm. Sposób pobrania wycinka i pierścienia próbnego pokazany jest na rys. 5b. Następny wycinek, pobierany przy trzecim kolejnym badaniu, widzimy na rys. 5c. Pierścień próbný pobiera się z tej części wycinka, która należy do pierwotnego odcinka kontrolnego.

Na odcinku kontrolnym należy umieszczać co pewien czas termoparę w celu zbadania temperatury ścianki.

4. Badania grafityzacji

Według instrukcji radzieckiej badaniu na grafityzację podlegają przewody i skrzynki zbiorcze, wykonane ze stali molibdenowej.

Pierwsze badanie należy przeprowadzić nie później niż po 15000 godzin pracy przewodu. W tym celu wybiera się 10 do 15% złącz spawanych. Z każdego z wybranych złącz pobiera się korek próbny o średnicy 25 ± 35 mm. Korek powinien objąć nie tylko spoinę ale i strefę wpływu ciepła. Korki są przeznaczone do badań metalograficznych.

Jeżeli w jakimkolwiek z badanych złącz wykryta zostanie grafityzacja choćby w początkowym stadium, złącze takie należy poddać szczegółowemu badaniu. W tym celu wycina się z przewodu pierścień, zawierający pośrodku zakwestionowane złącze. Szerokość pierścienia wynosi około 300 mm. W sposób podobny jak pokazano na rys. 4 pobiera się z pierścienia próbki, na których należy przeprowadzić następujące badania:

- 1) badanie składu chemicznego wraz z określeniem wolnego grafitu,
- 2) badania mikrograficzne spoiny i strefy przejściowej,
- 3) próby wytrzymałościowe wraz z próbą udurowienia i próbą zginania w strefie wydzielania grafitu.

Na podstawie tych badań oraz biorąc pod uwagę posiadane dane dotyczące rurociągu, jak: charakterystyka materiału wyjściowego, przebieg operacji gięcia rur, sposoby obróbki cieplnej, temperatury pracy itp., odpowiednie czynniki miarodajne decydują, czy przewód może być dopuszczony do dalszej pracy, względnie, jakie należy zastosować środki w celu poprawienia struktury.

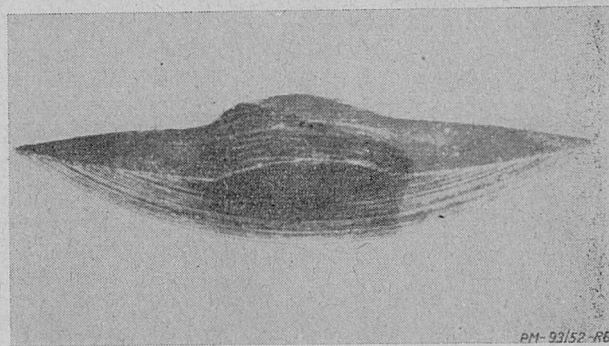
Następne badania okresowe należy wykonywać nie rzadziej jak co 2 lata. Badania przeprowadza się na kor-

kach próbnych jak przy pierwszym pomiarze, a prócz tego z każdego 100 metrów bieżących badanego przewodu należy wyciąć jeden pierścień, który poddaje się badaniom jak poprzednio.

Jeżeli przy poprzednim badaniu wykryto w niektórych złączach początki grafityzacji, to przy następnym badaniu należy wybrać choćby jedno z tych złącz. Po wycięciu pierścienia, obejmującego zagrożone złącze, poddaje się go szczegółowym badaniom.

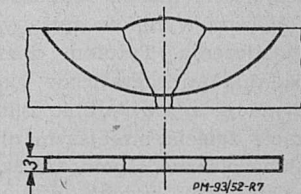
Po wypadku w 1943 r. w elektrowni Springdale w Stanach Zjednoczonych poświęcono dużo uwagi zagadnieniu grafityzacji. Na podstawie rozległych badań przyjęto następujące zasady postępowania.

Przy większej ilości prób ocenę o postępach grafityzacji opiera się na badaniach metalograficznych i próbie zginania miejsc zagrożonych. Używanie do tych badań korków próbnych uznano za niedogodne, gdyż próbki do zginania wypadają zbyt małe, a zapawanie otworów po korkach, zwłaszcza w przewodach grubościennych, jest bardzo uciążliwe.



Rys. 6. Wycinek do badań grafityzacji.

Aby pobrać dostatecznie dużą próbkę przymocowuje się do przewodu małą frezarkę, która narzędziem o odpowiednim kształcie wybiera z materiału rury próbkę w kształcie półkulistej cząstki. Próbkę tak wyciętą z obwodowego złącza spawanego przedstawia rys. 6. Następnie rozcina się próbkę na trzy części, przy czym oba boczne odcinki,



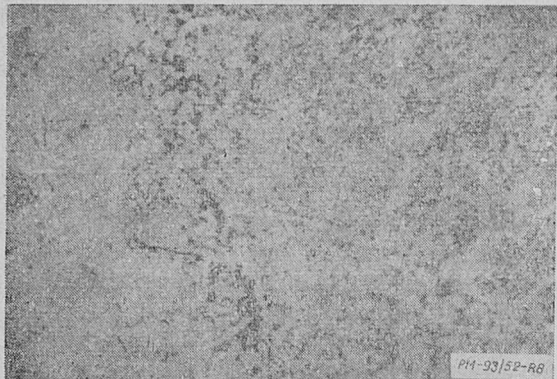
Rys. 7. Próba do próby zginania.

o kształcie dzwonka pomarańczy, służą do badań metalograficznych, środkowy odcinek zaś, przedstawiający płytkę o grubości 3 mm (rys. 7), do próby zginania.

Obie boczne powierzchnie płaskiej próbki należy wyrównać i oszlifować, po czym następuje trawienie w celu ujawnienia zarysu spoiny. Próbe przeprowadza się na zwykłym przyrządzie do zginania na trzpieniu. Próbkę zgina się po granicy spoiny i strefy przejściowej, a więc w pasie najprawdopodobniejszego wydzielania grafitu. Przy pojawieniu się pęknięcia przerywa się próbę i mierzy kąt zgięcia.

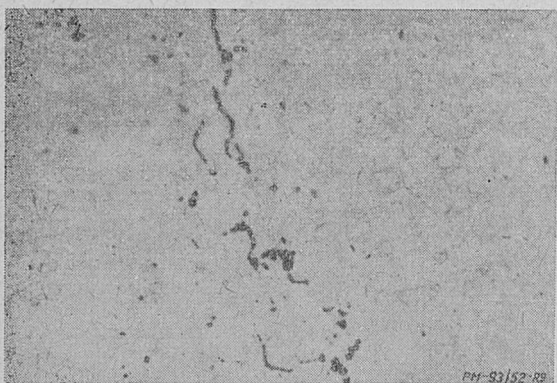
Wg Rohriga i Duzera¹⁾ rozróżnia się 3 stopnie grafityzacji. I stopień — to grafityzacja „lekka” (mild). Charakteryzują ją rzadko rozrzucone małe punkciki grafitu. II stopień — grafityzacja umiarkowana (moderate). Liczniejsze i bardziej skupione płatki grafitu układają się w szereg na pograniczu spoiny i strefy przejściowej

¹⁾ Combustion, nr 1/52.



Rys. 8. Grafityzacja umiarkowana.

(patrz rys. 8). Wreszcie III stopień — to grafityzacja silna (severe) lub łańcuszkowa (chain-type). Płatki grafitu zlewają się, tworząc krótkie na razie zygzaki, jak to widzimy na rys. 9. Przytoczone zdjęcia mikrograficzne



Rys. 9. Silna grafityzacja.

(powiększenie 100-krotne) przedstawiają charakterystyczny układ dla danego stopnia grafityzacji. W praktyce oczywiście można spotkać wszelkie stany pośrednie.

Ocena wyników opisanych badań wymaga dużego doświadczenia. Tytułem orientacji przyjmuje się, że gdy badania mikrograficzne ujawniły II lub III stopień grafityzacji, a przy próbie zginania nastąpiło pęknięcie przy kącie zgięcia mniejszym niż 45° , złącze należy uznać za niebezpieczne. Spoinę wraz ze strefą przejściową należy niezwłocznie wyciąć, a po zukosowaniu brzegów wykonać nową spoinę.

Jeżeli spotkaliśmy grafityzację II stopnia lub w początkach III stopnia, a pęknięcie próbki w czasie zginania nastąpiło przy kącie zgięcia $45 \div 90^\circ$, to wycięcie złącza można odłożyć do najbliższego postoju kotła. Jeżeli przy próbie zginania pęknięcie próbki wystąpi przy kącie zgięcia większym niż 90° , złącze można pozostawić do dalszej obserwacji.

Po decyzji o dalszych losach złącza następuje zapawanie wgłębienia w przewodzie w miejscu wyciętej próbki. Należy dodać, że dla ułatwienia zapawania nie przecina się na wylot ścianki przewodu przy pobieraniu próbki, lecz pozostawia się spód ścianki o grubości około 1,5 mm.

5. Usuwanie grafityzacji

W niektórych krajach stosuje się od kilku lat poprawianie miejsc zagrafitowanych. Polega ono na rozpuszczaniu wydzielonego grafitu drogą stosowania obróbki cieplnej odcinków przewodu, ujawniających lekki stan grafityzacji. Wyżarzanie miejscowe przeprowadza się za

pomocą nagrzewnic indukcyjnych. Zabiegom tego rodzaju poddawane są rury tak ze stali węglowej, jak i molibdenowej. Decyzję co do stosowania obróbki cieplnej należy podejmować dopiero po zbadaniu większej ilości próbek z danego przewodu i dokładnym stwierdzeniu stanu grafityzacji.

Sposób wyżarzania jest następujący: nagrzewanie w ciągu godziny do temperatury $925 \div 940^\circ\text{C}$, wygrzewanie w tej temperaturze w ciągu 2 godzin, a następnie powolne studzenie z szybkością 150°C na godzinę aż do osiągnięcia temperatury 425°C .

Po I wyżarzaniu zalecane jest dodatkowe wyżarzanie¹⁾ przy temperaturze 690°C . Wygrzewanie w tej temperaturze trwa około 4 godzin. II wyżarzanie wpływa na podniesienie plastyczności strefy, w której przeprowadzano rozpuszczanie grafitu. Tego rodzaju podwójnej obróbce cieplnej poddawano z powodzeniem nawet silnie zagrafitowane złącza spawane rur ze stali węglowej, uciekając się do tego w wypadkach, gdy nie było możliwości natychmiastowego usunięcia wadliwego złącza.

Niektórzy badacze uważają, że tego rodzaju obróbka cieplna jest najskuteczniejszym ze znanych obecnie sposobów poprawiania złącz zagrafitowanych. Zabieg taki przedłuża życie złącz spawanych, ale należy je tym bardziej obserwować w dalszej pracy, gdyż w miejscach poprawianych, po pewnym czasie może występować powrotna grafityzacja.

Jeżeli ze względu na stopień grafityzacji postanowiono usunąć dane złącze, wycina się palnikiem całą spoinę razem ze strefą zagrafitowaną. Podobnie jak przy pobieraniu próbek z przewodu, spoiny nie wycina się na wylot, lecz pozostawia dno o grubości około 1,5 mm. Boki rowka ukosuje się następnie przecinakami lub przez szlifowanie. Szerokość nowego rowka jest zwykle o 30 do 50% większa od szerokości pierwotnej spoiny.

Można też wyciąć pierścień obejmujący zagrożone złącze i na to miejsce wpawać nowy odcinek rury. Jest to zabieg bardziej radykalny, ale wymaga wykonania dwu nowych spoin.

Przy wykonaniu spoin powinny być zachowane pierwotnie stosowane sposoby spawania. Nowo wykonane złącza podlegają następnie wyżarzaniu w temperaturze $925 - 940^\circ\text{C}$, przy czym technika obróbki cieplnej jest taka sama jak przy poprawianiu miejsc zagrafitowanych.

¹⁾ Nomenklatura zgodna z PN/H — 01200. Przyjęta dotychczas nazwa dla takiej obróbki cieplnej złącz spawanych — odpuszczanie.

SZYBKOSCIOWE PROJEKTOWANIE PRZYRZĄDÓW

Przy szybkościowym projektowaniu przyrządów należy wychodzić z następujących zasad:

- 1) stosować podzespoły;
- 2) w jak największym stopniu wykorzystywać znormalizowane elementy;
- 3) maksymalnie wykorzystywać uprzednio wykonane szkice analogicznych konstrukcji;
- 4) zbierać dla wewnętrznego użytku w zakładzie materiały, dotyczące tych tematów i wykorzystywać je przy projektowaniu nowych przyrządów.

Stosując powyżej podane zasady, jeden z zakładów w ZSRR osiągnął 2 do 3-krotną oszczędność w czasie i 60% oszczędności na kosztach projektowania.

Do szybkościowej produkcji przyrządów konieczna jest dobrze wyposażona narzędziownia oraz posiadanie dostatecznie dużej ilości znormalizowanych części przyrządów (wykończonych lub półobrobionych).

W. L.

Rozwiązania konstrukcyjne żurawi samojezdnych na podwoziu ogumionym

621.873.2/3:629.113.5

Mgr inż. HENRYK HAWRYLAK, Mgr inż. TADEUSZ ŻUR

Żurawie samojezdne ze względu na swoje liczne zalety znajdują coraz szersze zastosowanie przy pracach przeładunkowych i montażowych (z wyposażeniem haka i chwytaka), a oprócz tego można je stosować jako koparkę do prac ziemnych (z zastosowaniem zmiennego wyposażenia, w które wchodzi: łopata przedsiębierna, zabierak, strug oraz kafar i inne).

Poniżej podano ogólny podział żurawi samojezdnych oraz omówiono poszczególne mechanizmy i elementy konstrukcyjne żurawi na podwoziu ogumionym mianowicie: napęd i przekładnia przysilnikowa, mechanizm podnoszenia, zmiany wysięgu, mechanizm zwrotny i obrotu, platforma i podwozie. W końcu omówiono ogólnie rodzaje sterowania żurawiami samojezdnych.

1. Wiadomości wstępne

Żurawie samojezdne ze względu na rodzaj podwozia dają się podzielić na następujące grupy:

- żurawie na podwoziu ogumionym,
- żurawie gąsienicowe,
- żurawie kolejowe.

Najpóźniej z trzech wymienionych grup rozpowszechniły się żurawie na podwoziu ogumionym na skutek trudności w doborze odpowiedniego ogumienia. Ze względu na swą wszechstronność są one obecnie najczęściej używanym typem żurawia samojezdnego.

Pod terminem żuraw samojezdny na podwoziu ogumionym rozumiemy żuraw zamontowany na specjalnym

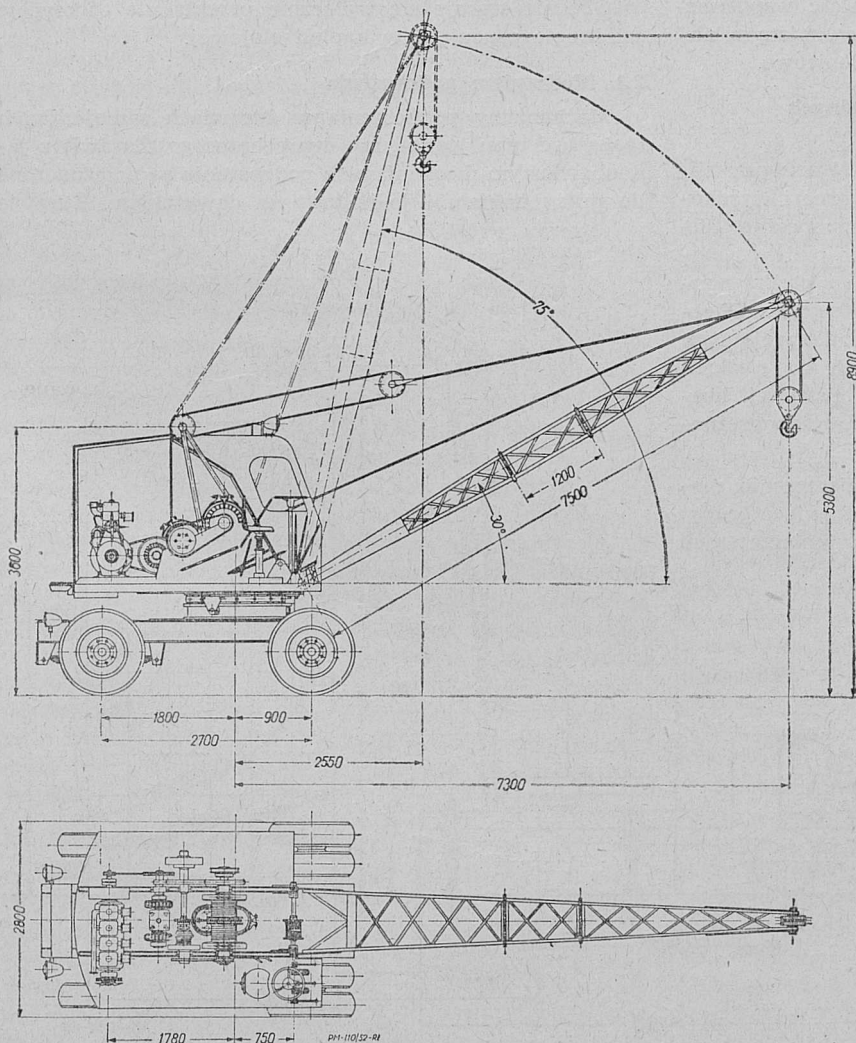
podwoziu zaopatrzonym w koła ogumione, jakkolwiek do kategorii tej zaliczamy również typ żurawia zamontowanego na podwoziu samochodowym.

Zasadniczą zaletą żurawia samojezdnego jest wzrost pola działania w porównaniu z żurawiem kolejowym lub stałym. Dalsze znaczenie ma ekonomia pracy silnika spalinowego, który jest źródłem mocy wolnym od komplikacji związanych z zaopatrzeniem w węgiel i wodę, charakterystycznych dla maszyny parowej, albo z doprowadzeniem energii elektrycznej, koniecznej przy stosowaniu silników elektrycznych.

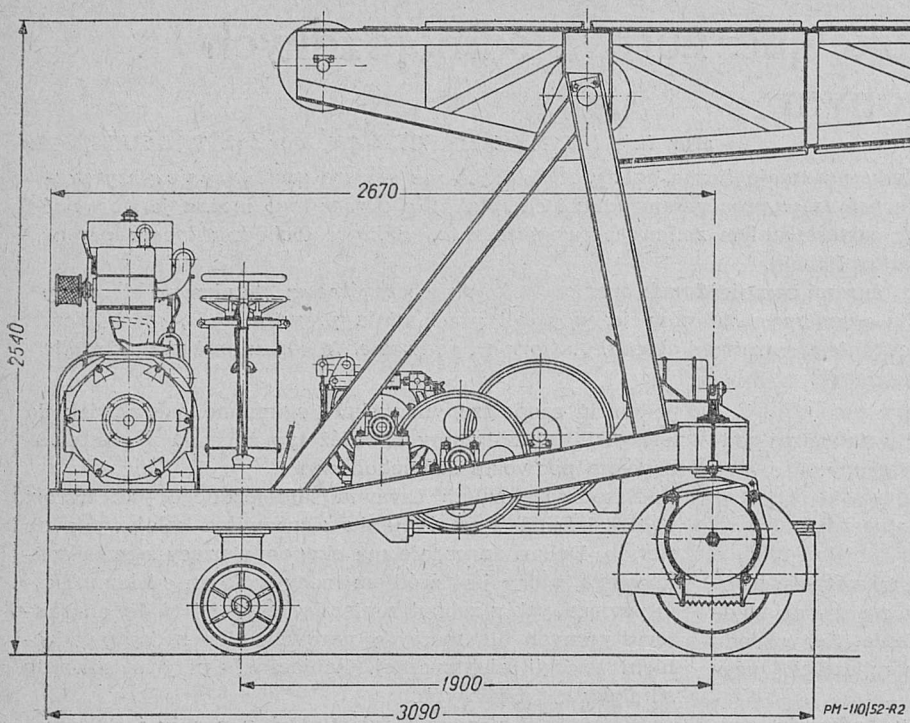
Najczęściej używany dziś typ żurawia samojezdnego na podwoziu ogumionym ma napęd od silnika wysokoprężnego, opony pneumatyczne, pełny obrót, maksymalny udźwig do 10 t, wysięgnik kratownicowy długości od 6 do 18 m. Przykład takiego żurawia jest przedstawiony na rys. 1. Rys. 2 przedstawia żuraw samojezdny z wysięgnikiem dwuramiennym przystosowanym do prac w niskich pomieszczeniach, lub w przestrzeni ograniczonej.

Żurawie na podwoziu samochodowym mogą posiadać napęd mechanizmów od silnika samochodowego (rys. 3) względnie od specjalnego silnika umieszczonego na części obrotowej. Podwozie pędzone jest przez silnik samochodu. Żurawie tego typu stosowane są w przypadkach długich przejazdów po miernych drogach. Wadą ich w porównaniu z żurawiami na specjalnych podwoziach jest mniejsza ruchliwość i trudniejsza obsługa. Początkowo żurawie były montowane na zwykłym podwoziu samochodowym. Obecnie stosuje się specjalnie przystosowane i wzmocnione podwozia samochodów już istniejących lub podwozia samochodów ciężarowych specjalnie w tym celu konstruowanych. Używane są podwozia cztero, sześć i ośmiokołowe.

Przy mechanizacji prac ciężkich chętnie stosowane są również żurawie na podwoziu gąsienicowym m. Jakkolwiek nie można ich podciągnąć pod określenie żurawie na podwoziu ogumionym, należy o nich wspomnieć, ze względu na ten sam stopień ruchliwości co żurawie na



Rys. 1. Żuraw samojezdny o udźwigu 3 t.



Rys. 2. Żuraw samojezdny o udźwigu 1 t z wysięgnikiem dwuramiennym.

podwoziu ogumionym i ponieważ duża ilość współczesnych żurawi samojezdnych na podwoziu ogumionym nadaje się do zabudowania na podwozie gąsienicowe.

2. Mechanizmy żurawi samojezdnych

2.1. Napęd

Źródłem mocy żurawi samojezdnych jest z reguły silnik spalinowy. Używane są silniki niskoprężne i wysokoprężne. Ostatnio stosowane są silniki wysokoprężne. Silników niskoprężnych ze względu na drogę paliwo i stosunkowo lekką konstrukcję w porównaniu z ciężką konstrukcją maszyn dźwigowych nie należy stosować. Obecnie zmierza się do uruchomienia produkcji specjalnych silników wysokoprężnych, przystosowanych do ciężkich warunków pracy (w prototypie żurawia konstrukcji krajowej przewiduje się zastosowanie silnika wysokoprężnego S 64).

Ze względu na ilość silników i ich rozmieszczenie, możemy podzielić żurawie samojezdne na następujące grupy:

- żurawie jednosilnikowe z silnikiem umieszczonym na platformie obrotowej i z napędem od tego silnika na koła jezdne przez trzon centralny. Są to właściwe żurawie samojezdne.
- żurawie jednosilnikowe z silnikiem na podwoziu samochodowym i z napędem od niego na mechanizmy żurawia (żuraw samochodowy jednosilnikowy rys 3).
- żurawie dwusilnikowe z oddzielnymi napędami dla mechanizmu jazdy i mechanizmów podnoszenia, zmiany wysięgu i obrotu.

Wały wykorbione silników łączą się z pierwszym wałem przekładni przy pomocy głównego sprzęgła ciernego, które pozwala

na wyłączenie mechanizmów od silnika. W żurawiach z wyposażeniem koparki moc silnika jest dobierana dla mechanizmów koparki. Pojemność zbiornika paliwa powinna wystarczyć na co najmniej ośmiodzinny dzień pracy.

2.2. Przekładnia przysilnikowa

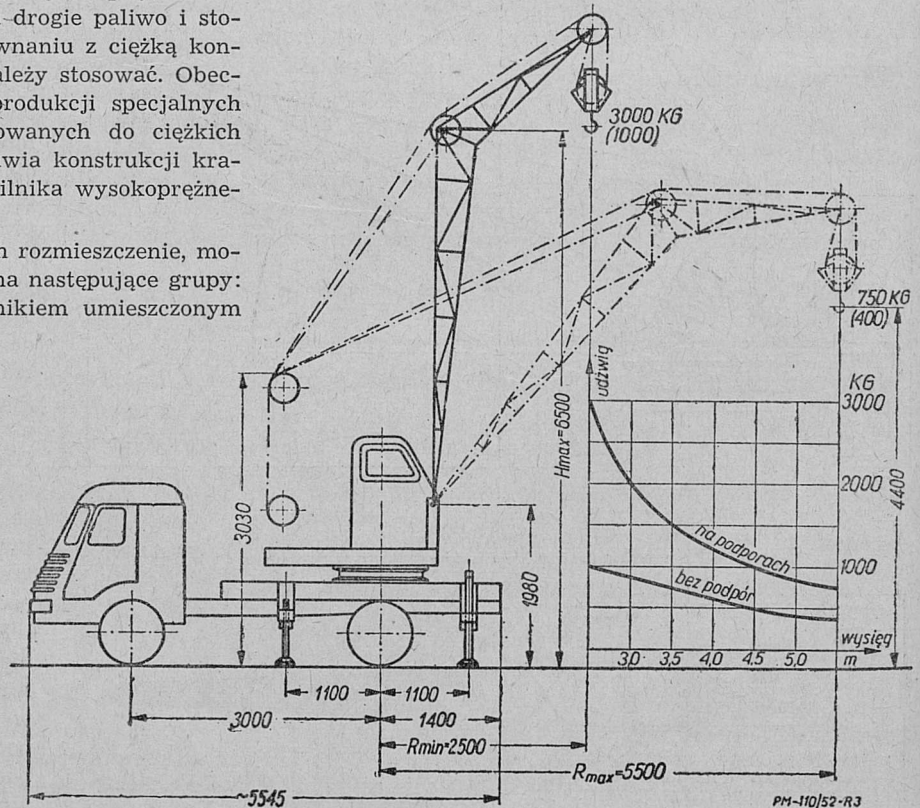
Przekładnie przysilnikowe przenoszą moment napędowy od silnika do poszczególnych mechanizmów żurawia i są wykonywane jako przekładnie zębate i łańcuchowe. W jednostopniowych przekładniach zębatych stosuje się czasami pośrednie koło zębate w celu osiągnięcia koniecznej odległości osi. W żurawiach-koparkach mogą być zastosowane dwubiegowe skrzynki przekładniowe w celu otrzymania żądanych, różnych prędkości pracy.

Przekładnie łańcuchowe są wykonywane z łańcuchami cichobieżnymi. Polecane jest zastosowanie łańcuchów tulejkowych wielorzędowych pracujących w kąpeli olejowej.

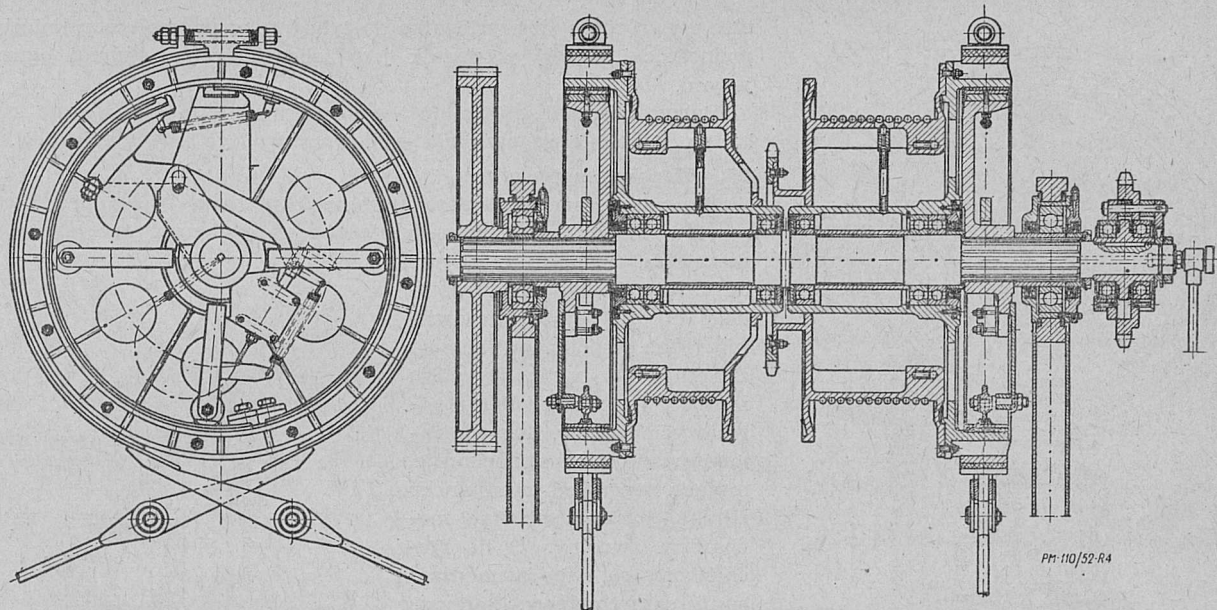
Obecnie stosuje się wyłącznie przekładnie całkowicie zamknięte pracujące w kąpeli olejowej.

2.3. Mechanizm podnoszenia

Mechanizmy podnoszenia w żurawiach samojezdnych mogą być typu jedno-, lub dwubębnowego. Żurawie z jednobębnowym mechanizmem podnoszenia są przeznaczone do pracy hakiem i jednolinowym chwytkiem. Żurawie



Rys. 3. Żuraw samojezdny o udźwigu 3 t.



Rys. 4. Dwubębnowy mechanizm podnoszenia z bębniami umieszczonymi na wspólnym wale.

z dwubębnowym mechanizmem podnoszenia są przeznaczone do pracy chwytnikiem dwulinowym i przy wyposażeniu koparki.

W dwubębnowych mechanizmach podnoszenia bębny mogą być umieszczone na jednym wspólnym wale lub na dwu wałach równoległych.

Srednice i ilości obrotów obu bębnow przy-
nuje się zwykle jednakowe, ale długości ich (po-
jemność liny) są różne, ponieważ lina pomocnicza
dla zmiennego wyposażenia zazwyczaj jest dłuż-
sza niż lina podnosząca. Jednobębnowe mecha-
nizmy podnoszenia są wykonywane najczęściej
z możliwością zmiany kierunku obrotów, przez
zastosowanie specjalnego mechanizmu zwrotnego
w celu zapewnienia należytego opuszczania haka
i bezpiecznego opuszczania ciężaru. W dwubęb-
nowych mechanizmach podnoszenia, bębny są uło-
żyskowane na stałe obracającym się wale, a włą-
czanie odbywa się za pomocą sprzęgieł. Ha-
mulce mechanizmu podnoszenia (taśmowe, lub rza-
dziej szczękowe) są umieszczone bezpośrednio na
bębniach i sterowane zwykle przy pomocy pedałów.

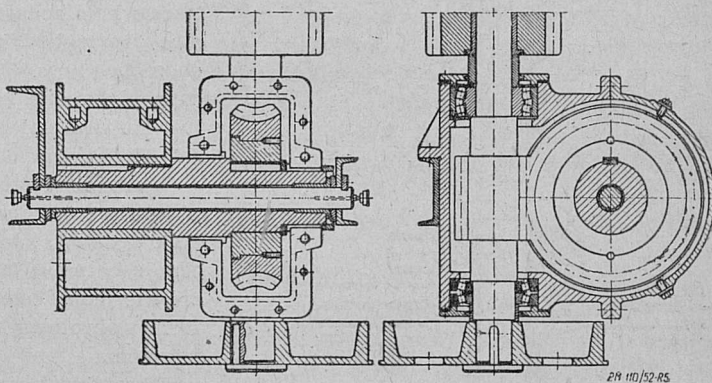
Mechanizm podnoszenia szczególnie dla żurawi pra-
cujących ze zmiennym wyposażeniem zalicza się do III
stopnia natężenia pracy. Konstrukcja bębnow mecha-
nizmu podnoszenia powinna umożliwiać szybką wymianę ich
przy pracy ze zmiennym wyposażeniem. Bębny dla liny
podnoszącej są wykonywane jako bębny z pojedynczym
nawinięciem liny; na powierzchni bębna nacięte są rowki,
prowadzące linę. Bębny dla zmiennego wyposażenia mogą
mieć gładką powierzchnię roboczą i układanie się liny
może być wielowarstwowe (zwykle nie więcej niż trzy
warstwy).

2.4. Mechanizm zmiany wysięgu

Mechanizmy zmiany wysięgu są wykonywane najczę-
ściej jako jednobębnowe, a tylko w ciężkich żurawiah
o dużym udźwigu stosuje się mechanizmy dwubębnowe,
umieszczone na jednym wale. W mechanizmach zmiany
wysięgu stosowane są przekładnie ślimakowe i przekład-
nie zębate czołowe. Przekładnie ślimakowe wykonywane
są jako samohamowne i opuszczanie wysięgnika osiąga się

wówczas przez zmianę kierunku obrotów bębna. W celu
uniknięcia nieprzewidzianego opuszczenia wysięgnika, w
przypadku zastosowania ślimaka wielozwojnego zakłada
się stale zaciągnięty hamulec taśmowy (rys. 5).

Zmianę kierunku obrotów ślimaka w mechanizmie
zmiany wysięgu uzyskuje się za pomocą głównego mecha-



Rys. 5. Mechanizm zmiany wysięgu z przekładnią ślimakową.

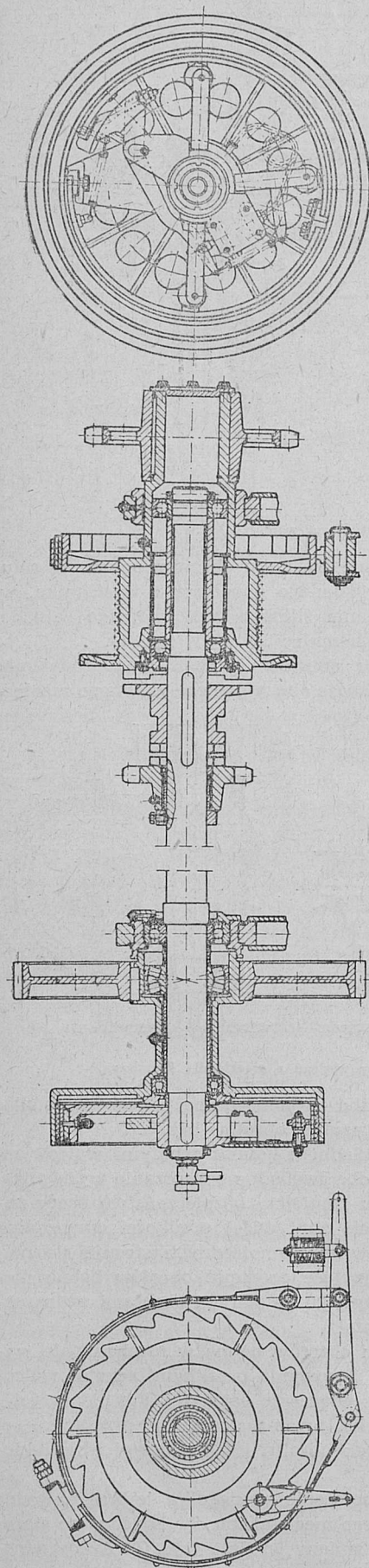
nizmu zwrotnego, albo za pomocą specjalnego mecha-
nizmu zmieniającego kierunek obrotów bębna.

Stosowanie przekładni z kołami zębatymi walcowymi
(rys. 6) pociąga za sobą swobodne opuszczanie wysięgnika,
co w dużym stopniu zmniejsza bezpieczeństwo pracy żu-
rawia. Dla uniknięcia zbyt dużej prędkości opuszczania
wysięgnika w żurawiah samojedznych stosuje się me-
chanizmy synchronizujące prędkość obrotów bębna me-
chanizmu zmiany wysięgu ze stałymi obrotami wału me-
chanizmu podnoszenia¹⁾.

Zmianę kierunku obrotów bębna w mechanizmie wy-
sięgu w przypadku stosowania przekładni zębatej walco-
wej osiąga się przez włączenie parzystej lub nieparzystej
ilości kół zębatych, lub przez zastosowanie przekładni zę-
batej (jeden kierunek obrotu) i łańcuchowej (drugi kie-
runek obrotu).

Górne skrajne położenie wysięgnika jest ograniczane
za pomocą specjalnego mechanizmu działającego na stero-
wanie mechanizmu zmiany wysięgu (rys. 7). Ażeby zapo-

¹⁾ Patrz Przegląd Techniczny 1952 r. nr 2, str. 64.



Rys. 6. Mechanizm zmiany wysięgu z przekładnią walcową.

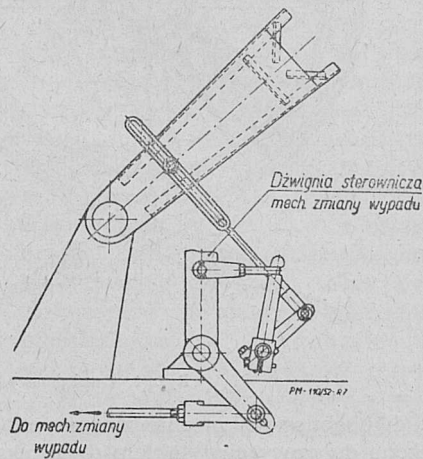
biec wywróceniu się wysięgnika do tyłu (np. w przypadku pęknięcia liny podnoszącej ciężar) wysięgnik jest zabezpieczony cięgnami ograniczającymi.

Bębny mechanizmu zmiany wysięgu wykonuje się żeliwne z gładką powierzchnią roboczą dla wielowarstwowego nawinięcia liny.

2.5. Mechanizm zwrotny

Stosowanie mechanizmów zwrotnych pozwala na zmianę kierunku obrotów żurawia. Żurawie samojezdne na podwoziu specjalnym mają niezależne mechanizmy zwrotne dające możliwość równoczesnego obrotu i jazdy żurawia, lub jeden wspólny mechanizm zwrotny. W takim wypadku możliwy jest tylko jeden z powyższych ruchów. Żurawie zamontowane na samochodzie, mające napęd od specjalnego silnika, muszą posiadać mechanizm zwrotny. O ile mechanizmy są napędzane przez silnik samochodowy, korzysta się z biegu wstecznego skrzynki przekładniowej samochodu.

Rozróżniamy mechanizmy zwrotne z kołami zębatymi stożkowymi i walcowymi. Mechanizm zwrotny z kołami stożkowymi składa się z trzech stożkowych kół zębatych pozostających stale w zazębieniu. Dwa z tych kół są kołami pędzącymi na przemian trzecie koło zębate. Koła zębate pędzące są połączone z wałem przy pomocy sprzęgła tak, że umożliwiają równoczesne włączenie tylko jednego z nich (rys. 8). W mechanizmie zwrotnym z kołami zębatymi walcowymi zmianę kierunku obrotów osiąga się przez włączenie parzystej lub nieparzystej ilości kół zębatych (rys. 9).



Rys. 7. Mechanizm ustalający krańcowe położenie wysięgnika.

2.6. Mechanizm obrotu

Mechanizm obrotu żurawia samojezdnego (rys. 10) jest ustawiony na platformie obrotowej. Obrót uzyskuje się przez zazębienie ostatniego koła zębatego omawianego mechanizmu z nieruchomym dużym wieniec zębatym ustawionym na podwoziu żurawia. Wieniec ten stanowi zwykle jedną całość z wieniec tocznym, który przenosi naciski od platformy obrotowej przez konstrukcję toczną w postaci kół, albo rolek tocznych.

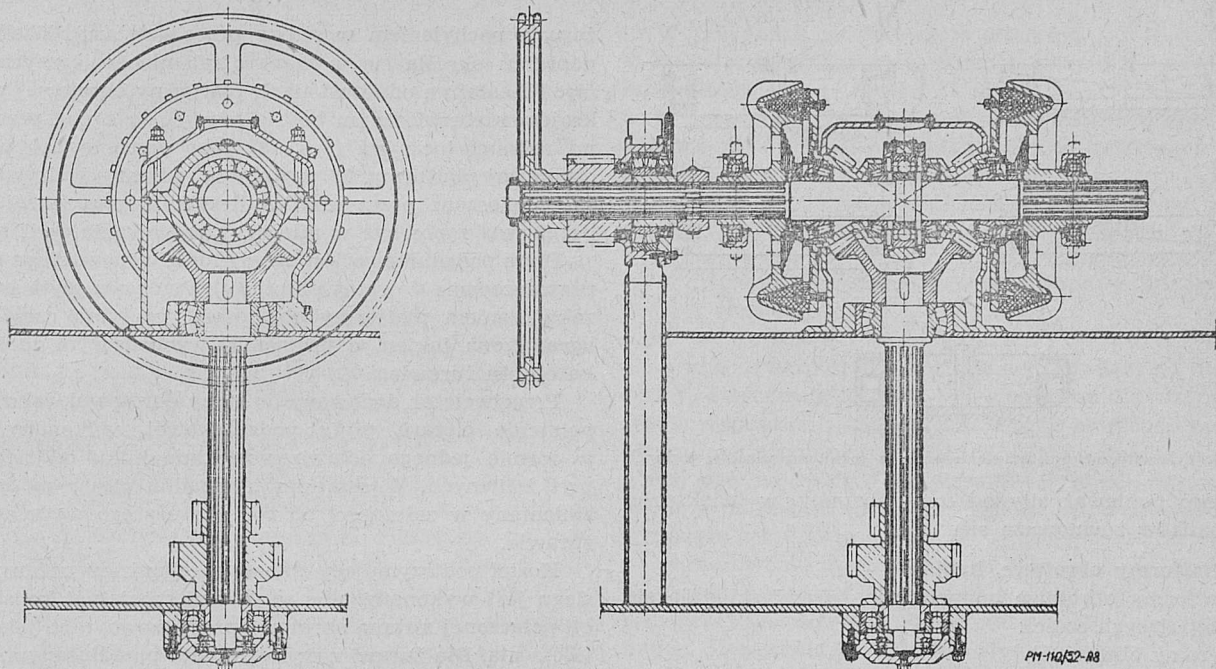
Wszystkie typy tych konstrukcji można zaliczyć do dwóch grup:

a) konstrukcje w których siła podrywająca (pionowe obciążenie wywracające platformę obrotową) przenoszona jest przez trzon królewski (rys. 11 a i c).

b) konstrukcje w których siła podrywająca jest przenoszona przez podtrzymujące rolki toczne toczące się po specjalnym wieniec tocznym (rys. 11 b, d i e).

W konstrukcjach wg. rys. 11 stosuje się cztery, względnie sześć kół tocznych, przy czym przy sześciu kołach, cztery przednie koła od strony wysięgnika są łączone w dwie balansjery (rys. 12).

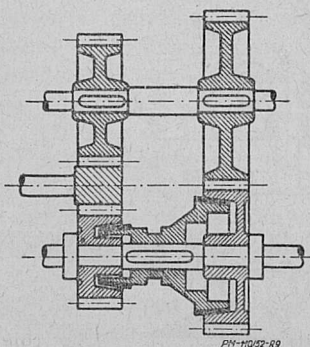
Rolki wienców wielorolkowych są często wykonywane w kształcie stożków o osiach zamocowywanych w specjalnych pierścieniach (rys. 10). W czasie pracy, koła, rolki toczne, rolki podtrzymujące, narażone są na działanie dużych obciążeń dynamicznych, co powoduje szybkie ich zużycie. Obciążenia i wywołane nimi zużycie rolek tocznych są większe w konstrukcjach z trzonem królewskim przenoszącym siły podrywające, niż w konstrukcjach z rolkami podtrzymującymi. Wynikiem zużycia rolek i wienców tocznych są powstające luzy, które z kolei powodują powiększenia obciążeń uderzeniowych, co jeszcze bardziej przyspiesza zużycie. Z tego powodu luzy w konstrukcji tocznej powinny być kasowane. W przypadku rolek podtrzymujących przeprowadzenie regulacji jest łatwe, natomiast w konstrukcji, w której trzon królewski przenosi siły



Rys. 8. Mechanizm zwrotny.

podrywające jest bardzo trudne, ponieważ dostęp do nakrętki ustalającej łożysko oporowe jest bardzo uciążliwy. Regulacja konstrukcji przedstawionej na rys. 11c

jest w ogóle niemożliwa i z tego powodu rozwiązanie to jest polecane tylko dla małych udźwigów. Łuzy powstające w wyniku zużycia konstrukcji tocznej, gdy siły podrywające przejmują trzon królewski, dają w przybliżeniu dwukrotnie większy kąt przechylenia platformy w porównaniu z kątem nachylenia, powstałym w wyniku takiego samego zużycia rolek podtrzymujących.



Rys. 9. Mechanizm zwrotny z kołami zębatymi walcowymi.

Siły przenoszone przez koła i trzon królewski w konstrukcji podanej na rys. 11a we wszystkich położeniach żurawia są zależne od kątów określających położenie przednich i tylnych kół (rys. 13).

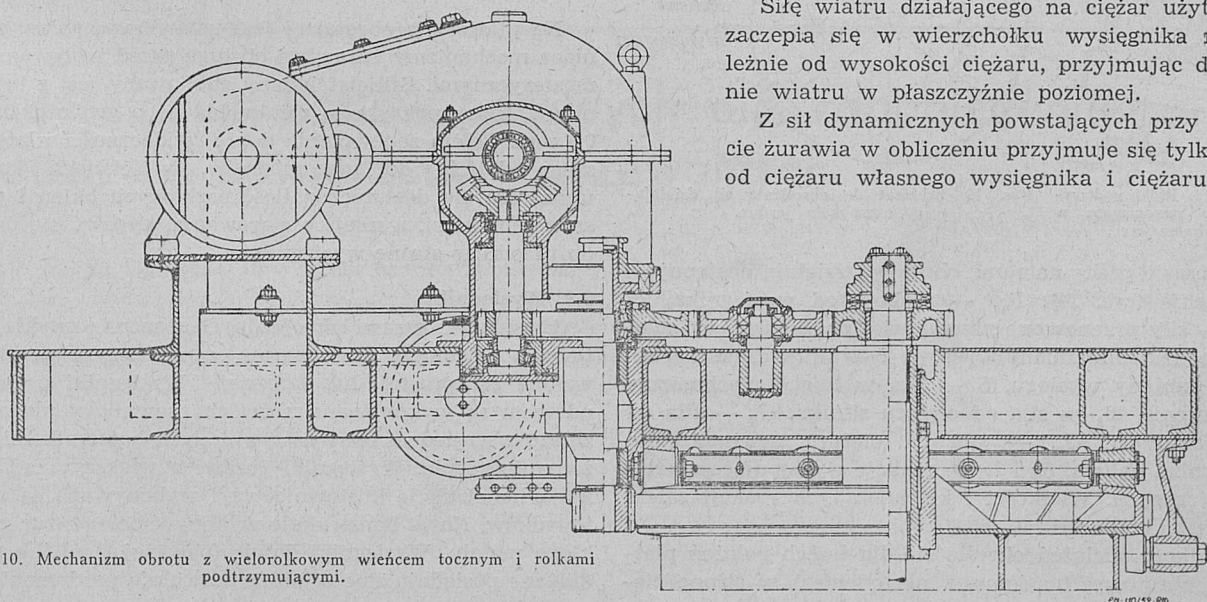
Wielkości obciążeń na przednie koła i siły w trzonie królewskim należy określać dla najbardziej niekorzystnego układu sił, uwzględniając przy tym:

- Zmiany odległości między środkami ciężkości zespołów obciążonego żurawia (z wyjątkiem środka ciężkości podnoszonego ciężaru) przy pracy żurawia na pochyłości.
- Napór wiatru na powierzchnię żurawia i ciężaru użytecznego.
- Wpływ sił dynamicznych powstających przy obrocie platformy.

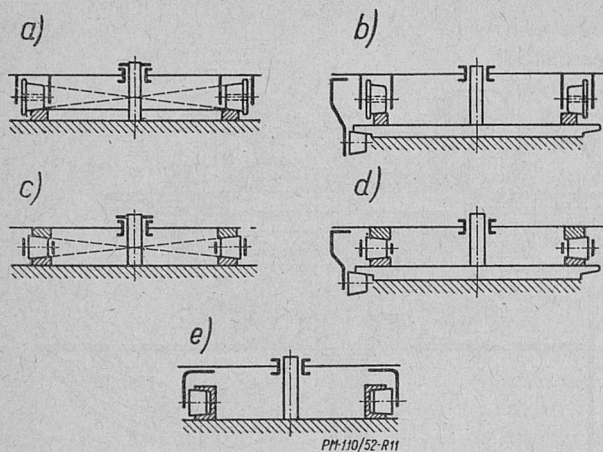
Wielkość obliczeniowego nachylenia przyjmuje się dla żurawii samojezdnych na podwoziu ogumionym $10^{\circ}30'$, na podwoziu gąsienicowym 3° .

Siłę wiatru działającego na ciężar użyteczny zaczepia się w wierzchołku wysięgnika niezależnie od wysokości ciężaru, przyjmując działanie wiatru w płaszczyźnie poziomej.

Z sił dynamicznych powstających przy obrocie żurawia w obliczeniu przyjmuje się tylko siły od ciężaru własnego wysięgnika i ciężaru uży-



Rys. 10. Mechanizm obrotu z wielorolkowym wieńcem tocznym i rolkami podtrzymującymi.



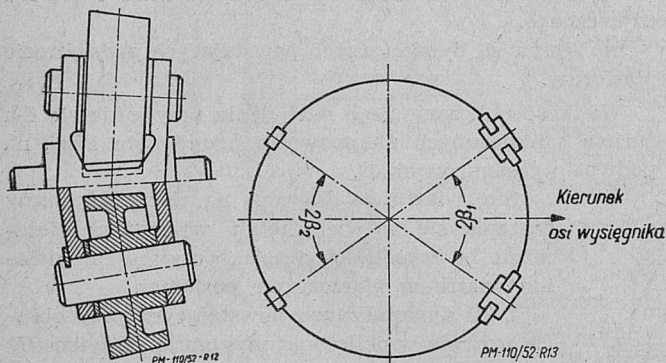
Rys. 11. Schematyczne przedstawienie różnych rozwiązań wieńców tocznych teczego ponieważ siły od mechanizmów w większości przypadków równoważą się.

2.7. Platformy obrotowe, kabiny

Platformy obrotowe omawianych żurawi składają się z następujących części:

- ramy obrotowej,
- plyty na której zamocowany jest silnik i przeciwcieżar,
- miejsca obsługi.

Na ramie obrotowej ustawione są wszystkie mechanizmy i zespoły obrotowe. Ramy są wykonane jako uezbrowane płyty spawane, tłoczone lub lane. Wszystkie miejsca płyty na których ustawione są mechanizmy powinny być tak obrabione, ażeby końcowy montaż mógł być dokonany bez dodatkowej obróbki i bez stosowania podkładek. Rama obrotowa posiada otwór dla wału centrującego platformę na podwoziu żurawia, miejsce dla rolek bieżnych mechanizmu obrotu i miejsca na zamocowanie wysięgnika i koźła podtrzymującego zbloce mechanizmu zmiany wysięgu.



Rys. 12. Rolki podtrzymujące zamocowane w balansjerze.

Rys. 13. Schemat do określenia sił działających na koła jezdne.

W czasie pracy na ramę obrotową działają następujące obciążenia (rys. 14): R_w — reakcja od wysięgnika, T_1 i T_2 — siły przenoszone przez koźło podtrzymujący zbloce mechanizmu zmiany wysięgu, T — siła w linie mechanizmu zmiany wysięgu, S — siła w linach mechanizmu podnoszenia, G_s — siła od ciężaru silnika, G_k — siła od przeciwcieżaru, G_m — siła od ciężaru mechanizmów i zbiornika paliwa, R_1 i R_2 — reakcje występujące na rolkach tocznych. Wielkości i kierunek tych reakcji zależą od konstrukcji rolek.

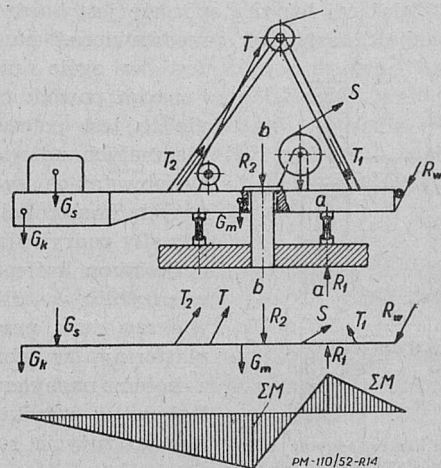
Wielkość obciążeń określa się dla trzech położeń platformy obrotowej (poziomo, z nachyleniem w stronę ciężaru,

z nachyleniem w stronę przeciwcieżaru). Wielkości naprężeń określa się w przekrojach niebezpiecznych ramy. Niezależnie od konstrukcji platformy obrotowej przekrojem niebezpiecznym będzie przekrój $a-a$ pod przednimi rolkami tocznymi (rys. 13), albo przekrój $b-b$ w osi obrotowej platformy. W przypadku, gdy siły podrywające są przenoszone przez rolki podtrzymujące, przekrój niebezpieczny może być w miejscu zamocowania tych rolek.

Płyta podsilnikowa jest zwykle odlewana z żeliwa i jest przymocowana do ramy obrotowej. Ponieważ płyta ta jest zakończeniem platformy obrotowej, jej tylna część jest ograniczona łukiem o promieniu wychodzącym ze środka obrotu żurawia.

Przeciwcieżar dodawany do ramy obrotowej, jako uzupełnienie ciężaru płyty podsilnikowej, wykonany jest w formie jednego odlewu, względnie kilku oddzielnych płyt żeliwnych. W ostatnim przypadku ciężar może być zmieniany w zależności od rodzaju użytego wyposażenia żurawia.

Koźło podtrzymujący zbloce mechanizmu zmiany wysięgu jest wykonany albo w postaci specjalnej konstrukcji połączonej z ramą obrotową przegubowo, albo jako całość z nią. Dla żurawi z wysięgnikami przedłużanymi (ponad 10 m) przewiduje się podwyższenie miejsc zamocowania krążków mechanizmu zmiany wysięgu w celu powiększenia kąta między osią wysięgnika i kierunkiem lin.



Rys. 14. Schemat określający działanie sił na platformę obrotową.

Na platformie obrotowej jest ustawiona kabina, chroniąca mechanizmy żurawia i obsługę przed wpływami atmosferycznymi. Szkielet kabiny zbudowany jest z kątowników, które pokryte są cienką blachą o grubości 0,5 do 0,8 mm. Celem zapewnienia dobrej widoczności i łatwiejszego dojścia do mechanizmów, w ścianach kabiny umieszcza się dostateczną ilość oszklonych okien i przesuwanych drzwi, a miejsce sterowania wysuwa się daleko do przodu w stronę wysięgnika.

2.8. Wysięgniki

Wysięgniki żurawi samojezdnych stanowią zwykle kratową konstrukcję przestrzenną o zmiennym przekroju wzdłuż osi prostej lub łamanej. Wysięgniki o małym udźwigu są wykonywane z dwóch ceowników ułożonych zbieżnie względem osi i usztywnionych kątownikami ułożonymi skośnie. Wysięgniki żurawi o większym udźwigu mają konstrukcję kratownicową i wykonywane są z kątowników. Nowe konstrukcje wykonywane są z rur z lekkiego metalu. Wysięgniki długie (powyżej 8 m) lub przedłużane posiadają złącza, które pozwalają na demontowa-

nie wysięgnika w czasie transportu, oraz na wstawianie wymiennych segmentów. Wstawki te zwiększają uniwersalność żurawia i pozwalają na stosowanie go do prac przeładunkowych (wysięgniki krótkie i zakrzywione), jak również do prac montażowych (wysięgniki długie). Dla prac montażowych na końcu wysięgnika można dostawiać poziomy dziób podtrzymywany liną.

Siły w prętach wysięgnika i w linie mechanizmu zmiany wysięgu określa się dla dwóch skrajnych i jednego lub dwóch środkowych położeni wysięgnika. Ponieważ udźwigi dopuszczalne dla żurawi samojezdnych nie są stałe, lecz zależą od wysięgu, przy określaniu sił w prętach wysięgnika i w linie zmiany wysięgu należy brać udźwigi odpowiadające danemu wysięgowi.

2.9. Podwozia

Podwozia żurawi samojezdnych wykonywane są najczęściej w formie sztywno zbudowanej stalowej skrzyni spawanej z blachy i płaskowników. Piasty kół na półosiach są ułożyskowane na wahliwych łożyskach rolkowych i na łożysku oporowym lub na stożkowych łożyskach rolkowych. Podwozia konstruowane są jako dwuosiowe, przy czym zależnie od udźwigu stosuje się cztery, sześć, lub osiem kół. Zwykle stosuje się opony pneumatyczne.

Zazwyczaj napędzany jest most tylny, jednak w wypadku stosowania żurawia jako koparki stosuje się również napęd na przedni most.

W moście tylnym może być stosowany normalny dyferencjał samochodowy, względnie koła mogą być napędzane łańcuchem. W tym wypadku oś tylna ma przekrój prostokątny i przykręcana jest do ramy. Zwykle oś przednia i tylna nie są resorowane.

Żurawie na podwoziu samochodowym mają zależnie od udźwigu dwie lub trzy osie. W ostatnim przypadku dwie tylne osie są zawieszone na sztywnej balansjerze i nie są resorowane. Dla żurawi o udźwigu powyżej 8 t stosuje się specjalnie zaprojektowane podwozia składające się z dwóch sztywnych belek o przekroju skrzynkowym połączonych z sobą poprzeczkami.

Ponieważ praca żurawi zaopatrzonych we wsporniki zmniejsza ich uniwersalność, w niektórych konstrukcjach stosuje się szerszy rozstaw kół i mocne ogumienie pozwalające na pracę bez wsporników.

W przypadku zastosowania resorów, wyłączenie ich w czasie pracy osiąga się za pomocą specjalnych podnośników, klinów itp.

Dopuszczalne obciążenie na opony można przyjmować o 40 do 50% wyższe od podawanego w katalogach o ile żuraw pracuje bez wsporników.

Prędkości jazdy mogą osiągać 50 km/h dla żurawi samochodowych i 20 km/h dla żurawi samojezdnych.

2.10. Sterowanie

W żurawach samojezdnych stosowane są następujące rodzaje sterowania:

a) sterowanie mechaniczne dźwigniowe z bezpośrednim działaniem dźwigni na mechanizmy. Sterowanie to może być stosowane dla wszystkich typów wyposażenia, pod warunkiem, że potrzebna moc na dźwigniach nie przekroczy 0,05 KM. Maksymalne siły powinny być: na dźwigni nie większa niż 16 kG, przy skoku 0,4 m, a na pedale nie większa niż 30 kG, przy skoku nie większym niż 0,25 m.

b) Sterowanie mechaniczne za pomocą serwomotorów wyzyskujących dla włączenia mechanizmów moc silnika przez zastosowanie pomocniczej tarczy i ręcznego hamulca. Sterowanie to może być stosowane przy dowolnym wyposażeniu, jeżeli istnieje stale pracujący wał i wymagana jest moc sterowania nie większa od 1 KM. Siły i moc przyjmuje się na dźwigniach sterujących jak w pnk. a.

c) Sterowanie pneumatyczne z serwomotorami uruchamianymi powietrzem sprężonym do ciśnienia 6 ÷ 10 atm. Daje ono dowolne moce sterowania.

d) Sterowanie próżniowe pracujące pod ciśnieniem atmosferycznym dzięki sztucznie wytworzonej próżni. Stosuje się przy napędzie od silnika spalinowego i daje moc sterowania ok. 0,5 KM.

e) Sterowanie hydrauliczne bezpośrednie można stosować przy wszystkich typach wyposażenia. Daje moce jak dźwigniowe sterowanie bezpośrednie (pkt. a). Zaletą jest wygodne rozwiązanie konstrukcyjne.

f) Sterowanie hydrauliczne z serwomotorem pracujące pod ciśnieniem 15 ÷ 60 atm. Stosuje się dla wszystkich typów wyposażenia i daje dowolne moce.

Wszystkie podane rodzaje sterowania żurawi samojezdnych omówione zostaną w osobnym artykule.

Modernizacja kotłów parowych dla zapobieżenia zażużłania powierzchni ogrzewalnych

621.18:662.65:621.182.9

Mgr inż. MICHAŁ SUCKEWER

W obliczu wymagań stawianych naszym siłowniom w dobie wykonywania planu 6-letniego, zażużłanie powierzchni ogrzewalnych kotłowni narasta do rozmiaru problemu, pilnie domagającego się rozwiązania.

Poniżej omówiono warunki tworzenia się żużla w komorze paleniskowej, możliwości przebudowy kotłów w kierunku zapobieżenia zażużłaniu oraz podano przykłady przebudowy kotłów na ciekłe odżużłanie przy czym opisano budowę kotłów na ciekłe odżużłanie zainstalowanych ostatnio w kraju.

1. Wiadomości wstępne

Rozwój światowego przemysłu metalurgicznego, zużywającego ogromne ilości koksu oraz zapotrzebowanie węgla wysokogatunkowego jako surowca dla przemysłu chemicznego, spowodowały wzrost ceny węgla i konieczność przestawienia się siłowni parowych na konsumpcję

niskowartościowego węgla (o dużej zawartości popiołu), który powoduje duże trudności ruchowe z powodu przesypania, niedopału a szczególnie zażużłania się powierzchni ogrzewalnych kotłów — przy ich spalaniu w paleniskach dostosowanych uprzednio do innego, przeważnie wysokogatunkowego węgla. O ile niedopał i przesypanie wpływa

na zmniejszenie sprawności instalacji kotłowej, to zażużlanie powierzchni ogrzewalnej powoduje poza zmniejszeniem wydajności pary instalacji kotłowej, zwiększenie straty kominowej i tym samym zmniejszenie sprawności — również poważny deficyt pary w siłowniach na skutek częstych przestojów kotłów odstawianych do czyszczenia powierzchni ogrzewalnych od żużla.

Przestoje kotłów powodują konieczność posiadania pewnej ilości kotłów w rezerwie, które znowu wymagają dodatkowych kapitałów inwestycyjnych, dodatkowych funduszy na konserwację, dodatkowych budynków i urządzeń pomocniczych, przy czym nie biorą udziału w normalnej produkcji pary. W tymże czasie okres międzyremontowy dla turbin powiększa się i dochodzi w ZSRR do dwóch lat, powstaje więc duża rozbieżność między współczynnikami dyspozycyjnymi kotła i turbiny, uniemożliwiająca stosowania układów monoblokowych: kocioł-turbina. Stosowanie lanc, lanc wodnych, zwiększenie ilości zdmuchiwaaczy — celem oczyszczania w czasie ruchu kotła jego powierzchni ogrzewalnych są to tylko półśrodki, częściowo tylko zwiększające okresy pracy kotła od jednego czyszczenia powierzchni ogrzewalnej — do drugiego, nie rozwiązując jednak definitywnie tego zagadnienia.

2. Badania warunków tworzenia się żużla

Nad problemem zapobieżenia zażużlania powierzchni ogrzewalnych kotłów parowych, pracują instytuty i zakłady badawcze niemal na całym świecie. Nad rozwiązaniem tego problemu usilnie pracuje się w Niemczech — szczególnie po wojnie. Nie można również pominąć milczeniem udziału Republiki Czechosłowackiej w rozwiązywaniu tego zagadnienia. Wystarczy wspomnieć rozwój kotłów na ciekły żużel, które są również budowane w Polsce wg czeskich licencji.

Olbrzymi jest wkład ZSRR w rozwiązanie tego zagadnienia, które było postawione przez Partię szczególnie ostro, ze względu na konieczność opalania kotłów tzw. paliwem miejscowym tj. torfem, brunatnym węglem, łupkami palnymi itp. Prace w kierunku ekonomicznego spalania paliw miejscowych zostały szeroko rozwinięte i objęły niemal wszystkie instytuty badawcze Związku Radzieckiego (WTI, ORGRES, CKTI, ENIN i in.), które mogą się pochwalić imponującymi osiągnięciami w tym zakresie.

Badania objęły w pierwszym rzędzie warunki tworzenia się żużla w kotle stro-

mo r u r k o w y m, opalanym pyłem węglowym. Stwierdzono powstawanie w komorach paleniskowych 3 stref tworzenia się żużla w zależności od jego temperatury początku mięknięcia i punktu topliwości oraz składu żużla i popiołu w zależności od temperatury w palenisku. W s t r e f i e I (rys. 1a) — w strefie ciekłego żużla, gdzie temperatura przekracza punkt jego topliwości — popiół po stopieniu się, na skutek ruchów wirowych płomienia i procesu łączenia się ciekłych drobnych cząsteczek żużla w większe, opadające pod wpływem własnego ciężaru — osiada w stanie ciekłym na ścianach, oblepiając rury warstwą izolującą i zabezpieczającą je od bezpośredniego działania płomienia.

Celem osiągnięcia wysokiej temperatury w palenisku, ekrany paleniska pokrywa się poza tym masą ogniotrwałą, która utrzymuje się na rurach dzięki przypojonym do nich sztyftom tzw. *kolcom*.

Osiadający żużel spływa na dno (spód) komory paleniskowej i przez specjalny — najczęściej chłodzony otwór (tzw. *koronkę spustową*) wycieka do komory granulacyjnej.

Powyżej w s t r e f i e II — niższych temperatur o zakresie między stanem plastycznym żużla i początku deformacji — powstaje intensywne i nieograniczone narastanie warstwowego żużla. Jest to zakres temperatur dla kotła pod względem zażużlania k r y t y c z n y.

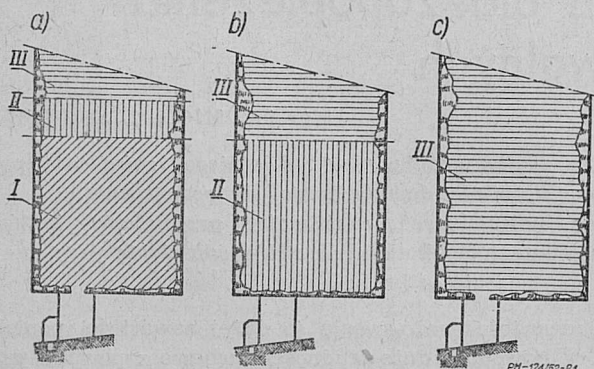
W s t r e f i e III o zakresie temperatur niższych od temperatury początku deformacji żużla (popiołu) — następuje osiadanie popiołu i żużla w stanie stałym. Żużel przy tych temperaturach nie stapia się, jest kruchy i daje się stosunkowo łatwo usunąć przez zdmuchiwanie i przy odbijaniu lancami. Poza tym nie tworzy *mostów, jaskółczych gniazd* i nie zatyka przewodów spalinowych.

W takim palenisku, w którym panuje temperatura wyższa od temperatury topliwości żużla, wielkość komory powinna być tak dobrana, aby strefa II znalazła się w obrębie samej komory paleniskowej, zaś powierzchnie ogrzewalne konwekcyjne znalazły się w obrębie strefy III, kruchego i lotnego żużla, dającego się zdmuchiwać, względnie usuwać lancami.

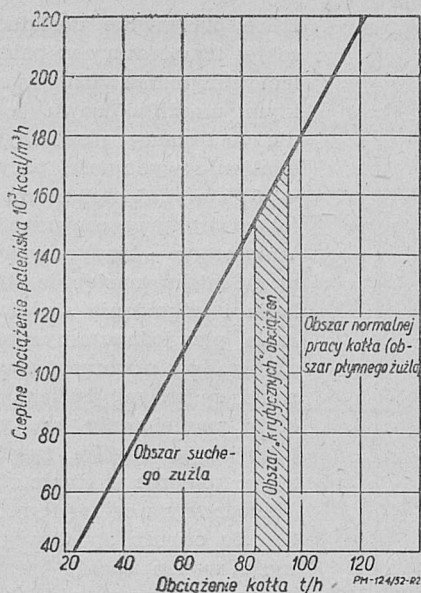
Przy obniżaniu obciążenia kotła temperatura paleniska spada poniżej temperatury topliwości żużla. Zażużlenie kotła następuje wówczas wg rys. 1b. Otwór spustowy zostaje zaciągnięty plastycznym, lepkiem żużlem. Strefa II nieograniczonego odkładania się żużla rozciąga się na przeważającą część komory, zaś powyżej powiększa się również strefa III, w której żużel odkłada się już zastygły — w fazie stałej — kruchej (koksik i lotny popiół).

Przy dalszym obniżaniu obciążenia kotła, temperatura paleniska opada poniżej temperatury mięknięcia żużla i strefa III rozciąga się na całe palenisko (rys. 1c). Kocioł przystosowany do odprowadzania żużla w stanie ciekłym, przekształca się w tych warunkach w kocioł zwykły z odprowadzeniem żużla w stanie stałym. Rys. 2 pokazuje rozkład stref w zależności od obciążenia kotła.

W zależności od charakterystyki topliwości żużla tj. przebiegu krzywej lepkości w funkcji temperatury żużla (wg *Endella*), obszar „krytycznych“ obciążeń, przy których następuje odkładanie się lepkiego żużla w obrę-



Rys. 1. Palenisko kotła z podziałem na strefy zażużlania: a) — palenisko kotła, którego temperatura jest wyższa od temperatury topliwości żużla (popiołu); b) — palenisko kotła, którego temperatura jest niższa od temperatury topliwości żużla, lecz wyższa od jego temperatury mięknięcia; c) — palenisko kotła, którego temperatura jest niższa od temperatury mięknięcia żużla.



Rys. 2. Wykres rozkładu stref w zależności od obciążenia.

bie paleniska, jest większy lub mniejszy. Przy bardziej stromym przebiegu krzywej lepkości, nieznaczne zwiększenie temperatury w palenisku, powoduje gwałtowne obniżenie lepkości czyli wzrost ciekłości żużla. Analogicznie przy obniżeniu temperatury, następuje zestalenie się ciekłego żużla, który wówczas traci swoje „lepkie” właściwości.

Jak więc wynika z tych badań, dla zmniejszenia stopnia zażużlania kotła, można iść w dwóch kierunkach:

1) Obniżenia temperatury w komorze paleniskowej, aby możliwie najdalej odejść od temperatury „krytycznej”, przy której następuje intensywne i nieograniczone tworzenie się warstw żużlowych w stanie ciastowatym.

2) Podwyższenia temperatury w komorze paleniskowej, tak aby popiół i żużel się topił i w stanie ciekłym osiadał na ścianach komory paleniskowej, z których by spływał do komory granulacyjnej.

3. Przebudowa kotła

A. Modernizacja i przebudowa kotła, w kierunku obniżenia temperatury w palenisku przez powiększenie wymiarów komory i powierzchni opromieniowanych, powiększenie szybkości wody w rurkach dla intensyfikacji odbioru ciepła przez ściany powierzchni ogrzewalnych — powoduje z kolei powiększenie ilości lotnego popiołu i koksiku, osadzającego się i zanieczyszczającego dalsze kanały spalinowe. Przez zwiększenie ilości zdmuchiwaczy i częstości zdmuchiwania znacznie się zmniejszają przestoje spowodowane koniecznością oczyszczania powierzchni ogrzewalnych przy jednoczesnym jednak powiększeniu ilości pary (powietrza) niezbędnej do zdmuchiwania.

Niższe temperatury w komorze paleniskowej, powodują zmniejszenie zużycia obmurza, bardziej równomierny rozkład temperatur w kanałach spalinowych, na skutek mniej intensywnego tworzenia się pary w zakresie wyższych temperatur (mniejsza różnica między temperaturą spalin i temperaturą wody w kotle).

Niższe temperatury powodują również mniejsze naprężenia cieplne w blachach i rurach kotłowych, rusztach itp. częściach konstrukcyjnych. Poza tym sprawność komory paleniskowej z niższą temperaturą od temperatury początku deformacji żużla, jest wyższa od sprawności komory, w której następuje osadzanie się żużla w stanie ciekłym, na skutek stosunkowo dużych strat ciepła zawartego w usuwanym żużlu¹⁾.

Z drugiej strony, lotny popiół i koksik, posiadając dużo krystalicznych szorstkich cząstek o ostrych brzegach — niszczy rury powierzchni ogrzewalnej kotła, powodując erozję blach podgrzewacza powietrza, zaś przy większej zawartości siarki w paliwie, zachodzi również korozja chemiczna. Również zużycie metalu na t/h wydajności pary jest większe w kotłach z niską temperaturą komory paleniskowej, niż w kotłach z odprowadzeniem żużla w stanie ciekłym, powodując koszty większe inwestycyjne.

Rekonstrukcja zażużlającego się kotła, poza powiększeniem powierzchni ekranowej, powinna iść w kierunku powiększenia przekrojów przelotowych dla gazów przy pierwszych szeregach opłomek, przebudowy przegrzewacza pary z układu poziomego na układ pionowy, powiększenie ilości otworów dla przedmuchiwania i dla odbijania żużla lancami w czasie ruchu kotła.

Przez odpowiednie ustawienie palników i wzajemne dobranie szybkości mieszanki pyło-powietrznej i powietrza wtórnego w kotłach pyłowych, ewentualnie, przez zastosowanie trzeciego powietrza, można uzyskać wytrącenie się popiołu i żużla w samej komorze paleniskowej i tym samym zmniejszenie zażużlania powierzchni ogrzewalnych konwekcyjnych kotła.

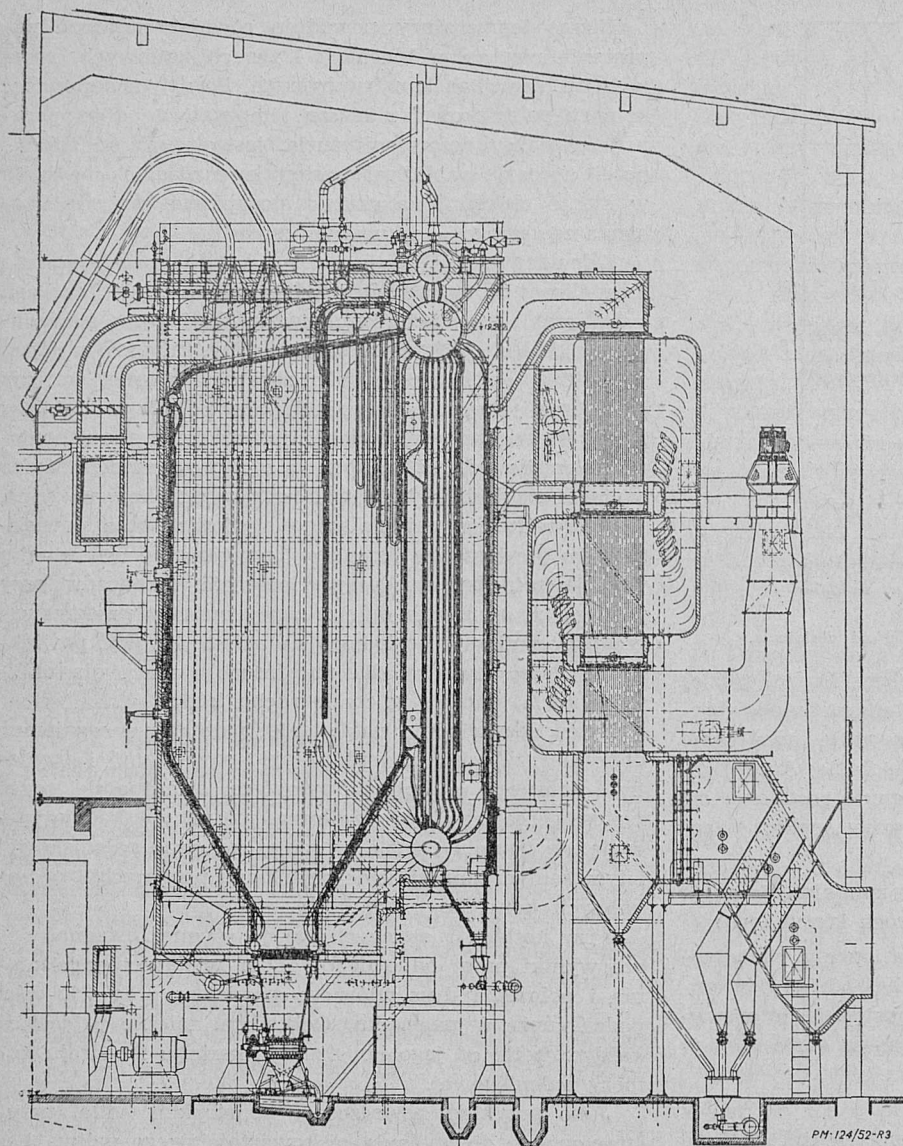
Przy kotłach rusztowych można również osiągnąć dobre wyniki przez odpowiedni dobór wielkości nadciśnienia i położenia dysz wtórnego powietrza oraz wielkości podciśnienia w palenisku. Oczywiście, zależne to jest w każdym kotle od jego konstrukcji, kształtu i rodzaju komory paleniskowej.

Jako przykład nowoczesnej konstrukcji kotła, przystosowanego do spalania niskowartościowego paliwa bez zażużlania powierzchni ogrzewalnej, może służyć rozwiązanie pokazane na rys. 3.

Charakterystyczne jest ukształtowanie komory paleniskowej, przedzielonej ścianą ekranową z rur — dla intensywnego schłodzenia spalin; zmiana kierunku przepływu spalin o 180°, przed wlotem do drugiej części komory, sprzyja wytrącaniu się żużla i popiołu i zmniejszaniu ilości lotnego koksiku i popiołu, osadzającego się w dalszych kanałach spalinowych. Pionowy układ przegrzewacza pary z luźno rozstawionych rur, ma również na celu przedłużenie okresu pracy kotła bez czyszczenia.

B. Przebudowa kotła w kierunku podwyższenia temperatury w komorze paleniskowej, przez wyższe podgrzanie powietrza, pokrycie powierzchni ekranowych masą wysoko ogniotrwałą izolującą częściowo rury ekranowe lub zwiększenie ilości spalonego paliwa, powoduje zwiększenie ilości żużla, pozostającego w komorze paleniskowej i spływającego w stanie ciekłym do komory granulacyjnej, do 50 ÷ 70% ilości zawartego w paliwie popiołu.

¹⁾ Strat ciepła zawartego w usuwanym ciekłym żużlu można uniknąć przez przepuszczenie wody z komory granulacyjnej, ogrzewającej się od wlewającego się ciekłego żużla — przez wymiennik ciepła, celem ogrzania wody zasilającej, względnie powietrza służącego do spalania (sposób chroniony patentem).



Rys. 3. Kocioł o wydajności 50 t/h, 26 atn, temp. przegrz. 450°C, paliwo — pył węglowy o wartości opałowej 2500 kcal/kg i zawartości popiołu $40 \div 45\%$, wody do 18%.

Dzięki osadzaniu się przeważającej ilości żużla i popiołu w stanie ciekłym w palenisku oraz zastosowania nawrotu pozostałych ilości lotnego koksiku i popiołu osadzających się w dalszych kanałach spalinowych kotła, względnie strąconych filtrami — i stopienie również i tych ilości popiołu oraz koksiku w komorze paleniskowej — zmniejszają się straty spowodowane mechanicznym i chemicznym niedopałem — przy chudych węglach do $0,2 \div 0,5\%$.

W ten sposób zmniejszają się również trudności w usuwaniu lotnego popiołu z filtrów elektrycznych lub cyklonów, który z powodu swojej lotności jest uciążliwy do transportu poza obręb siłowni. Żużel ściekający do komory granulacyjnej, zostaje zgranulowany, rozbity, i w stanie ziarnistym daje się łatwo odprowadzić za pomocą strumienia wody. Wysoka temperatura w palenisku powoduje energiczne odparowanie i na skutek tego wzrost wydajności kotła, przy niektórych przeróbkach palenisk — na ciekłe odprowadzanie żużla — do 60% ponad wydajność tegoż kotła, przed jego przeróbką. Również sprawność kotła po przeróbce wzrasta o $4 \div 6\%$.

Kotły na ciekłe odżużlanie wymagają pracy kotła przy większych wydajnościach, przy których jest mo-

żliwe otrzymanie dostatecznie wysokiej temperatury w palenisku, celem utrzymania żużla w stanie ciekłym, umożliwiającym jego ściekanie do komory granulacyjnej. Przy obniżeniu wydajności pary do $50 \div 60\%$ wydajności normalnej (znamionowej) przy osiągnięciu zakresu temperatur „krytycznych“ (rys. 2) w palenisku, następuje silne zażużlanie i odkładanie się ciastowatego żużla, przy jednoczesnym częściowym zaciągnięciu otworu spustowego (koronki spustowej) żużlem. Przy dalszym zmniejszaniu się wydajności pary do $30 \div 40\%$, żużel wydziela się w komorze w stanie stałym przy jednoczesnym całkowitym zaciągnięciu się otworu spustowego. Kocioł może w ten sposób pracować do 6 godzin, przy niskich obciążeniach, lecz dla dalszej jego normalnej pracy, niezbędne jest podniesienie temperatury w komorze paleniskowej przez intensywną pracę kotła przy większych obciążeniach — nawet powyżej znamionowego.

Otwór spustowy dla żużla jest tak ukształtowany aby uniemożliwić spływ dużej ilości żużla do granulatora szeroką strugą, gdyż mogłoby nastąpić zatkanie się wylotu dla zgranulowanego żużla względnie uszkodzenie łamaczy w granulatorze (konstrukcje otworów spustowych dla ciekłego żużla tzw. koronki spustowej — są chronione patentami).

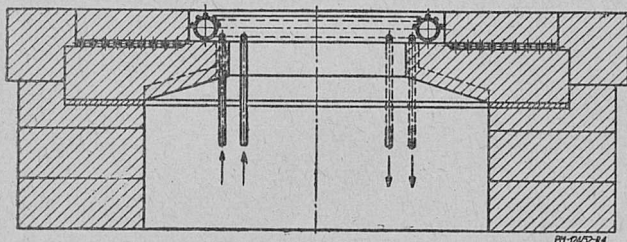
Przeróbka kotła na ciekłe odżużlanie kosztuje stosunkowo niedużych wydatków inwestycyjnych, w porównaniu z kosztami budowy nowego kotła, prowadzi do znacznego podniesienia wydajności, przy jednoczesnym wzroście sprawności; w najgorszym przypadku przy utrzymaniu sprawności kotła sprzed przeróbki.

Po przełamaniu pierwszych trudności ruchowych, spowodowanych niedostateczną wprawą i przeszkoleniem personelu obsługującego, kocioł z ciekłym odżużlaniem nie napotyka większych trudności ruchowych, niż kocioł z odprowadzaniem żużla w stanie stałym, przy czym przedłuża się jednocześnie okres pracy kotła między kolejnymi czyszczeniami zewnętrznych powierzchni ogrzewalnych.

Zgranulowany ziarnisty żużel z palenisk na ciekłe odżużlanie, nadaje się jako wypełniacz do zapraw budowlanych. Wykorzystanie ciekłego żużla do produkcji waty żużlowej w zakładzie usytuowanym przy kotłowni, zmniejsza straty ciepłne z powodu wykorzystania ciepła topienia żużla, przy jednoczesnym otrzymaniu wysokowartościowego materiału budowlanego i izolacyjnego, jakim jest wata żużlowa.

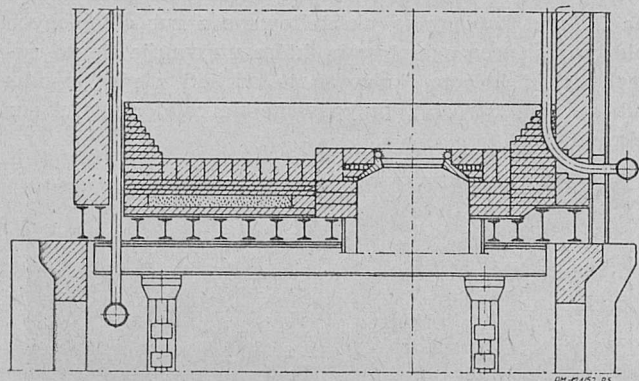
4. Przykłady przeróbki kotłów na ciekłe odżużlanie

Przy przebudowie szeregu większych agregatów kotłowych w ZSRR na ciekłe odżużlanie, największe trudności ruchowych sprawiał spód komory paleniskowej, narażo-



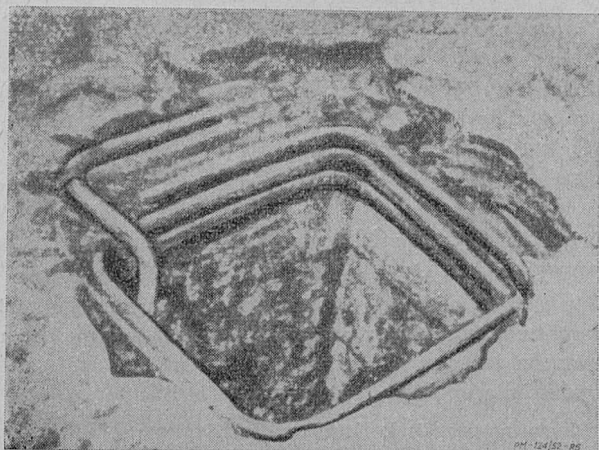
Rys. 4. Spód paleniska z ciekłym odżużlaniem, chłodzony wodą.

ny na bezpośrednie działanie płomienia i na najwyższe temperatury oraz otwór dla spustu żużla (koronka spustowa). Spód komory paleniskowej kotła z odprowadzeniem żużla w stanie stałym (kotły z lejem wychłodzonym przez ekranowanie, lub z granulacyjnym rusztem) przerabiano na spód chłodzony wodą za pomocą wężownicy (rys. 4), z koronką spustową w kształcie krawężnikowej



Rys. 5. Spód paleniska z ciekłym odżużlowaniem, chłodzony wodą.

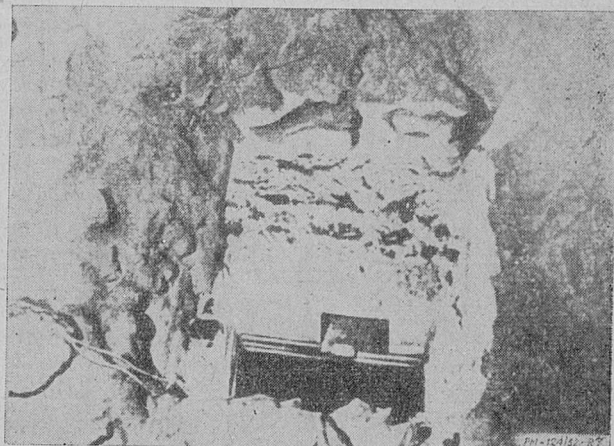
wężownicy stalowej, zalanej wewnątrz rury żeliwnej z kolcami. Cała koronka, spód komory paleniskowej, jak zresztą również rury ekranowe przed uruchomieniem, zostają pokryte plastyczną masą wysokoogniotrwałą (np. masą chromitową). Spód taki i koronka dobrze spełniają swoje zadanie, pod warunkiem 100% pewności zasilania wężownic spodu i koronki, wodą chłodzącą.



Rys. 6. — Wygląd otworu spustowego dla żużla — po 1000 godz. pracy kotła.

Spód chłodzony wodą obniża elastyczność kotła, gdyż już przy obciążeniu kotła poniżej 60 ÷ 70% wydajności znamionowej zachodzi przerwa w dopływie ciekłego żużla i zaciąganie się koronki spustowej ciastowatym żużlem przy jednoczesnym intensywnym zażużlaniu się komory paleniskowej.

Dla zwiększenia elastyczności kotła i obniżenia jego dolnej granicy obciążenia, przy którym zachodzi jeszcze wypływ ciekłego żużla, stosuje się spody paleniska nie-



Rys. 7. Otwór spustowy dla żużla — nie chłodzony, — po 1000 godz. pracy kotła.

chłodzone, wyłożone grubymi płytami szamotowymi (rys. 5). Wadą takiego spodu jest konieczność dwudniowego przestoju kotła dla jego ostudzenia, w przypadku potrzeby naprawy względnie czyszczenia paleniska.



Rys. 8. Ekran paleniska pokryty warstwą żużla.

Wygląd otworu spustowego dla żużla (po odbiciu oblepiającego wężownicę żużla) po 1000 godz. pracy kotła przedstawia rys. 6.

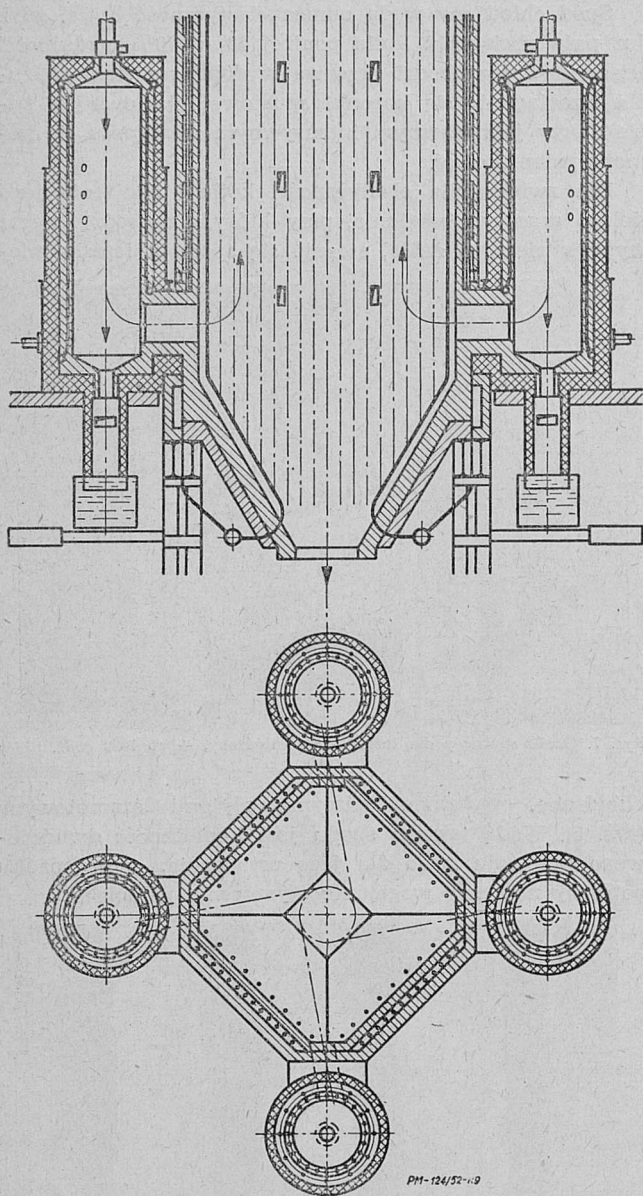
Na rys. 7 widoczny jest otwór spustowy, nie ochładzany wężownicą, częściowo zaciągnięty żużlem (również po 1000 godz. pracy kotła).

Na rys. 8 widoczne są rury ekranowe, pokryte warstwą żużla, przy czym część zaprawy ogniotrwałej osłaniającej rury jest w kilku miejscach wypalona.

Ciekawe rozwiązanie przeróbki zwykłego kotła na ciekłe odżużlanie, podaje O. Engler¹⁾ pokazane w dwóch rzutach na rys. 9.

W rogach komory paleniskowej kotła dobudowane są 4-cylindryczne komory paleniskowe-wstępne, od we-

¹⁾ B.W.K. — styczeń 1951.



Rys. 9. Przykład modernizacji kotła przez dobudowanie pionowych cylindrycznych wstępnych komór paleniskowych z ciekłym odżuzaniem.

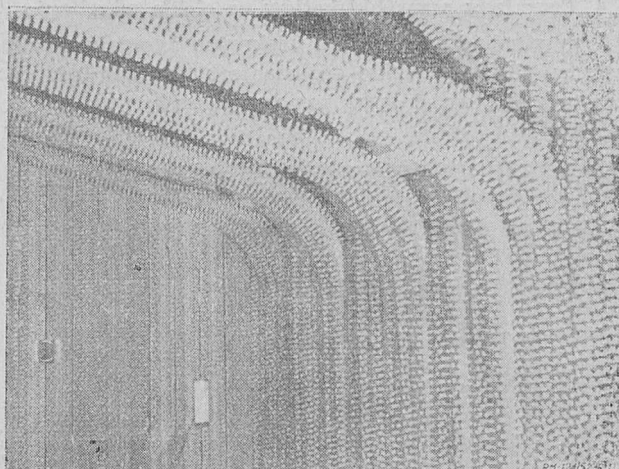
wewnątrz wyłożone materiałem ogniotrwałym. Mieszanka pyłowo-powietrzna i powietrze wtórne są doprowadzone z góry, ciekły żużel zaś odprowadzany jest dołem do czterech komór granulacyjnych.

Gorące spaliny z wstępnych komór wylatują do wtórnej komory paleniskowej kotła, tworząc wir o osi pionowej, przyczyniający się do dobrego dopalania niespalonych cząsteczek pyłu węglowego. Takie ukształtowanie paleniska wstępnego rozbitego na cztery małe, zezwala na pracę kotła z ciekłym odpływem żużla nawet przy małych obciążeniach, przez wyłączenie poszczególnych wstępnych komór paleniska.

Sposób ten, podziału wstępnej komory na kilka mniejszych komór paleniskowych, okazał się szczególnie korzystny przy większych kotłach z cyklonowymi komorami²⁾, gdy do jednej komory wtórnej przyłączone są kilka komór paleniskowych cyklonowych.

Jako przykład celowej budowy kotła w pod kątem widzenia intensywnego odżuziania

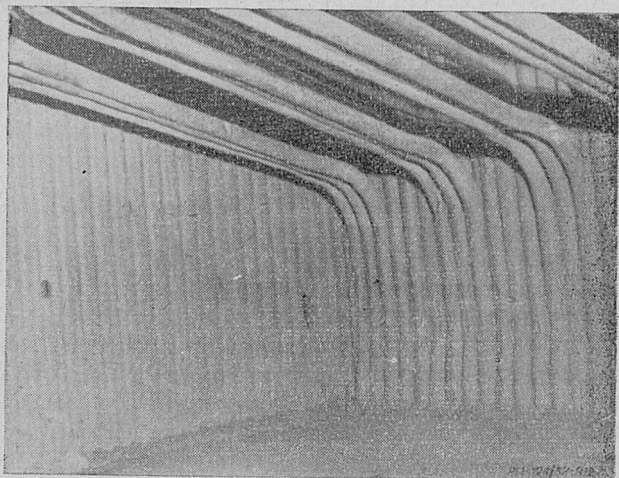
²⁾ B.W.K. — październik 1952.



Rys. 10. Kocioł z ciekłym odżuzaniem.

gazów spalinowych i utrzymywania konwekcyjnej powierzchni ogrzewalnej w stanie czystym, można podać zainstalowane w kraju kotły na ciekły żużel (rys. 18).

Komora paleniskowa kotła jest rozdzielona ekranem z luźno rozstawionych rur poziomych (tzw. ekran kąpiący) na komorę wstępną i komorę wtórną. Komora wstępna i ekran kąpiący są ukształtowane z rur oblepionych plastyczną masą ogniotrwałą, która utrzymuje się na rurach dzięki kolcom (kolce są to odcinki z płaskownika lub ze stali okrągłej, przypawane na całej długości rur ekranowych).



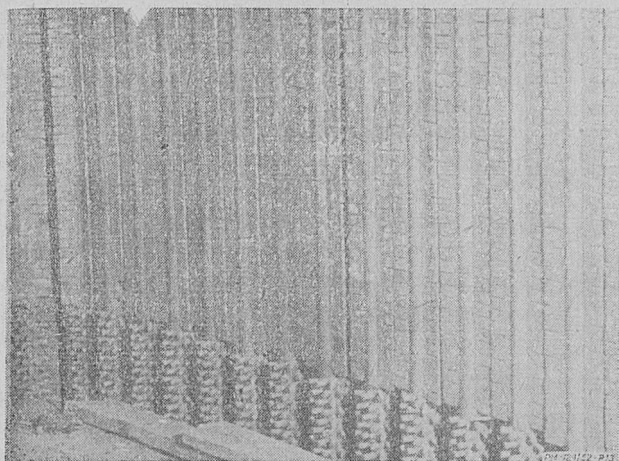
Rys. 11 Widok wstępnej komory paleniskowej — w budowie.

Na rys. 10 pokazana jest część wstępnej komory paleniskowej w budowie przy czym widoczny jest również ekran kąpiący. Na rys. 11 przedstawiona jest ta sama część komory w stanie gotowym

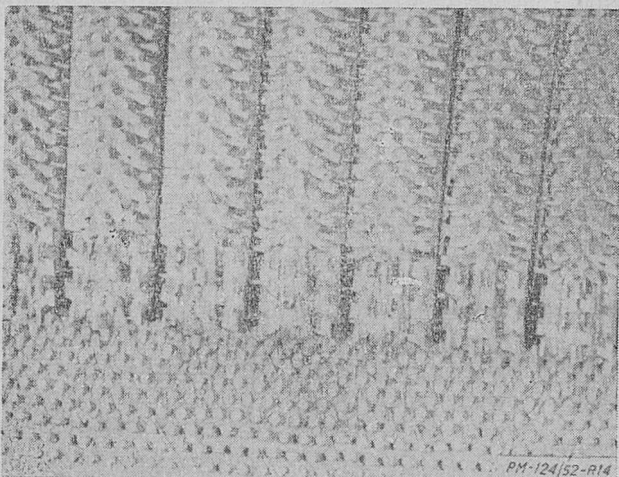
Ekran *Murraya* z przypojonymi wieńcami w komorze wtórnej, zapewniają energiczne ochładzanie spalin, celem zmniejszenia zażużlenia konwekcyjnej powierzchni ogrzewalnej kotła.

Na rys. 12 widoczna jest ściana *Murraya* w budowie. Charakterystyczne są nacięcia na „wieńcach”, mające na celu skompensowanie ich nierównomiernego ogrzewania i wydłużania.

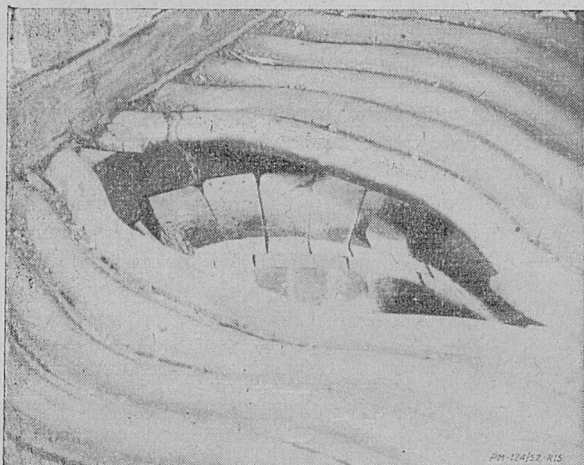
Pierwszy pęczek kotłowy, ukształtowany z rur pionowych, luźno rozstawionych, zapewnia minimalne zażużlenie i możliwość oczyszczania w ruchu za pomocą lanc.



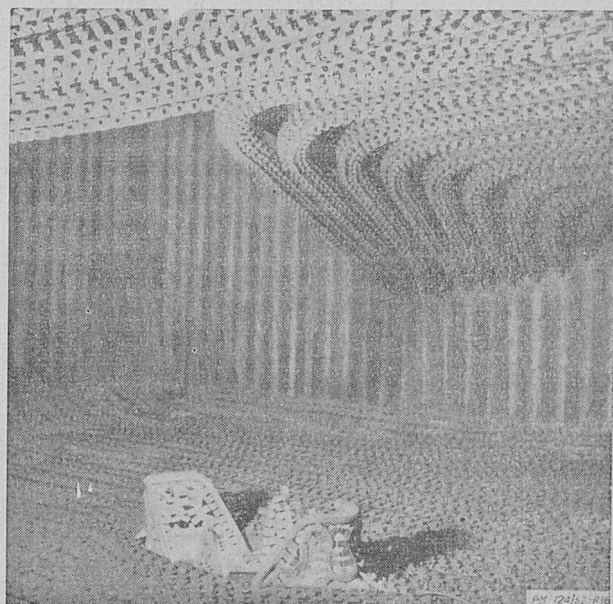
Rys. 12. Widok wstępnej komory paleniskowej w stanie wykończonym.



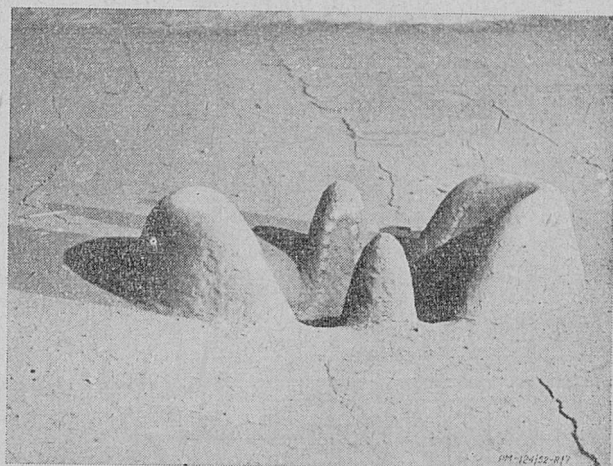
Rys. 13. Ekran wtórnej komory paleniskowej — ściana Murraya w budowie.



Rys. 14. Dolny kolektor ekranu — w budowie.



Rys. 15. Otwór spustowy dla żużla — w budowie.



Rys. 16. Koronka spustowa — w budowie.



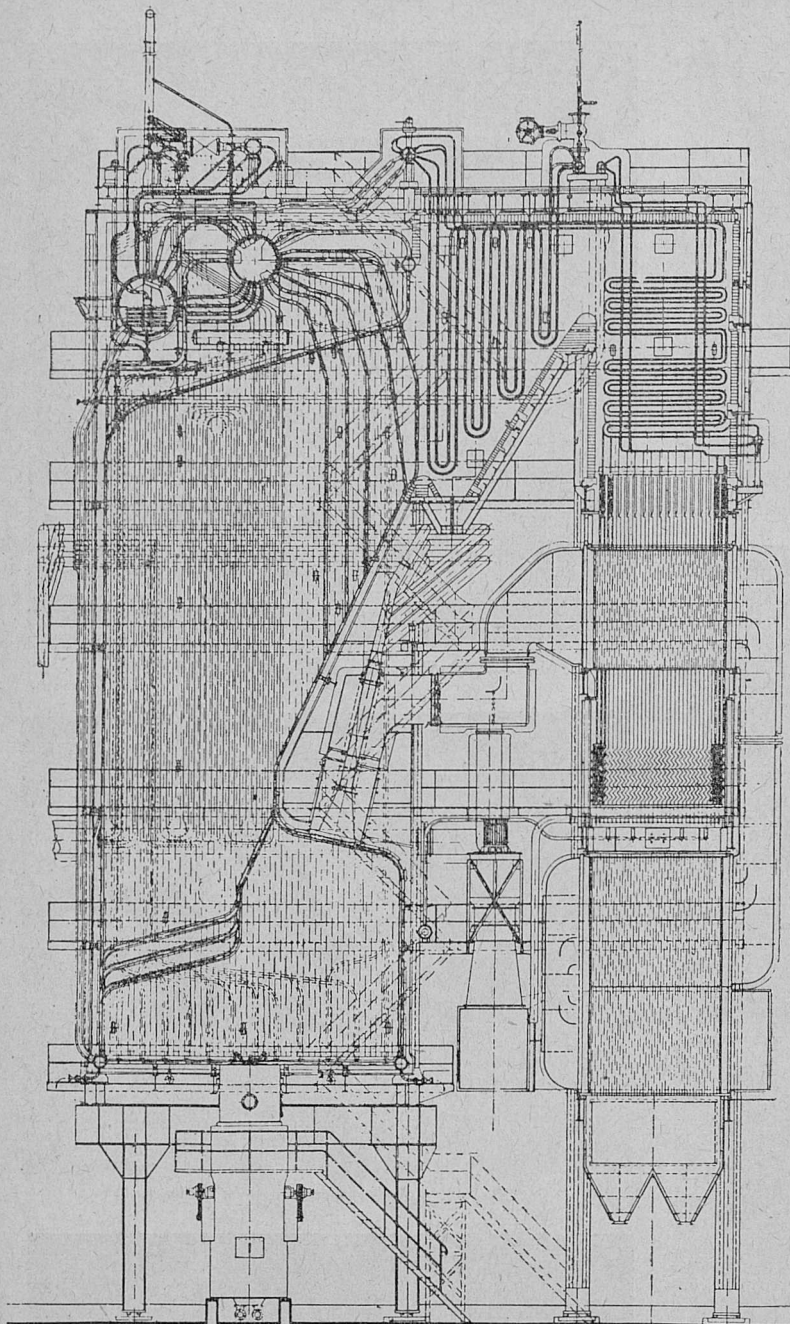
Rys. 17. Koronka spustowa w stanie wykończonym.

To samo można powiedzieć o przegrzewaczu pierwszego stopnia, który jest typu pionowego, wiszącego.

Najbardziej odpowiedzialne i narażone na najwyższe temperatury są, dno (spód) wstępnej komory paleniskowej i otwór wylotowy dla ciekłego żużla (koronka spustowa). Spód komory jest wykonany z rur poziomych, ekranowych, połączonych z dolnymi kolektorami ekranów przedniej i tylnej ściany.

Na rys. 13 widoczny jest dolny kolektor bocznego ekranu w budowie.

Dla otrzymania wysokiej temperatury w wstępnej komorze paleniskowej, spód komory i ekrany są pokryte grubą warstwą masy ogniotrwałej, zaś otwór spustowy (koronka) jest chłodzony węzownicą, specjalnie ukształtowaną. Na rys. 14 pokazany jest otwór spustowy w bu-



Rys. 18. Widok komory granulacyjnej dla żużla.

downie. zaś na rys. 15 kształtowanie koronki spustowej. Rys. 16 przedstawia gotową koronkę.

Ciekły żużel ścieka do komory granulacyjnej, gdzie zostaje zgranulowany, większe kawałki rozdrobnione łamaczem umieszczonym w komorze, osiadający zaś na dnie komory granulacyjnej żużel, zostaje okresowo spłukiwany strumieniem wody do zbiorników zwałowych. Na rys. 17 pokazany jest granulator (z boku widoczny jest silnik i napęd łamacza).

Węgiel spalany w tych kotłach (instalowanych w kraju) jest o zawartości do 23% popiołu, o wartości opałowej do 5500 kcal/kg i do 30% części lotnych. Żużel posiada początek mięknięcia przy ok. 1200°C, a punkt topliwości przy ok. 1250°C.

* * *

Przez przebudowę kotłów na odprowadzenie żużla w stanie ciekłym, osiągnięto w ZSRR, znaczne oszczędności inwestycyjne i ruchowe. Główne trudności, które przy tych przeróbkach należało pokonać, polegały na trudnościach osiągnięcia właściwych warunków spalania i odpowiednich temperatur w poszczególnych częściach powierzchni ogrzewalnej kotła.

Po przebudowie kotła, z powodu znacznego podwyższenia temperatury w paleniskach oraz odpowiedniego wzrostu wydajności, następuje zupełnie inny rozkład temperatur na powierzchniach ogrzewalnych kotła, niż przed jego przebudową. Rozkład temperatur z powodu różnego stanu powierzchni ogrzewalnych kotła, ulegającego przebudowie, nie daje się dokładnie ustalić teoretycznie. Poza tym nie zawsze udaje się nadać właściwe wymiary i kształt komorze paleniskowej z powodu braku miejsca, lub niemożności swobodnego projektowania i komponowania, przy przebudowie już istniejącego kotła. Przy przebudowach kotłów należało pokonać trudności związane z dobraniem odpowiednich wysokoogrzewalnych materiałów do budowy spodu komory paleniskowej, koronki spustowej oraz do pokrycia ekranów bocznych i sufitowych. Wiele kłopotów nastęrczał również dobór odpowiedniego sposobu i metody przypawania wielkiej ilości kołców do rur ekranowych, na skutek powstających naprężeń oraz zmian strukturalnych w materiale rur, szczególnie przy rurach ze stali stopowej dla kotłów wysokoprężnych.

Drugie zadanie niemniej ważne to odpowiednie przeszkolenie personelu, nie tylko obsługującego, ale również inżynierjno-technicznego. Osiągnięte wyniki jednak sownie opłaciły trud przełamania i pokonania przeszkód przy przebudowie starych kotłów ze stałego — na ciekłe odżuzłanie.

Przed polskimi naukowcami, inżynierami i personelem techniczno-wykonawczym, te trudności są jeszcze do pokonania, jednak przy życzliwym poparciu i pomocy Związku Radzieckiego, korzystając z doświadczeń radzieckich, należy sądzić, że i w Polsce sprawa przebudowy kotłów na ciekłe odżuzłanie, ruszy z martwego punktu, i wkrótce przystąpimy do modernizacji naszych kotłów — opalanych węglem o dużej zawartości popiołu, zażuzłających się przy ich dociążaniu.

LITERATURA

- 1) B. M. Sokolow. „Analiza raboty i konstruktivnoje wypolnienije topok s židkim szlakoudalenijem”.
- 2) I. K. Giżirow — „Ekspluatacija kotłow s židkim szlakoudalenijem na toszczem ugle”.
- 3) I. K. Giżirow — „Topki s židkim szlakoudalenijem” — Gosenergoizdat 1951.
- 4) Dr inż. M. Ledinneg — „Die Verbrennungstemperatur in Schmelzkammerfeuerungen” — Zeitschrift für Reichshauptstelle für die Technische Überwachung 1943.
- 5) F. Münzinger — „Dampfkraft” 3 wyd. 1949.
- 6) Rammner — „Entwicklungszustand und Zukunftsaussichten der Schmelzkammerfeuerungen” Arch. f. Wärmewirtschaft 1942.
- 7) Dipl. ing. O. Engler — „Entwicklung der Schmelzfeuerungen” — B.W.K. 1951.
- 8) Progress in Power Generation 1945—1946 Elektr. Eng. 1948.

Bezpośredni napęd lokomotyw spalinowych

625.282:621.43-882

Dr inż. ADAM KRĘGLEWSKI

7. Zalety bezpośredniego napędu

Dla porównania proponowanego gazowozu z innymi lokomotywami przeliczono jego ciężar; przy układzie kół 2-4-1: ciężar wynosić będzie 124 ÷ 126 t łącznie z kotłem do ogrzewania pociągu i odpowiednim zapasem wody, smarów i piasku; tender z zapasem gazu o wartości kalorycznej 4000 kcal na 350 km i silnikami elektrycznymi waży 64 t; ciężar ogólny 190 t.

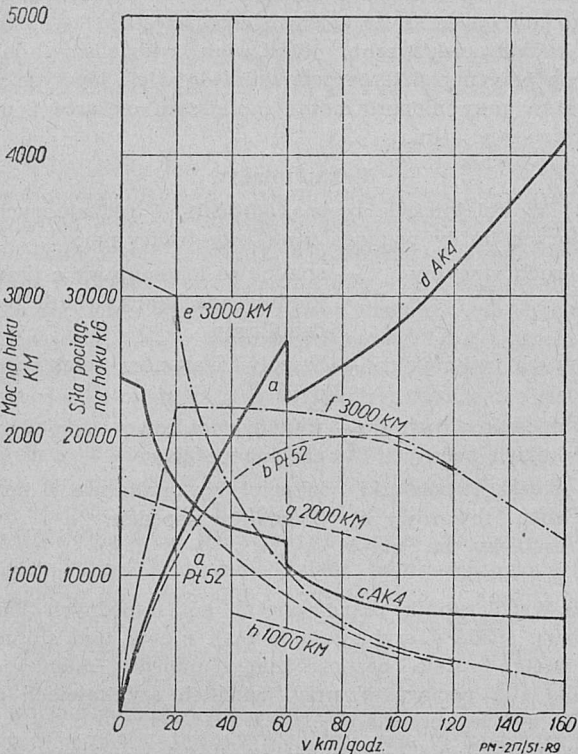
dy wagonów w t w różnych okolicznościach przedstawione w tablicy I.

TABLICA I.

Szybkość km/godz.	Wzniesienie	Pt 52	Lokom. spalin. 3000 KM	Gazowóz AK 4
40	1 : 100	740	950	840
80	1 : 150	490	470	700
120	1 : ∞	590	540	1030
140	1 : ∞		465	900
160	1 : ∞		280	730

O ile dla parowozu Pt 52 ciężar wagonów waha się około 500 t, to dla gazowozu przyjąć można 750 t, tj. o 50% więcej, pomimo nieznacznej różnicy ciężaru obu lokomotyw, 172 i 190 t, przy czym parowóz wozi zapas wody na 200 km, a gazowóz zapas gazu na 350 km. W stosunku do lokomotywy spalinowej o mocy 3000 KM można gazowóz określić jako prawie dwa razy mocniejszy; normalną moc gazowozu określić można co najmniej na 4500 KM.

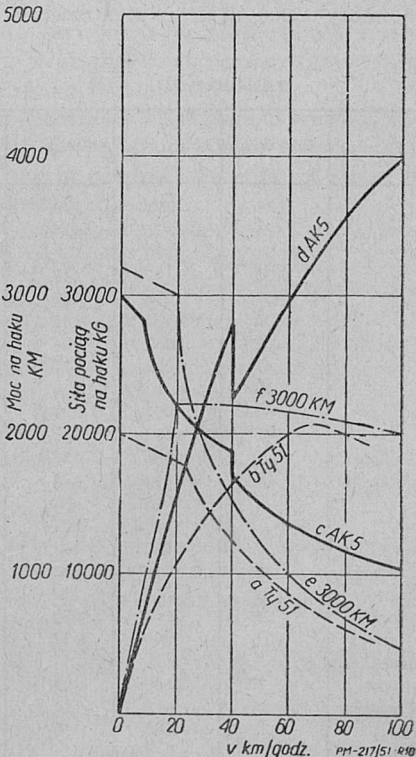
Logiczne przystosowanie silnika spalinowego do potrzeb trakcji kolejowej dało maszynę trakcyjną, która pod względem elastyczności nie tylko nie ustępuje parowozowi, ale dzięki swej charakterystyce nadaje się przy równej ilości osi wiązanych do pociągu o 50% cięższego i przy tym osiągnąć może znacznie wyższą szybkość. Gazowóz realizuje więc w sposób idealny dwa główne dezyderaty kolejnictwa, zwiększenie masowości i szybkości transportu.



Rys. 9. Siła pociągowa i moc na haku różnych lokomotyw osobowych.

Porównamy gazowóz z amerykańską lokomotywą spalinową z silnikami o mocy 3000 KM i ciężarem 260 t oraz z projektowanym dla PKP parowozem Pt 52. Na rysunku 9 krzywe a i b obrazują siłę pociągową i moc na haku parowozu Pt 52 w zależności od szybkości parowozu, krzywe c i d odpowiadające wielkości dla naszego gazowozu AK4, e i f lokomotywie spalinowej z przekładnią elektryczną i silnikami o mocy 3000 KM oraz g i h moc na haku lokomotywy spalinowej o mocy 2000 i 1000 KM. Drobne załamania krzywej c i d przy szybkości 60 km/godz spowodowane jest wyłączeniem doładowania i dodatkowego elektrycznego napędu przy tej szybkości; odpowiada ono zmianie napelnienia przy parowozie. Widzimy uderzającą różnicę naszego gazowozu w stosunku do parowozu szczególnie przy większych szybkościach. Budowa lokomotyw spalinowych o mocy 1000 KM dla szybkości $v = 100$ km/godz nie jest uzasadniona, nawet moc 2000 KM daje mało, a dopiero lokomotywa o mocy 3000 KM i ciężarze 260 t przy szybkościach do 60 km/godz może równać się z naszym gazowozem.

Najdobitniej scharakteryzujemy poszczególne typy, gdy z powyższych wykresów obliczymy największe skła-



Rys. 10. Siła pociągowa i moc na haku różnych lokomotyw towarowych.

Na rys. 10 widzimy analogiczną krzywą *a* siły pociągowej na haku projektowanego dla PKP parowozu towarowego Py 51 i krzywą *b* jego mocy na haku w zależności od szybkości, krzywe *c* i *d* dla gazowozu AK 5, o wadze przyczepnej 100 t, *g* i *f* dla lokomotywy spalinowej z silnikami o mocy 3000 KM i przekładnią elektryczną. Z wykresów tych wynikają największe składy wagonów w t w różnych okolicznościach podane w tablicy II.

TABLICA II.

Szybkość km/godz	Wzniesienie	Ty 51	Lokom. spalin. 3000 KM	Gazowóz AK 5
20	1 : 100	1290	2200	1580
40	1 : 200	1390	1610	2150
60	1 : ∞	2000	2400	3150
80	1 : ∞	1140	1230	2070
100	1 : ∞		780	1500
Ciężar lokomotywy <i>t</i>		174	260	194

W normalnej skrajni pomieścić można obok siebie 6 cylindrów o średnicy 260 mm; nie zmieniając układu osi można w pełni wykorzystać osie napędne o nacisku $20 \cdot \frac{26^2}{22,5^2} = 27$ t i skonstruować gazowóz o mocy nominalnej 6000 KM. W skrajni można pomieścić również dwa rzędy cylindrów, jeden nad drugim. Wtenczas można obok siebie pomieścić po 4 cylindry o średnicy do 340 mm. Gazowóz taki będzie mógł wykorzystać ciężar przyczepny 5 osi o nacisku 45 t każda tj. razem 225 t, odpowiadać więc może największym wymaganiom stawianym przez koleje amerykańskie. Gazowóz taki może rozwijać przy pełnej szybkości do 16000 KM na wale korbowym silnika, przewyższając znacznie najsilniejsze parowozy o mocy 9000 KM i elektrowozy o mocy 12 000 KM.

TABLICA III.

Typ	Rok bud.	Nom. KM	Ciężar <i>t</i>	kG/KM nom.
ZSRR	1924	1000	182	182
	24	1200/1000	124,8	104
	31	1200	137,5	115
	33	2 × 825	149	90
	32	1050	138	132
	34	2 × 1050	245,6	117
	39	800	104	130
	47	1000	121,6	122
	48	2 × 1000	165	82,5
	45	1000	122,9	123
	46	1000	122,9	123
		1500	136,4	91
		2 × 1000	130	65
		4 × 1350	408	76
Baldwin-Westinghouse		2 × 1050	208	99
American Locomotive Co		1000	112,6	112,6
General Motors		2 × 1500	262	87,5
" "	45	2000	113	56,5
" "	38	2080	230	110
Baldwin Westinghouse	1911	1000	92	92
Fairbanks-Morse				
Francuski diesłowóz				
Sulzer				
Bezpośredni napęd z wtryskiem ropy		3500	128	36,7
Gazowóz AK4 na gaz koksow.		4500	190	42,2
Gazowóz AK4 na gaz ziemny		4500	150	33,3

Tablica III zawiera ciężary dotychczasowych lokomotyw spalinowych według Maszynostrojenia (tom XIII str. 596) i podaje dodatkowo ciężar lokomotywy firmy Sulzer oraz projektowanych lokomotyw z bezpośrednim napędem.

Lokomotywa z wtryskiem paliwa ciekłego i bezpośrednim napędem będzie posiadała przy tych samych wymiarach silnika moc o ok. 20% mniejszą od gazowozu. nie potrzebuje natomiast tendra dla paliwa. Gazowóz na gaz ziemny również nie wymaga tendra oddzielnego.

W świetle powyższych wywodów jest rzeczą niezrozumiałą, dlaczego włożono tyle wysiłków umysłowych i finansowych w różnego rodzaju napędy pośrednie, dla czego utrzymuje się w dalszym ciągu ciężką i kosztowną przekładnię elektryczną, jeżeli, jak widzieliśmy, dojść można przy napędzie bezpośrednim do wiele lepszych rezultatów przy nieporównanie mniejszym ciężarze i niższej cenie pojazdu.

Rekapitulacja

1) W kolejnictwie można odróżnić 4 rodzaje ruchu, z których każdy wymaga innej siły trakcyjnej:

- a. ruch stacyjny — spalinowe lokomotywy z przekładnią mechaniczną lub hydrauliczną
- b. ruch podmiejski — zespoły wagonów elektrycznych
- c. mieszany ruch na liniach bocznych — wagony motorowe — pojedyncze lub zespoły
- d. ciężki i półciężki — lokomotywy spalinowe z bezruch towarowy i pośrednim napędem osobowy na magistralach

2) Współczynnik przyczepności kół napędnych lokomotywy spada z szybkością, jednak nie w tym stopniu, by wielka zaleta bezpośredniego napędu, mianowicie wielka siła pociągowa przy wielkich szybkościach nie mogła być wykorzystana.

3) Bezpośredni napęd wymaga silnika o możliwie równomiernym momencie obrotowym, co najmniej 6-cylindrowego dwusuwu.

4) Bezpośredni napęd wymaga silnika o możliwie wysokim średnim ciśnieniu; najlepiej odpowiada temu silnik z przeciwbieżnymi tłokami o możliwie dużym skoku.

5) Silnik do bezpośredniego napędu powinien ze względu na pracę przy bardzo niskich obrotach posiadać jak najmniejszą powierzchnię komory spalinowej, czemu odpowiada również najlepiej silnik z przeciwbieżnymi tłokami o dużym skoku.

6) Silnik do bezpośredniego napędu powinien posiadać możliwie dokładne sterowanie spalania przy wielkiej rozpiętości obrotów czemu najlepiej odpowiada silnik gazowy autora, a po tym silnik wysokoprężny z wdmuchem paliwa przy pomocy powietrza sprężonego.

7) Paliwo gazowe jest wobec tego najodpowiedniejszym paliwem dla lokomotywy spalinowej.

8) Niedostateczna siła pociągowa napędu bezpośredniego przy niskich szybkościach da się w najprostszym sposób poprawić przez znane doładowanie silnika.

9) Decydującą poprawę charakterystyki siły pociągowej można osiągnąć przez napęd elektryczny kół tocznych lokomotywy lub kół tendrowych, wprowadzając dodatkowo niewielki spalinowy silnik pomocniczy.

10) Tego rodzaju lokomotywa odpowiada w idealny sposób potrzebom kolejnictwa w kierunku jak największej masowości i szybkości transportu przy możliwie najmniejszej ilości kół wiązanych.

11) Przy równej ilości kół wiązanych jest gazowóz z tendrem na 350 km odległości w stosunku do parowozu z tendrem na 200 km tylko o 10% cięższy, a wież może pociągi o 50% cięższe przy o 50% większych szybkościach.

12) Dla całego naszego ruchu kolejowego wystarczy zamiast 6000 parowozów około 500 lokomotyw przetokowych z przekładnią mechaniczną lub hydrauliczną, tyleż wagonów motorowych oraz 1500 gazowozów ciężkich i 500 lżejszych o napędzie bezpośrednim.

13) Ciężar i cena lokomotywy spalinowej z bezpośrednim napędem równa się ok. 45% ciężaru i ceny lokomotywy z przekładnią elektryczną.

Na marginesie działu automatyki z zeszytu Nr 11 Przeglądu Mechanicznego 1952

Mgr inż. HENRYK LEŚKIEWICZ

Pojawienie się po raz pierwszy działu automatyki w numerze listopadowym Przeglądu Mechanicznego 1952 powitać należy z wielką radością. Redakcja czasopisma doceniła widać nie tylko wzrastające znaczenie automatyki w przemyśle, ale zrozumiała rzecz trudną do pojęcia dla wielu wybitnych nawet techników, że chociaż poszczególne działy automatyki rozwijały się nieraz przy bardzo odmiennych od siebie dziedzinach techniki, to obecnie automatyka jest w trakcie przeradzania się w samodzielną, nową dyscyplinę z własną rozbudowaną już zresztą teorią. Tak pozornie odmienne od siebie układy jak automatyczna regulacja, stężenie jonów wodorowych w roztworze i automatyczna regulacja kursu samolotu, oraz liczne inne przykłady stanowią zastosowanie tej teorii. Toteż stworzenie działu automatyki, to jest całościowe potraktowanie poszczególnych zastosowań automatyki, uznać należy jako dowód postępowości Redakcji.

W artykule wstępnym *dr Witold Kasperowicz*, dając zwięzły i trafny obraz zadań stojących przed początkującą automatyką polską, podnosi między innymi konieczność ustalenia polskiego słownictwa technicznego z tej dziedziny. I zaraz w następnym artykule *pt. „Automatyzacja procesów produkcyjnych” mgr inż. Jerzy Brynk* podejmuje próbę usystematyzowania podstawowych pojęć automatyzacji procesów produkcyjnych zaznaczając, że artykuł ten ma charakter dyskusyjny.

Ponieważ polskie piśmiennictwo z dziedziny automatyki prawie nie istnieje najcelowsze wydaje się ustalenie terminologii w drodze pracy powołanej do tego celu komisji. Jeden jednak termin wprowadzony przez *mgr*

inż. Brynka wywołuje chęć do natychmiastowej dyskusji i to bez odkładania sprawy do czasu powołania takiej komisji terminologicznej.

Chodzi o to, co rozumiemy pod pojęciem regulatora. Literatura światowa z tej dziedziny (z nielicznymi wyjątkami) określa to pojęcie bardzo wyraźnie zgodnie z rys. 1 artykułu „Automatyczna regulacja hydrauliczna z rurką strumieniową” *mgr inż. Janusza Dębskiego* znajdującym się bezpośrednio po artykułach *mgr inż. J. Brynka* w tym samym numerze Przeglądu Mechanicznego.

Natomiast *Mgr inż. J. Brynk* przez regulator rozumie organ wyjściowy operatywny układu automatyki zwany w literaturze nastawnikiem, a odpowiadający na cytowanym rys. 1 schematycznie zaznaczonemu zaworowi na przewodzie doprowadzającym czynnik regulowany do procesu produkcyjnego. Zawór ten napędzany jest przez serwowymotor 2. Wg *mgr inż. J. Brynka* trzeba by więc mówić, że serwowymotor napędza regulator, podczas gdy literatura całego świata podaje, że to właśnie regulator daje impuls na serwowymotor przedstawiający nastawnik w tym wypadku w postaci zaworu, nazywany właśnie przez *mgr inż. J. Brynka* regulatorem.

To zastosowanie od dawna wprowadzonej w literaturze nazwy do zupełnie innego elementu układu regulacyjnego jest o tyle niekorzystne, że mogą stąd wyniknąć liczne nieporozumienia.

Układowi nazw i terminów proponowanemu przez *mgr inż. J. Brynka* nie można by nie zarzucić, gdyby właśnie nie owa możliwość powstania pomyłek ze względu na istniejącą terminologię.

ZAWIADOMIENIE

W dniach 30 i 31 marca 1953 r. odbędzie się w Krakowie konferencja w sprawie centralnego ostrzenia narzędzi, organizowana przez Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich — Oddział w Krakowie — oraz Instytut Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem przy współudziale Departamentu Techniki Ministerstwa Przemysłu Maszynowego.

Na konferencji wygłoszone zostaną następujące referaty:

Prof. mgr inż. W. Biernawski — Techniczne i ekonomiczne znaczenie centralnego ostrzenia w gospodarce narzędziowej;

Mgr inż. R. Wołk — Normy zużycia narzędzi skrawających;

Mgr inż. A. Józefik — Zagadnienie regeneracji narzędzi skrawających;

Mgr inż. J. Kaczmarek — Zasady projektowania centralnych ostrzarni;

Mgr inż. S. Markowski — Optymalne warunki ostrzenia ściernego;

Mgr inż. K. Albiński — Elektroerozyjne ostrzenie i utwardzanie ostrzy narzędzi skrawających

Mgr inż. S. Świąg — Instrukcje ostrzenia narzędzi skrawających;

Mgr inż. A. Sadowski — Kontrola narzędzi i środki kontroli.

Przegląd prasy technicznej

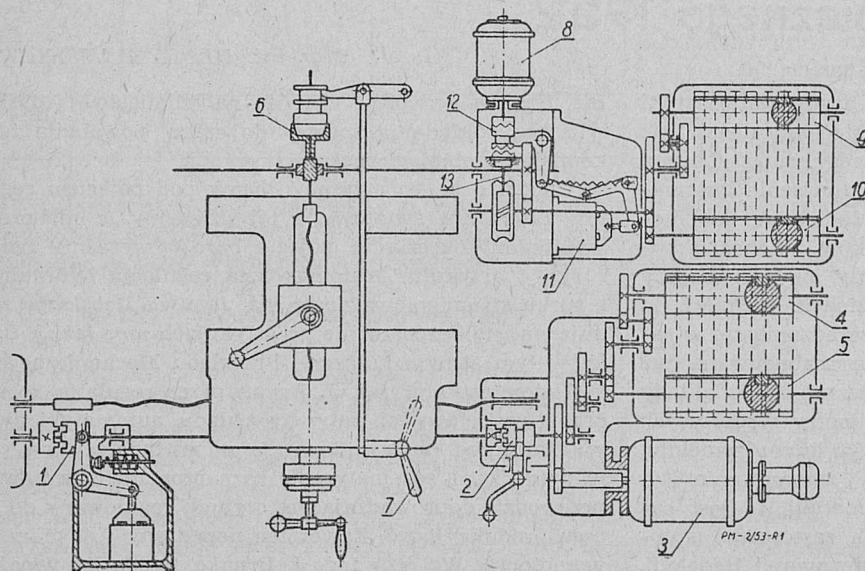
PRZYRZĄD UMOŻLIWIAJĄCY AUTOMATYZACJĘ TOKAREK

W 1950 r. zakłady „Krasnyj Proletariat” wypuściły serię tokarek 1A62 zaopatrzonych w przyrząd AT-1, który pozwala automatyzować toczenie wałków stopniowych o długości do 500 mm.

Przyrząd ten nadaje się szczególnie do zastosowania w warunkach produkcji seryjnej i jednostkowej, w warsztatach narzędziowych i remontowych, gdzie użycie półautomatów wymagających sporo czasu na ustawianie jest nieracjonalne. Odchyłki wymiarów części wykonywanych na tokarce 1A62 (w cyklu automatycznym) zawierają się w granicach: 0,1 mm dla średnicy i $\pm 0,2$ mm dla długości. Taka dokładność jest wystarczająca dla części toczonych zgrubnie oraz pod szlifowanie.

zależy od kąta środkowego między rolką przerywacza dźwigniowego i występem na bębnie w jego początkowym położeniu. Kąt ten nastawia się przez przekręcenie pierścieni nastawczych, zaopatrzonych w tym celu w podziałkę na obwodzie. Styki pierścieni włączone są parami równolegle w obwód, czyli że przerwa w obwodzie może nastąpić jedynie przy równoczesnym styku kontaktów obu bębnow.

Jeden obrót bębna wolnobieżnego odpowiada przesunięciu suportu na odległość 500 mm, a jeden obrót bębna szybkobieżnego — 10 mm. Dla obtoczenia np. długości 111,5 mm, wymiar 110 nastawia się na bębnie wolnobieżnym, a 1,5 mm na bębnie szybkobieżnym. Przy toczeniu tej długości styki pierścieni drugiego bębna otworzą się 12 razy (po przesunięciu suportu na 1,5; 11,5; 21,5; itd.).



Rys. 1.

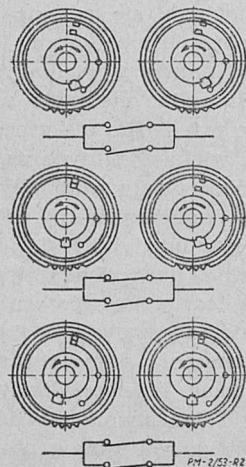
Schemat kinematyczny tokarki z przyrządem AT-1 pokazany jest na rys. 1. Wałek pociągowy tokarki włączany jest za pomocą dwóch sprężek kłowych 1 i 2, lewego włączanego elektromagnetycznie i prawego włączanego ręcznie. Sprężko 2 łączy wałek napędowy z częścią przyrządu przemieszczeń wzdłużnych, gdzie znajdują się: silnik elektryczny 3 przyspieszonego powrotu suportu oraz bębny — wolnobieżny 4 i szybkobieżny — 5.

Celem urzeczywistnienia posuwu roboczego, sterowanego z przyrządu, wyłącza się elektromagnes sprężki 1, które wówczas pod działaniem sprężyny łączy wałek pociągowy ze skrzynką posuwów tokarki. Po obtoczeniu żądanej długości sprężko 1 zostaje w ten sam sposób wyłączone, po czym następuje szybki powrót suportu (napęd przez silnik 3) z szybkością 1200 mm/min.

Sruba posuwu poprzecznego połączona jest za pośrednictwem sprężki 6 z częścią przyrządu, która steruje posuwami poprzecznymi. Włączenie sprężki 6 za pomocą rękojeści 7 łączy śrubę posuwu poprzecznego z silnikiem 8 oraz z bębnami 9 i 10. Silnik elektryczny zwrotny 8 zapewnia posuw narzędzia w obu kierunkach ze stałą szybkością 40 mm/min. Elektromagnes 11 służy do włączania sprężki 12, które łączy wał ślimaka 13 z silnikiem.

Bębny, szybko- i wolnobieżny skrzynek długości i średnicy, obracają się wewnątrz pierścieni nastawczych (w ilości 11 par), których ustawienie określa wielkości przemieszczeń wzdłużnych i poprzecznych narzędzia. Na pierścieniach umieszczone są styki z przerywaczami dźwigniowymi (rys. 2), włączonymi w obwód urządzenia. Przy obrocie bębnow styki te podają impulsy do włączenia bądź wyłączenia elektromagnesu, a zatem posuwu poprzecznego względnie wzdłużnego.

Moment podawania impulsu, a tym samym wielkość poprzecznego lub wzdłużnego przemieszczenia narzędzia,



Rys. 2.

ale obwód zostanie przerwany dopiero, kiedy bęben wolnobieżny przekreśli się o kąt odpowiadający przemieszczeniu suportu 110 mm.

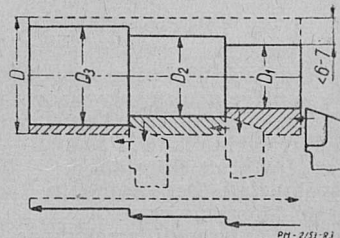
Styki pierścieni nastawczych włączane są kolejno parami w obwód urządzenia za pomocą automatycznie przełączającego się komutatora, co pozwala uzyskać 10 wymiarów średnic i długości, które mogą być ostatecznymi wymiarami dla poprzednich przejść.

Z 10 par pierścieni bębna długości podawane są również impulsy zatrzymania głównego silnika, po czym następuje automatyczny powrót suportu i sanek narzędziowych do położenia wyjściowego, które ustala się pierścieniami zerowymi (11 para). Jeżeli ilość stopni wykonywanego wałka jest mniejsza od 10, to zatrzymanie silnika ustawione na ostatniej parze pierścieni (np. siódmej) musi być powtórzone jeszcze raz na 10 parze pierścieni.

Za pomocą opisanego przyrządu można toczyć wałki stopniowe w następujący sposób:

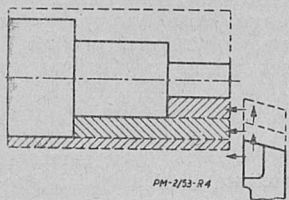
1) toczenie wg stopni wzrastających, które rozpoczyna się od obróbki stopnia najmniejszej średnicy, przy czym przemieszczanie poprzeczne narzędzia zachodzi w kierunku od osi przedmiotu (rys. 3).

2) Toczenie z powtórzeniami przejściami, które zaczyna się od obróbki stopnia największej średnicy. Po każdym przejściu narzędzie wraca do położenia wyjściowego i przesuwają się o głębokość stopnia w kierunku osi przedmiotu (rys. 4).

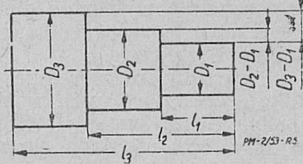


Rys. 3.

3) Toczenie dowolne, gdy obróbka odbywa się nie według średnic wałka, lecz różnicy $D_n - D_1$ (rys. 5). Wy-
miary długości wałka ustawia się od jego czoła.



Rys. 4.



Rys. 5.

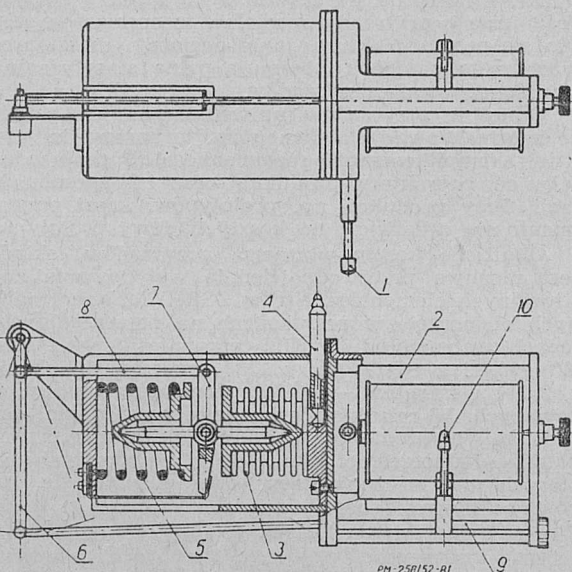
Sposób ustawienia przyrządu AT-1 zostaje każdorazowo ustalony przez technologa, a pracownik obsługujący obrabiarkę ustawia przyrząd wg karty dostarczonej wraz z robotą, co wymaga zaledwie 5 do 6 min. czasu.

(Stanki i instrument nr 10/52)

W. K.

PRZYRZĄD DO BADANIA SZTYWNOŚCI OBRABIAREK

Opisany przyrząd skonstruowano specjalnie do badania sztywności stykowej tokarki. Przyrząd jednocześnie rejestruje wielkość siły obciążającej badaną obrabiarkę oraz wywołane tą siłą odkształcenie interesującego nas elementu obrabiarki.



Rys. 1. Schemat przyrządu do badania sztywności obrabiarek.

Element mierniczy przyrządu (rys. 1) stanowi czujnik zegarowy 1, na którego osi zmontowano bębenek aluminiowy 2. Z przeciwnej strony czujnika znajduje się metalowy mieszek (sylfon) 3, którego wnętrze połączone jest za pośrednictwem króćca 4 i odpowiedniego przewodu z pneumatycznym lub hydraulicznym układem, służącym do obciążania badanej obrabiarki. Przy powiększaniu ciśnienia we wspomnianym układzie, cylinder 3 wydłuża się, ściskając sprężynę 5, i za pośrednictwem układu dźwigni 7, 8 i 6 porusza suwak 9, do którego przymocowane jest pióro 10, stykające się z papierem nawiniętym na bębenku 2.

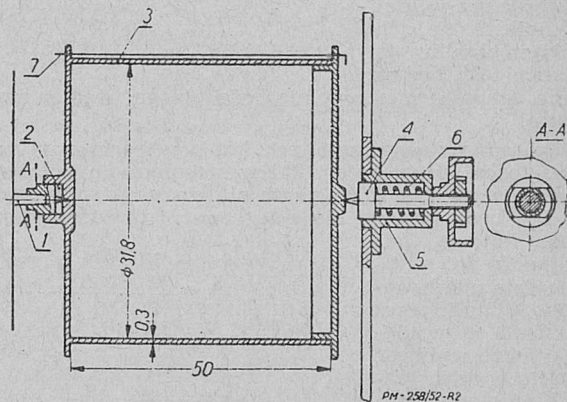
Położenie układu dźwigni wynosi ok. 10, tj. wydłużeniu cylindra o 4 mm odpowiada skok suwaka ok. 40 mm. Wobec niewielkich ruchów kątowych poszczególnych dźwigni wzajemna zależność wspomnianych przesunięć jest liniowa.

Dzięki zastosowaniu pióra kapilarnego przyrząd może być używany w dowolnym położeniu.

Rejestracja odkształceń obrabiarki odbywa się za pośrednictwem czujnika zegarowego 1, który został specjalnie dostosowany do pracy w opisanym przyrządzie. Dostosowanie to obejmuje: zdjęcie wskazówki i tarczy z podziałką; zmianę sprężyny dociskającej trzpień czuj-

nika na silniejszą, w celu uzyskania powiększonego nacisku mierniczego (500÷600 G); założenie na stożkowy czop osi czujnika specjalnej końcówki z kielkiem 2 (rys. 2), służącej jako ułożyskowanie i jednocześnie dla napędu bębna urządzenia piszącego. Bębenek ten jest z drugiej strony ułożyskowany na podobnym kielku 4, dociskany sprężyną 6. Po odciągnięciu tego kielka, bębenek można zwolnić z połączenia z czujnikiem, co jest konieczne np. w przypadku zakładania lub zdejmowania papieru, przytrzymywanego płaską sprężyną 3.

Opisany przyrząd został w zasadzie skonstruowany do pracy przy ciśnieniu roboczym 5 kg/cm², lecz ciśnienie to można w razie potrzeby powiększyć nawet do 50 kg/cm², przy czym oczywiście jest konieczna wymiana cylindra 3 oraz sprężyny 5 (rys. 1).

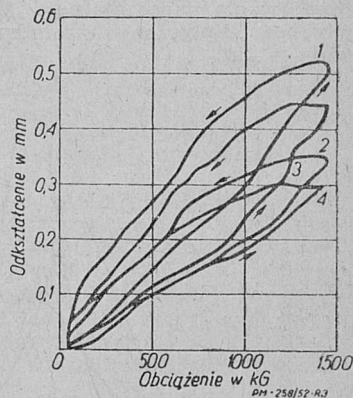


Rys. 2. Konstrukcja końcówki mierniczej czujnika.

Urządzenia do obciążenia badanej obrabiarki mogą być typu tłokowego lub przeponowego, każdy zaś z tych

typów może pracować w układzie pneumatycznym lub hydraulicznym. Układy tłokowe nadają się specjalnie do przypadków, gdzie konieczny jest stosunkowo duży skok roboczy, przeponowe zaś stosuje przy niewielkim skoku (2÷3 mm) i dużych ciśnieniach.

Rys. 3. Wykresy sztywności stykowej tokarki wielonożowej 1 i 3 — tylny kiel obciążony poprzecznie i osiowo. 1 i 2 — przedni kiel obciążony poprzecznie i osiowo.



Obciążniki tłokowe wymagają ze względu na swoją nieszczelność dodatkowych urządzeń dla uzupełnienia strat powietrza lub cieczy, wyciekających podczas pracy.

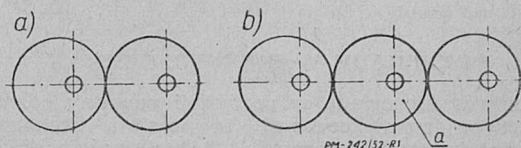
Rys. 3 przedstawia kilka wykresów, otrzymanych przy pomocy opisanego przyrządu przy badaniu sztywności stykowej tokarki wielonożowej.

(Stanki i instrument 52/5, str. 29)

J. St. K.

PRZEKŁADNIE CZOŁOWE Z KÓŁ ZĘBATYCH ELIPTYCZNYCH

Jedną z metod otrzymywania niejednostajnych prędkości kątowych w maszynach jest użycie przekładni z kół zębatach eliptycznych.



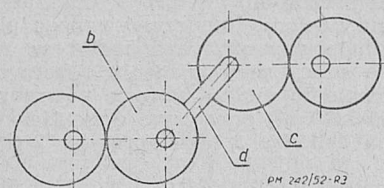
Rys. 1.

Najprostszym układem tego rodzaju jest jednostopniowa przekładnia, złożona z dwóch kół czołowych eli-

ptycznych (rys. 1a), w której prędkość zależy od stosunku odległości ognisk elipsy do jej wielkiej osi.

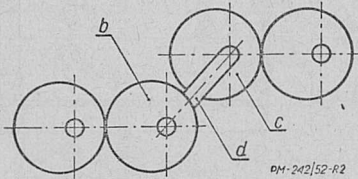
Znacznie większą nierównomierność ruchu można uzyskać przez zastosowanie przekładni z 3 kół eliptycznych (rys. 1b) przy czym koło pośredniczące powoduje zwiększenie nierównomierności ruchu obrotowego.

Jeżeli koło to zastąpimy parą identycznych kół, osadzonych na wspólnym wałku w sposób pokazany na rys. 2, to w układzie nie się nie zmieni i otrzymamy przekładnię o tej samej charakterystyce, co poprzednio (rys. 1b). Jeżeli natomiast koło *b* obrócimy względem koła *c* na ich wspólnym wałku, to wynikiem tego będzie zmiana stopnia nierównomierności biegu wałka napędzanego.



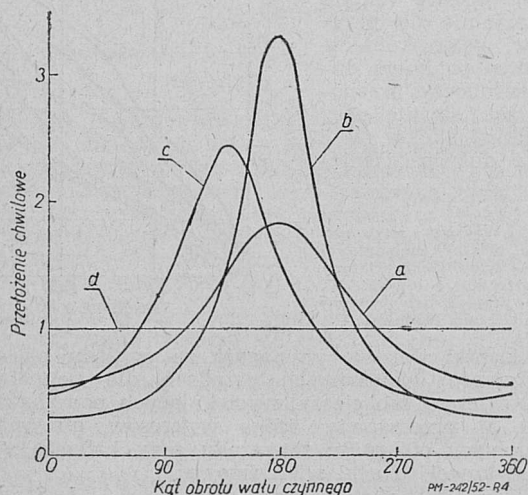
Rys. 2.

Gdy jedno z wspomnianych kół przekreślimy na wałku względem drugiego o 180° w stosunku do położenia, pokazanego na rys. 3, to okaże się, że wałki obu skrajnych kół będą obracać się z tą samą, jednostajną prędkością kątową, zaś wałek pośredni wirować będzie nierównomiernie. Czyli przez obrót koła *b* względem *c* może wpływać w dość szerokich granicach na stopień nierównomierności obiegu przekładni.



Rys. 3.

Na wykresie (rys. 4) przedstawiono wartości chwilowe przełożeń dla przekładni z rys. 1 do 3 w funkcji kąta obrotu wałka napędzającego. W przekładni zastosowane były koła eliptyczne o stosunku długości osi wielkiej do małej = 1,82.



Rys. 4.

Na zakończenie należy dodać, iż szerszemu rozpowszechnieniu przekładni z kół zębatych eliptycznych staje na przeszkodzie ich wysoka cena, wywołana trudnościami, jakie powstają przy ich wykonaniu.

(Werkstatt und Betrieb nr 10/52)

J. St. K.

PRZYZRĄDY W BUDOWIE MASZYN

Przyrządy stosowane w produkcji powinny odznaczać się następującymi cechami: 1) prostotą konstrukcji, 2) niskim kosztem wykonania, 3) podatnością do szybkiego konstruowania i wykonania.

Z punktu widzenia konstrukcji przyrządy można podzielić na: 1) specjalne, 2) uniwersalne, 3) składane ze znormalizowanych elementów.

Przyrządy specjalne, stosowane przy produkcji wieloseryjnej, odznaczają się prostotą konstrukcji i niskim kosztem własnym, łączny koszt natomiast ze względu na ich dużą ilość, potrzebną do produkcji, jest znaczny a konstruowanie bardzo pracochłonne. Poza tym mają one zastosowanie wyłącznie dla pewnej określonej produkcji. Przyrządy te są wyrabiane przez zakład użytkujący we własnym zakresie.

Przyrządy uniwersalne mogą być używane do produkcji części różnych wielkości i przy różnych operacjach. Koszt własny takich przyrządów jest znacznie wyższy, lecz rozkłada się na większą ilość części i operacji; w rezultacie przyrząd może być opłacalny.

Przyrządy uniwersalne wykonuje bądź sam zakład, bądź też jego poddostawca. Stosuje się je zwykle w produkcji małoseryjnej o dużym asortymencie części.

W ostatnich latach rozpoczęto stosować w ZSRR przyrządy typu uniwersalnego — składane z uprzednio przygotowanych znormalizowanych elementów. Konstrukcja tych elementów pozwala tworzyć z nich różnorodne przyrządy. Na złożenie przyrządu dla dosyć skomplikowanej operacji potrzeba zaledwie 2÷3 godzin. Komplet części do tych przyrządów powinien zakład dostosować do swoich potrzeb.

Przyrządy tego typu mogą być stosowane z dużym powodzeniem przy małoseryjnej produkcji oraz przy wykonywaniu prototypów (zanim zakład przejdzie na przyrządy specjalne).

Koszt przyrządów i amortyzacja. Jeśli idzie o przyrządy specjalne, to sprawa ta przedstawia się prosto. Narzuty, jakie obciążają części produkowane w przyrządach, obejmują pełną amortyzację kosztów sporządzenia przyrządów.

Odnosnie przyrządów uniwersalnych lub składanych ze znormalizowanych elementów, to sprawa ta jest bardziej skomplikowana i rozbieżność kosztów przyrządów zależy od charakteru produkcji oraz od sposobu kalkulacji. Przy produkcji np. prototypów, koszt przyrządów spisuje się całkowicie na koszty budowy prototypu.

Obniżenie kosztu własnego przyrządów składanych jest możliwe przez odpowiednie wytypowanie znormalizowanych elementów. Np. w ZSRR ilość znormalizowanych elementów w przyrządach na poszczególnych zakładach, waha się od 60÷90% całkowitej liczby elementów. W jednym z zakładów w 1233 przyrządach, składanych z 21214 elementów — 16202 elementów było znormalizowanych. W rezultacie osiągnięto, poza innymi oszczędnościami, obniżenie czasu na projektowanie przyrządów o 30%. Jednocześnie jako elementy wykorzystano część starych maszyn znajdujących się w zakładzie, co dało również poważne oszczędności.

(Tiażka Promyselnost, nr 7/52, str. 23).

W. L.

NAPĘD OKRĘTÓW SPALINOWO-TURBINOWY

Na razie uruchomionych zostało tylko kilka jednostek pływających, napędzanych przez turbiny spalinowe i trudno jest ocenić, w jakim stopniu ten rodzaj instalacji napędowych znajdzie rozpowszechnienie w okrętownictwie. Zdaniem kół fachowych rozpowszechnienie się napędu turbo-spalinowego okrętów zależy przede wszystkim od możliwości wzięcia jako paliwa ciężkich gatunków oleju opałowego. Dotychczasowe doświadczenia wykazały, że ciężkie oleje opałowe spowodowały zbyt szybką korozję łopatek turbinowych, nawet w tym przypadku, gdy były one wykonane z wysokoprocenowego stopu metalowego Nimonic. Jako dopuszczalną granicę dla temperatury spalin przyjmuje się 600°C , a lepkość paliwa niższą od 1500 sek R (około 500°Eng.); w tych warunkach jednak sprawność staje się za niska i instalacja przestaje być w pełni opłacalna.

Instalacje turbo-spalinowe znalazły już pewne zastosowanie w siłowniach, jednak jako jednostki przeznaczone dla pokrywania obciążeń szczytowych, i nieco niższa ich sprawność nie stanowi czynnika rozstrzygającego. Okrętowe instalacje napędowe natomiast pracują niejednokrotnie w ciągu 300 ÷ 400 godzin bez przerwy i zagadnienie nadmiernego zużycia paliwa jest w tym przypadku decydujące.

Z. R.

Bibliografia

Inż. Jerzy Ilgner — PRZENOŚNIKI — Format A5, stron 32, rys. 26, PWT, Warszawa 1952. Cena zł 31.

Praca zawiera w zwięzłym ujęciu podstawowe zasady bezpieczeństwa i higieny pracy dla urządzeń transportowych o ruchu ciągłym. Całość jest podzielona na dwie części. W pierwszej części podane są ogólne zasady bezpieczeństwa i higieny pracy przy usytuowaniu i pracy przenośników. W drugiej części podane są kolejno krótkie opisy poszczególnych typów przenośników oraz zasady bezpieczeństwa i higieny pracy odrębne dla każdego typu.

Praca posiada szereg niedociągnięć, których należało uniknąć.

W pierwszej części, ogólnej, Autor zbyt wąsko ujmuje temat. Bardzo mało powiedziano o zasadach bezpieczeństwa przy zespołach napędzających przenośników. Pominęto zupełnie stronę elektryczną urządzeń przenośnikowych i niebezpieczeństwa wynikające z uszkodzenia np. izolacji przewodów elektrycznych, aparatury itd. (niskonapięciowe oświetlenie w tunelach, uziemienie konstrukcji metalowych, regularna kontrola stanu technicznego instalacji elektrycznej).

Przyjęta przez Autora klasyfikacja i nomenklatura przenośników nie jest zgodna z istniejącymi już pracami w tej dziedzinie (np. praca zbiorowa pod red. I. Bracha: Wykaz maszyn i urządzeń do transportu bliskiego, PWT, 1949). Wprowadza to pomieszanie pojęć i utrudnia korzystanie z pracy z powodu braku wspólnego języka.

Układ materiału nie posiada wyraźnej systematyki. Nie wszędzie jest właściwie zastosowane słownictwo (np. ramię lub rama zamiast dźwigni).

Pomimo tych usterek broszura spełni swoje zadania do czasu ukazania się pracy bardziej wyczerpująco ujmującej to zagadnienie.

Inż. W. Gliński

Mgr inż. Kazimierz Mandybur i Jerzy Ogerman — ELEKTROLITYCZNE POLEROWANIE SZLIFÓW METALOGRAFICZNYCH — Format A5, str. 75, rys. 55, PWT, Katowice 1952.

Polerowanie elektrolityczne jest zagadnieniem, któremu poświęca się wiele miejsca w czasopiśmie naukowo-technicznych we wszystkich językach oraz opracowano szereg prac monograficznych. Jest to spowodowane nie tylko olbrzymią przydatnością tej metody w pracy laboratoryjnej przy przygotowaniu próbek metalograficznych do badania, lecz również do polerowania wyrobów z różnych metali na skalę przemysłową.

Książka przeznaczona jest jako pomoc naukowa dla pracowników laboratoriów metaloznawczych hut, instytutów i zakładów oraz może być wyszukaną przez laboratoria techniczne zakładów naukowych.

Treść książki podzielona jest na 15 rozdziałów w następującym układzie:

- 1) Wstęp.
- 2) Zasady polerowania elektrolitycznego — podano dwie teorie wygładzania nierówności w procesie elektrolitycznego polerowania: *Jacquet'a* i *Elmore'a*.
- 3) Rozwój polerowania elektrolitycznego — podano krótki rys historyczny metody.
- 4) Urządzenia — zamieszczono dokładne opisy dwóch urządzeń używanych przez autorów w doświadczeniach własnych oraz krótkie opisy trzech innych urządzeń.
- 5) Wpływ niektórych czynników na proces polerowania — omówiono wpływ napięcia i gęstości prądu, wpływ stopnia przygotowania wstępnego próbek na papierach ściernych oraz wpływ temperatury, mieszania i zużycia się elektrolitu.
- 6) Najczęściej używane elektrolity — podano warunki jakim powinien odpowiadać dobry elektrolit do polerowania elektrolitycznego, a następnie opisano zasadnicze grupy elektrolitów: roztwory kwasu nadchlorowego, azotowego, ortofosforowego i siarkowego.
- 7) Warunki polerowania — w dwóch tablicach zestawiono zakresy optymalnych wartości napięcia, gęstości prądu i czasu polerowania materiałów w poszczególnych elektrolitach oraz podano własne prace przytaczając przykładowo jedną tablicę podającą ustalenie optymal-

nych warunków polerowania stali 0,4% C w elektrolicie II *Jacquet'a*.

8) Polerowanie żelaza i stali — opisano polerowanie elektrolityczne stali węglowych, konstrukcyjnych stali stopowych, stali kwasoodpornych, stali szybko-tnących oraz stali wysokomanganowych.

9) Polerowanie metali i stopów nieżelaznych — omówiono zalety polerowania elektrolitycznego metali nieżelaznych i ich stopów oraz podano warunki polerowania cynku, stopu Zn-Al, aluminium i jego stopów, niklu oraz miedzi i jej stopów.

10) Elektrolityczne polerowanie szlifów wprasowanych w masy plastyczne — stosowane w przypadku polerowania próbek metalograficznych o małych wymiarach.

11) Zastosowanie elektrolitycznego polerowania do innych celów poza metalografią — opisano w paru słowach metodę „Brytal” i „Alzac” oraz dano wzmiankę o polerowaniu na skalę przemysłową stali 18-8.

12) Zakończenie — podsumowano zwięźle zalety i wady polerowania elektrolitycznego.

Broszurę uzupełnia spis literatury pozwalający pogłębić podawane przez nią wiadomości.

Układ broszury jest racjonalny. Przyjęta kolejność omawianych zagadnień zapewnia jej przejrzystą strukturę i łatwe korzystanie z zawartych w niej materiałów.

Dobór zagadnień — omówiono zagadnienia wyłączenie natury praktycznej pomijając zupełnie słusznie cały balast teoretyczny z wyjątkiem krótkiej wzmianki dotyczącej dwóch najstarszych teorii polerowania elektrolitycznego. Jako ujemną stronę należy uznać poświęcenie zbyt mało miejsca szczegółowemu opisowi większej ilości urządzeń do polerowania elektrolitycznego, podawanych w literaturze zagranicznej, a o które w polskiej literaturze technicznej dosyć trudno.

Szata graficzna — dobór czcionek i druk bez zarzutu. Należy podkreślić dobór oraz wysoką jakość reprodukowanych mikrofotografii.

Reasumując, broszurę należy uznać za naprawdę cenny wkład w polskie piśmiennictwo techniczne. Wartość jej podnosi jeszcze fakt, że materiał zebrany w niej stanowi w dużej części wynik prac własnych autorów.

Mgr inż. Roman Krzeszewski

Mgr inż. Józef Helbrecht — LINY I ŁAŃCUCHY. — Wskazówki bezpieczeństwa i higieny pracy — Biblioteka Ochrony Pracy — Format A5, stron 56, rysunków 17, tablic 9, PWT, Warszawa 1952.

Zasadniczym zadaniem, jakie postawił sobie Autor, było zebranie w zwartą całość zagadnień dotyczących warunków eksploatacji, przechowywania i konserwacji lin, łańcuchów i haków z punktu widzenia higieny i bezpieczeństwa pracy.

Poza tym Autor, dla dokładniejszego wprowadzenia czytelnika w poszczególne zagadnienia, podaje dodatkowe informacje odnośnie typów i konstrukcji wyżej wymienionych elementów, technologii ich wykonania oraz zastosowania, a także wymagania odnośnie części z nimi współpracujących.

Treść książki podzielona została na cztery rozdziały: 1 — liny włókienne, 2 — liny stalowe, 3 — łańcuchy, 4 — haki.

Linom poświęcił Autor, ze zrozumiałych względów, największe miejsca. Przy omawianiu łańcuchów powołuje się na niektóre wskazówki dotyczące lin. Haki potraktowane są jako pewnego rodzaju uzupełnienie.

Zaznaczyć należy, że Autor nie porusza zupełnie zagadnień związanych z eksploatacją, konserwacją i przechowywaniem łańcuchów drabinkowych (*Galla*), a uwagi odnośnie haków ogranicza jedynie do haków odkuwanych (nie nie wspomina o hakach z blachy). Należałoby o tym wspomnieć na wstępie do poszczególnych rozdziałów, gdzie jest mowa o stosowaniu wskazówek.

Tworząc pewnego rodzaju przepisy, nie należy lekceważyć kwestii właściwej terminologii oraz jasnego formułowania zaleceń i wskazówek. Należy przy tym wykorzystać już istniejące przepisy w postaci obowiązujących norm czy instrukcji.

Autor niepotrzebnie lub niewłaściwie używa takich określeń, jak: „kausza“ (zamiast sercówka), „stropy“ (zamiast podwiesia), „szakle“ (zamiast ogniwa złączne), „buchty“ (zamiast kregi), „blik“ (zamiast krążek linowy), „dusza“ (zamiast rdzeń) liny, „waga“ (zamiast ciężar) przedmiotu itd.

Należałoby ustalić poprawne słownictwo odnośnie elementów, z jakich zbudowane są liny. Np. Autor używa dla określenia splotki rozmaitych nazw, jak: „pokrętka“ (str. 19, wiersz 17 od dołu) oraz „skrętka“ (strona ta sama, wiersz 8 od dołu), a gdzie indziej „plot“ (str. 11, wiersz 2 od dołu).

Z dalszych usterek natury merytorycznej należy wymienić: str. 15, pkt. 1. 10. 2., Autor pisze: „Wytrzymałością na rozzerwanie nazywamy takie obciążenie w tonach lub kilogramach...“ Należy jednak odróżnić określenia: „wytrzymałość“ oraz „obciążenie“.

Przy określaniu współczynników bezpieczeństwa dla lin stalowych (str. 28, pkt. 2. 8. 1.) należało powołać się na normę PN/M-06500, która określa te wielkości dla wyciągów osobowych i towarowych (w zależności od prędkości podnoszenia).

Stal na łańcuchy techniczne określona jest normą PN/H-84033. Określenie stali jako „miękką“ (str. 39, wiersz 8 od góry) jest niewłaściwe, a doraźna wytrzymałość na rozrywanie powinna wynosić $R_r = 35 \div 42 \text{ kg/mm}^2$, a nie $25 \div 45 \text{ kg/mm}^2$, (str. 39, wiersz 9 od góry).

Tablica 5 (str. 32) podaje normy zużycia lin, obowiązujące w ZSRR, w zależności od typu liny oraz od sposobu wykonania (współ — lub przeciwwzita) przez określenie dopuszczalnej ilości pękniętych drutów na długości jednego skoku linki śrubowej splotek. Tymczasem punkt 2.9.3., litera a, (str. 31) zgadza się z tymi normami jedynie dla lin przeciwwzitych. W liniach współwzitych skok linki śrubowej splotek jest większy i wynosi $(10 \div 15) d$, gdzie d jest średnicą liny, a dopuszczalna ilość pękniętych drutów na tej długości jest mniejsza niż dla lin przeciwwzitych i wynosi tylko 5%.

Przy określaniu wymiarów lin należy unikać podawania średnic w calach oraz wymiarowania obwodu (tak w milimetrach jak i w calach), co u nas jest raczej rzadko stosowane (str. 13, pkt. 1.7.1.).

Sposób pomiaru średnicy liny przy pomocy suwmiarki (rys. 1, str. 14) odnosi się do lin stalowych (aczkolwiek podany jest w rozdziale: „liny włókiennicze“). Brak jest natomiast rysunku objaśniającego, jaki wymiar lin włókienniczych przyjmuje się jako średnicę.

Wbrew twierdzeniom Autora:

1) druty lin stalowych są przeważnie nieocynkowane (str. 22, pkt. 2.1.3.).

2) Nieprawdą jest, że: „Liny z drutów nieocynkowanych są słabsze od ocynkowanych na skutek „odpuszczenia“ stali przy gorącym cynkowaniu“ (str. 22, pkt. 2.2.1.). Pod odpuszczaniem bowiem, rozumie się zabieg cieplny, stosowany do przedmiotów uprzednio zahartowanych (zgodnie z normą PN/H-01200). W tym przypadku zachodzi częściowo wyżarzanie rekrytalizujące, na skutek czego wytrzymałość stali na rozrywanie obniża się przeciętnie o ok. 10%.

3) Zaciski („spinacze“), mocujące koniec liny przy tworzeniu ucha na sercówce, powinny być zakładane w mniejszej odległości od siebie. Mianowicie, wzajemne odległości zacisków nie powinny przekraczać ich 1,5 szerokości (odległość równa sześciu średnicom liny jest za duża — str. 25, pkt. 2.5.3.).

4) Obecnie średnice bębna i krążków linowych uzależnia się, przy ich obliczaniu, m. in. od średnicy liny, a nie od średnicy drutu w linie. Brak jest określenia średnicy krążków wyrównawczych.

5) Bębny linowe niekoniecznie muszą posiadać kołnierze. Tylko tam je się przewiduje, gdzie zachodzi niebezpieczeństwo spadnięcia liny (str. 26, pkt. 2.6.4.).

6) Zamocowanie końca liny w bębnie przy pomocy klamer nie należy do typowych (str. 26, pkt. 2.6.5.).

7) Nawijanie lin stalowych w kilka warstw jest możliwe i w niektórych przypadkach stosowane (str. 27, pkt. 2.6.8. i 2.6.9.).

8) Zabezpieczenia przed spadnięciem liny z krążka stosuje się jedynie tam, gdzie zachodzi możliwość spadnięcia (np. krążki linowe kierujące na końcach wysięgników żurawi), (str. 27, pkt. 2.6.14d.).

9) Ogniwo łańcuchy kalibrowane stosowane są nie tylko „...w przypadkach, kiedy łańcuchy nawijane są na bębny“ (str. 40, wiersz 3 od góry), ale także w przypadku stosowania łańcuchowych kół gniazdkowych.

10) Średnica napędowych, łańcuchowych kół gniazdkowych wynika z wielkości średnicy drutu ogniwa łańcucha, jego podziałki oraz ilości zębów koła (przy czym $z = 5$). Dane zawarte w punkcie 3.4.1. (str. 40) odnoszą się jedynie do bębnow i gładkich krążków łańcuchowych.

11) Zamocowanie haka na poprzeczce (trawersie) nie musi być konieczne dokonane przy pomocy dwóch nakrętek (str. 54, pkt. 4.5.5.). Wystarczy jedna nakrętka zabezpieczona przed odkręcaniem się.

Do wskazówek bezpieczeństwa powinien być dodany surowy zakaz ukośnego podnoszenia ciężarów, jak też uzyskiwania równowagi podwieszonego ciężaru przez wejście obsługującego dźwig robotnika na ciężar i jazdy razem z nim (co się niekiedy zdarza). Poza tym brak zalecenia dokładnego umocowania lub usuwania rozmaitych drobnych części przenoszonego ładunku, które mogłyby spaść na ziemię w czasie transportu.

W książce spotkać można także szereg drobniejszych błędów, które nie są objęte załączoną erratą.

Mozna by się też pokusić o staranniejšie wykonanie rysunków.

Jak wynika z powyższego przeglądu, praca posiada wiele usterek, które w większości nie dotyczą zasadniczego tematu, tzn. wskazówek bezpieczeństwa i higieny pracy. Usterki te jednak, jak i pozostałe, stanowczo należy usunąć, jeśli książka ma spełnić rolę, jaką jej wyznaczył Autor.

Mgr inż. Kazimierz Pawlicki

W dniu 3 lutego br. zmarł profesor Politechniki Wrocławskiej mgr inż. Lewicki Tadeusz.

Objawiając, po wieloletniej praktyce na kierowniczych stanowiskach w fabrykach, w roku 1949 Katedrę Elementów Maszyn na Politechnice Wrocławskiej *S.p. prof. Lewicki* rozszerzył zakres pracy tej Katedry pod względem naukowym i dydaktycznym. Wydał skrypt i atlasy rysunków z maszynoznawstwa i elementów maszyn dla studentów Politechniki, oraz podręcznik dla szkół zawodowych.

Będąc kierownikiem Instytutu Konstrukcji Mechanicznych *prof. Lewicki* założył jedyne w Polsce laboratorium badania materiałów łożyskowych.

Pełniąc jednocześnie funkcję Prodziekana na Politechnice i Kuratora kolektywu ZMP *prof. Lewicki* zaskarbił sobie uznanie wśród grona profesorów i młodzieży.

W pracach społecznych wykazywał wybitne zdolności organizacyjne, stwarzając na terenie Politechniki Zakładową Organizację Związkową Z. N. P., której był pierwszym, ogólnie cenionym i lubianym kilkuletnim przewodniczącym. Ponadto *s.p. prof. Lewicki* był aktywnym działaczem NOT i ruchu stowarzyszeniowego jako przewodniczący Dolnośląskiego Oddziału SIMP.

ZA zasługi w czasie wojny *s.p. prof. Lewicki* został odznaczony srebrnym krzyżem zasługi.

W zmarłym traci Politechnika wybitnego naukowca i zdolnego pedagoga.

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA, WARSZAWA, Czackiego 3/5

Komitet Redakcyjny: mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, mgr inż. STANISŁAW KULESZA, dr inż. JAN OBALSKI, inż.-mech. FELIKS MATCZYŃSKI, prof. dr inż. ALEKSY PIATKIEWICZ, prof. inż. ZDZISŁAW RYTEL, prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI, mgr inż. LECH STRZELECKI, mgr inż. JÓZEF ZAGÓRSKI, mgr inż. EDWARD ŻMIHORSKI

Redaktor Naczelny: mgr inż. MARIAN WAKAŁSKI

Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mech. WŁADYSŁAW KAWĘCKI

Sekretarz redakcji: JULIA KULNICZ

Redaktor techniczny: CZESŁAW PIEKARSKI

OŚRODEK DOKUMENTACJI METALOZNAWSTWA I APARATURY NAUKOWO-LABORATORYJNEJ

A — TECHNOLOGIA METALI

A4 Metaloznawstwo

27* A4 539.431:669.112.227.342.43:669-122.2:620.18: 19
:620.179.152

HEMPEL M., SANDER H. R., MÖLLER H. M.: **Stan struktury metalograficznej kryształów po obróbce na zimno przy zmiennym obciążeniu.** „Gefüge-und Kristallzustand nach Kaltverformung Wechselbeanspruchung”. *Stahl u. Eisen*, t. 72, Nr 18, sierp. 52, s. 1076; A4, 12 str., 7 fot., 3 rys., 3 wykr., 9 mikrogr., 3 tabl., 14 poz. bibl. — Badania przeprowadzone na stali węglowej o zawartości 0,4% C oraz na stali austenitycznej w celu ustalenia wpływu obróbki na zimno na wytrzymałość zmęczenia. Wyniki prób, ilustrowane na krzywych Wöhlera, wykazały, iż wytrzymałość zmęczenia miękkiej stali wzrasta ze wzrostem stopnia zgniotu i ze wzrostem szybkości tego procesu. Dla stali austenitycznej powolny (statyczny) przebieg procesu obróbki na zimno, w przeciwieństwie do stali miękkiej węglowej, daje lepsze rezultaty wytrzymałości zmęczenia, co jest związane z kohezystniejszą przemianą austenitu na martenzyt. Badania metalogr. i rentgenogr. w celu ustalenia zmian strukturalnych w zależności od zgniotu, rodzaju obciążenia zmiennego i wpływu temperatury.

28* A4 669.15.781:539.54 19

KNOWLTON H. B.: **Hartowność jako kryterium dla doboru stali z dodatkiem boru.** „Hardenability as the criterion for selecting boron steels”. *Material and Methods*, t. 35, Nr 3, marz. 52, s. 84; A4, 4 str., 7 wykr. — Poogląd na możliwość zastosowania próby hartowności metodą hartowania próbki od czoła (próby Jominy’ego) i opracowanych krzywych wzorcowych hartowności dla doboru stali zastępczych konstrukcyjnych z dodatkiem boru. Wpływ boru na obniżenie ciągliwości stali i na możliwość doboru stali na podstawie wzorcowych krzywych hartowności. Zastosowanie krzywych wzorcowych hartowności do stali do nawęglania z dodatkiem boru.

29* A4 669.286:669.276:620.17:669-152.1/3 19
NACHTIGALL E.: **Własności molibdenu i wolframu w niskich i średnich temperaturach.** „Eigenschaften von Molybdän und Wolfram bei niedrigen und mittleren Temperaturen”. *Z. Metallk.*, t. 13, Nr 1, stycz. 52, s. 23; A4, 3,5 str., 1 rys., 5 wykr., 8 poz. bibl. — Wpływ zmian temperatury od -78°C do $+800^{\circ}\text{C}$ na twardość, wytrzymałość na rozciąganie, wydłużenie i przewodnictwo elektryczne molibdenu i wolframu. Stwierdzono znaczny spadek twardości i wytrzymałości na rozciąganie w temperaturach rzędu 200°C i 300°C oraz rozpatrzono wpływ tych własności na obróbkę plastyczną.

30* A4 620.186.8:669.71:539.379.4:539.376/77 19
RACHINGER W. A.: **Wpływ wielkości ziarna na zmiany strukturalne zachodzące w aluminium przy powolnym odkształceniu.** „The effect of grain-size on the structural changes produced in aluminium by slow deformation”. *J. Inst. Metals*, t. 80, Nr 8, kw. 52, s. 415; A4, 5,5 str., 12 fot., 9 poz. bibl., 8 mikrogr. — Badania metalograficzne oraz przy pomocy promieni X przeprowadzone na próbkach aluminium o różnych wielkościach ziaren poddanych powolnemu odkształceniu przy podwyższonych temperaturach. Wpływ wielkości ziarna na przebieg zmian strukturalnych materiału przy danej temperaturze i szybkości zachodzącego odkształcenia. Fotograficzna ilustracja zjawisk mikrostrukturalnych.

31* A4 669.14.018.45:669.14.018.853:669.15.26.28:539.41 19
STAUFFER W.: **Niektóre problemy z dziedziny stali żaroodpornych rozpatrywane ze stanowiska użytkownika.** „Einige Probleme der warmfester, hitzebeständigen Stähle vom Standpunkte des Verbrauchers”. *Schweiz. Arch. angew. Wiss. Techn.*, t. 17, Nr 12, grudz. 51, s. 353; A4, 11,5 str., 16 fot., 1 rys., 14 wykr., 4 tabl. — Wyniki badań metalowych tworzyw konstrukcyjnych stosowanych przy budowie turbin parowych i gazowych. Badanie na pękanie stali chromo-molibdenowych i molibdenowych oraz niskostopowych staliw molibdenowych. Badania ciśnieniowe tworzyw na rury. Wpływ gazów spalinowych i popiołu na stale żaroodporne ze specjalnym uwzględnieniem niszczącego działania związków wanadu oraz sposoby zapobiegania temu działaniu.

32* A4 669-157.84:669-159.82.001:621.3.085.33:621.385.833 19
TSOU A. L., NUTTING J., MENTER J. W.: **Starzenie żelaza.** „The quench-ageing of iron”. *J. Inst. Metals*, t. 172, Nr 2, paźdz. 52, s. 163; A4, 10,5 str., 1 wykr., 13 mikrogr., 3 tabl., 29 poz. bibl. — Badanie wpływu procesu starzenia żelaza ($0,026\%$ C), przy różnych temperaturach i różnym czasie starzenia, za pomocą mikroskopu metalograficznego i elektronowego. Przebieg zmian twardości w czasie procesu starzenia. Zastosowanie mikroskopu elektronowego pozwoliło wykryć wydzielanie się węglików żelaza z przesyconego roztworu stałego węgla w żelazie „alfa” oraz ich kształt, budowę krystalograficzną i przypuszczalny skład chemiczny.

33* A4 620.191.33:667.4 19
Atramenty stosowane do wykrywania pęknięć. „Inks used for crack detection”. *Iron Age*, t. 170, Nr 9, sierp. 52, s. 111; A4, 0,5 str., 2 fot. — Krótka wzmianka traktująca o rodzajach płynów, którymi pokrywa się powierzchnię badanego przedmiotu w celu uwidocznienia istniejących na jego powierzchni pęknięć. Zalety metody w porównaniu z defektoskopią rentgenograficzną i ultradźwiękową.

34* A4 667.4:620.191.33:669.721.5:669.71 19
Fluoryzujący atrament jako narzędzie kontrolne. „Fluorescent ink as an inspection tool”. *Light Metals*, t. 15, Nr 172, lip. 52, s. 234; A4, 1,5 str., 3 fot. — Notatka dotycząca zastosowania płynu fluoryzującego do wykrywania powierzchniowych defektów przedmiotów metalowych niemagnetycznych i magnetycznych. Zastosowanie do stopów magnezowych i aluminium. Metoda polega na zanurzeniu odfuszczonego przedmiotu badanego w płynie fluoryzującym i naświetleniu go promieniami ultrafioletowymi.

35* A4 535.5:535.547/48:620.18 19
MOTT B. W., HAINES H. R.: **Zastosowanie światła spolaryzowanego do badania anizotropowych metali i faz międzymetalicznych.** „The application of polarized light to the examination of various anisotropic metals and intermetallic phases”. *J. Inst. Metals*, t. 80, Nr 12, sierp. 52, s. 629; A4, 10,5 str., 25 mikrogr., 1 tabl., 50 poz. bibl. — Korzyści wynikające z zastosowania światła spolaryzowanego do badań krystalograficznej struktury metali i ich stopów. Zakres zastosowania metody. Bogate ilustracje mikrostrukturalnych wyników badań. Opisy czynności przygotowawczych — sposoby trawienia i polerowania szlifów.

A. TECHNOLOGIA METALI c. d.

A5 Obróbka cieplna

36* A5 621.783.19:621.783.061:669.14.018.8: 19
:621.784:621.784.65

BOYER H. E.: **Postęp w obróbce cieplnej i w budowie pieców w roku 1951.** „Progress in heat treating and furnaces in 1951“. Steel Process, t. 38, Nr 1, stycz. 52, s. 17; A4, 7 str., 6 fot., 1 rys., 1 wykr., 3 poz. bibl. — Osiągnięcia i kierunki rozwojowe obróbki cieplnej i budownictwa pieców do obróbki cieplnej. Nowe atmosfery ochronne do odpuszczania stali. Odpuszczanie stali w przegrzanej parze wodnej. Atmosfery ochronne do obróbki cieplnej stali nierdzewnej. Kontrola koncentracji węgla w czasie gazowego nawęglania. Nowe środki do płytkiego nawęglania w proszkach. Nowe oleje hartownicze i metody badania ich własności. Mechanizacja i automatyzacja pieców do obróbki cieplnej. Piece z urządzeniem do hartowania w atmosferze ochronnej.

37* A5 621.791.774:621.73.032.2:621.733 19

JENKIS P. D.: **Najnowsze zastosowanie grzania indukcyjnego o wysokiej częstotliwości w kuźnictwie.** „Recent applications of high-frequency induction heating in the forging industry“. Metallurgia (Manch.), t. 46, Nr 275, wrzes. 52, s. 119; A4, 6 str., 10 fot. — Zasady grzania indukcyjnego prądami wysokiej częstotliwości oraz zalety stosowania tej metody w przemyśle. Fotografie i opisy urządzeń przystosowanych do grzania kęsów oraz sworzni przeznaczonych do kucia. Przebieg, moc i wydajność procesu. Ekonomiczny zakres zastosowania metody: kęsy, grzanie miejscowe pod zakuwkę giówek. Zastosowanie w produkcji seryjnej.

38* A5 621.791.774:621.785.545.45:621.791.3 19

Korzyści gospodarcze uzyskane dzięki zastosowaniu indukcyjnego grzania prądami w. cz. „Machinery (London), t. 79, Nr 2024, sierp. 51, s. 366; A4, 1,5 str., 9 rys. — Artykuł podaje metody lutowania, hartowania i spawania prądami wysokiej częstotliwości. W porównaniu z dotychczas stosowanymi metodami uzyskuje się zmniejszenie braków i duże oszczędności przy masowej produkcji.

39* A5 621.785.344:621.783.321.36:669.14-418.2 19

PANNEK H.: **Bezpalotowe wyżarzanie taśm stalowych w garnkach typu „Grünwald“ z zastosowaniem atmosfery ochronnej zamiast wody chłodzącej.** „Blankglühen von Bandstahl in Töpfen der Bauart „Grünwald“ mit Schutzgas ohne Kühlwasser“. Stahl u. Eisen, t. 72, 2,5 str., 1 rys., 1 tabl., 1 poz. bibl. — W celu wyeliminowania kosztownego chłodzenia uszczelnienia garnków typu „Grünwald“ przebadano możliwość otrzymania beztlenowej atmosfery ochronnej oraz nowego ogniotrwałego i nieprzepuszczalnego szczeliwa. Zastosowano z dobrymi rezultatami pobór dotychczas stosowanej atmosfery ochronnej bezpośrednio do komory spalania, względnie szczeliwo azbestowo-gumowe.

A8 Korozja

40* A8 620.191:620.193.1:669.35 19

BERGSMAN E. B. (Svenska Metallverken): **Korozja stopów miedzi.** „Corrosion of copper alloys“. Metal Ind., t. 81, Nr 3, lip. 52, s. 52; A4, 1 str. — Zwięzłe omówienie zagadnienia korozji stopów miedzi. Dla poszczególnych grup (śniedzenie i utlenianie; korozja galwaniczna; korozja naprężeniowa; odcynkowanie) podano przykłady, wyjaśniając powody korozji oraz sposoby zapobiegania jej w najbardziej charakterystycznych przypadkach. Specjalną uwagę zwrócono na korozję atmosferyczną i korozję pod wpływem gazów i par, zwłaszcza amoniaku i soli amonowych.

41* A8 620.191:669.14.018.8:620.197.6.001 19

HARGREAVES F.: **Korozja w stadium początkowym.** „Incipient corrosion of steel“. Metal Treatm., t. 29, Nr 84, wrzes. 52, s. 385; A4, 6 str., 13 fot., 1 rys., 1 tabl., 6 poz. bibl. — Studia nad powstawaniem i rozwojem procesu korozji stali. Mikro i makrograficzne badanie korozji. Skuteczność stosowanych powłok przeciwkorozyjnych. Wnioski z przeprowadzonych badań.

42* A8 669.13:620.193.22 19

SCHIKORR G.: **Rdzewienie żelaza pod wpływem atmosfery.** „Zum atmosphärischen Rosten des Eisens“. Arch. Metallk., t. 3, Nr 2, luty 49, s. 76; A4, 3 str., 2 wykr., 2 tabl., 2 poz. bibl. — Badania nad zmienną szybkością rdzewienia żelaza w zależności od pór roku i związanych z nimi zmian nawilżenia atmosfery oraz zawartości w niej zanieczyszczeń związkami siarki.

A10 Obróbka powierzchniowa

43* 620.197.6:546.321.85:669.13:620.1.001.5 19

MACHU W.: **Kinetyka powstawania powłok ze szczególnym uwzględnieniem procesu fosforanowania.** „Die Kinetik der Bedeckungserscheinungen, insbesondere die des Phosphatierungsvorganges“. Arch. Metallk., t. 3, Nr 6, czerw. 49, s. 203; A4, 4,5 str., 12 tabl., 11 poz. bibl. — Kinetyka powstawania na żelazie różnych powłok w szczególności zaś powłok fosforanowych. Proces ujęto matematycznie, przy czym objaśniono zastosowanie i słuszność wzoru szeregiem przykładów.

44* 620.197.6:546.321.85 19

ROSSTEUTSCHER F.: **Rozwój i zastosowanie procesu atramentyzacji w obecnych warunkach gospodarczych.** „Die Entwicklung und Anwendung der Atramentverfahren unter den heutigen Wirtschaftsbedingungen“. Arch. Metallk., t. 3, Nr 2, luty 49, s. 66; A4, 4,5 str., 3 mikrogr., 17 poz. bibl. — Podstawy procesu fosforanowania. Różne typy procesu atramentyzacji: proces powolny, pośpieszny, pośpieszny-zimny. Cechy charakterystyczne kąpieli oraz uzyskiwanych powłok.

45* A10 620.193.22:669.14:620.197.6:546.321.85 19

SCHIKORR G.: **Odporność stali fosforanowanej w procesie zimnym na wpływy atmosferyczne.** „Über die Witterungsbeständigkeit von kalt phosphotierten Stahl“. Arch. Metallk., t. 3, Nr 2, luty 49, s. 82; A4, 1,5 str., 1 wykr., 2 tabl., 1 poz. bibl. — Stwierdzono, że blacha stalowa fosforanowana w procesie zimnym i następnie impregnowana olejem wzgl. emulsją ma równie dobre własności antykorozyjne, jak blacha fosforanowana w procesie powolnym i podobnie impregnowana, a lepsze aniżeli blacha fosforanowana w szybkim procesie gorącym.

46* A10 621.79.024:621.923.5 19

EVERHART J. L.: **Natryskiwanie mokre w procesach oczyszczania i wykańczania.** „Wet blasting performs many cleaning and finishing operations“. Mater. a Meth., t. 35, Nr 4, kw. 52, s. 98; A4, 3 str., 10 fot. — Oczyszczanie i wygładzanie powierzchni obrabianych elementów maszynowych przy pomocy strumienia cieczy zawierającej zawiesiny materiałów ściernych. Ekonomia i zastosowanie procesu w przemyśle maszynowym i odlewniczym.

C4 Wytrzymałość materiałów

47* A4:C4 669.71.017:539.379.4:539.376 19

LÜCKE K., LANGE H.: **O kształcie krzywej umocnienia kryształów czystego aluminium i o tworzeniu się powierzchni odkształcenia.** „Über die Form der Verfestigungskurve von Reinstaluminiumkristallen und die Bildung von Deformationsbändern“. Z. Metallk., t. 43, Nr 2, luty 52, s. 55; A4, 12 str., 7 fot., 6 rys., 11 wykr., 45 poz. bibl. — Badania krzywych umocnienia kryształów czystego chemicznie i technicznie aluminium przy próbach rozciągania. Krzywe umocnienia innych metali. Analiza i wnioski wynikające z otrzymanych wyników badań. Analiza mechanizmu odkształcenia materiału przy rozciąganiu.

48* C4 669.71:539.215:539.376:539.379.4: 19
:620.1.001.4:621.3.085.33

Mc LEAN D.: **Proces pełzania w gruboziarnistym aluminium.** „Creep processes in course-grained aluminium“. J. Inst. Metals, t. 80, Nr 9, maj 52, s. 507; A4, 27 str., 7 fot., 5 wykr., 48 mikrogr., 4 tabl., 23 poz. bibl. — Obserwacje doświadczalne przeprowadzone na próbie z czystego aluminium, wypolerowanej i przygotowanej do obserwacji mikroskopowych dokonywanych w poszczególnych etapach pełzania materiału, pod działaniem stałego

C4 WYTRZYMAŁOŚĆ MATERIAŁÓW c. d.

obciążenia. Pomiary mikroodkształceń na liniach poślizgów i na granicach krystalów przy pomocy mikroskopu interferencyjnego i metalograficznego prowadzą do stwierdzenia istnienia submikroskopowych odkształceń, wynoszących mniej więcej połowę całkowitego odkształcenia. Wykresy i tabele zależności mikroodkształceń od czasu trwania procesu pełzania. Matematyczne wyznaczenie stosunku składowych odkształcenia.

49* C4 620.178.669.14.018.463:621.785.6:621.785.633 19
OREHOKI M. A., HODGE J. M.: **Uproszczony sposób przewidywania twardości pręta stalowego hartowanego od czola**. „Prediction of end-quench hardness in steels simplified”. Iron Age, t. 170, Nr 3, lip. 52, s. 125; A4, 4 str., 10 wyk., 2 tabl., 3 poz. bibl. — Wskazania dotyczące określania twardości zahartowanych prętów metodą Jominy. Graficzna i tabelaryczna ilustracja zależności zachodzących między twardością, procentową zawartością węgla i martenzytu w stali oraz odległością od hartowanego końca pręta i jego średnicy.

OŚRODEK DOKUMENTACJI KONSTRUKCJI URZĄDZEŃ BUDOWLANYCH

A. DZWIGI

1* A4 621.873:627.35 16
NASZ E.: **Żurawie portowe**. „Stueckgutkrane an Seeschiffkajen”. Z. VDI, Duesseldorf, t. 94, Nr 27, wrzes. 52, s. 907; A4, 5,5 str., 5 fot., 7 rys., 3 poz. bibl. — Omówiono rozwój konstrukcji żurawi portowych na tle wymagań ekonomicznych, tj. oszczędności czasu ładowania i miejsca w porcie. Zblokowane układy żurawi portowych dla rozładunku statków. Żurawie portalowe. Żurawie trójnożne.

B. URZĄDZENIA PRZENOŚNIKOWE

2* B25 621.867.63:658.281.006.3 16
Przenośniki zaoszczędzające miejsce. „Space-sawing conveyors”. Mechan. Handl., London, t. 39, Nr 6, czerw. 52, s. 284; A4, 3 str., 6 fot., 2 rys. — Omówiono zalety przenośników szynowych podwieszonych. Dowolność kierunku ruchu. Transport podsufitowy ze zniżaniem się po szynie do stanowisk roboczych — zaoszczędzenie miejsca przeznaczonego na transport wewnętrzny w zakładzie przemysłowym. Przykłady zastosowania przenośników tego typu w zakładach przemysłowych różnych dziedzin.

3* B25 621.867.63.006.5 16
Budynki połączone przenośnikiem podsufitowym. „Buildings linked with overhead conveyor”. Flow, Cleveland, t. 7, Nr 11, sierp. 52, s. 55; A4, 0,5 str., 1 rys. — Przenośnik podsufitowy o długości ok. 700 metrów łączy dwa magazyny rozdzielone torami linii kolejowej, nad którymi przechodzi. Rozwiązanie to umożliwiło zastosowanie tylko jednej rampy kolejowej przy jednym z budynków magazynowych.

4* B26 621.87:656.212.7 16
Przewoźna platforma przeładunkowa. „Mobile loading Platform”. Mechan. Handl., London, t. 39, Nr 5, maj 52, s. 196, A4, 2 str., 5 fot., 1 rys. — Opisano konstrukcję przewoźnej platformy służącej do ułatwienia przeładunku towarów z wagonów kolejowych na samochody ciężarowe. Przeładunek ten dokonywany jest w zasadzie przy pomocy wózków widłowych. Platforma spełnia rolę rampy, a jednocześnie dzięki regulowanej wysokości i możliwości pochylecia jej płaszczyzny nośnej pod niewielkimi kątami, ułatwia bezpośredni przejazd wózka widłowego z wagonu na samochód.

5 B26 629.114-445.7:629.113.51 16
Dwucelowy wózek widłowy. „Dual-purpose Fork truck”. Mechan. Handl., London, t. 39, Nr 6, czerw. 52, s. 298; A4, 1 str., 2 fot. — Podano opis techniczny wózka widłowego z podwojnym wyposażeniem roboczym: widłami normalnymi oraz widłami o specjalnym poszerzeniu — do podnoszenia w poprzek kierunku jazdy b. długich przedmiotów, jak np. desek, belek stalowych. Wózek posiada udźwig ok. 1 tony i prędkość jazdy do 28 km/h. Wyposażony jest on w 10 KM silnik benzynowy Forda.

6* B26 629.114-445.7:621.86.061 16
Wózek z chwytakiem kleszczowym do podnoszenia bel papieru. „Squeezeclamp handles bales of pulp”. Mechan.

50* A3 621.771.3:620.178.162:621.892.5: 19
:621.892.099.6

PAPSDORF W.: **Tarcie, ścieralność i smarowanie przy ciągnięciu drutów**. „Reibung, Verschleiss und Schmierung beim Drahtziehen”. Stahl u. Eisen, t. 72, Nr 8, kw. 52, s. 393; A4, 7 str., 4 rys., 7 wyk., 2 tabl., 17 poz. bibl. — Współczesny pogląd na warunki tarcia: wpływ smarowania przy przeciąganiu drutów. Wpływ ciśnienia i temperatury na własności smarne tłuszczów mineralnych i zwierzęcych. Rola wypełniaczy smaru oraz chemicznej obróbki powierzchniowej drutów (fosfatyzacja).

51* C4 620.18:669.71:539.379.4:539.376 19
RECORDER II. **Mechanizm procesu pełzania**. „The mechanism of creep”. Metal. Ind., t. 81, Nr 12, wrzes. 52, s. 277; A4, 1 str., 2 poz. bibl. — Uwagi i wnioski wprowadzone z ostatnio dokonanych badań nad zjawiskami zachodzącymi w budowie krystalicznej aluminium, poddanego procesowi pełzania w temperaturze 200°C i 370°C. Nowe naświetlenie mechanizmu odkształcenia strukturalnego przy pełzaniu.

Handl., London, t. 39, Nr 6, czerw. 52, s. 287; A4, 1 str., 3 fot. — Opisano zastosowanie wózka widłowego do podnoszenia bel papieru. Zamiast normalnych widel wózek wyposażony jest w chwytak kleszczowy o dużych powierzchniach chwytających kleszczy. Podano wydajność wózka. Przebieg pracy zilustrowano na fotografiach.

C. MASZYNY I SPRZĘT BUDOWLANY

7* C2 624.138.002.5 16
DIENISOW W. N., TRUBNIKOW P. T.: **Ubijarka elektryczna D-253**. „Elektrotramowka D-253”. Mechaniz. Stroit., Moskwa, t. 9, Nr 3, marz. 52, s. 29; A4, 1,5 str., 1 fot., 2 rys. — Państwowa Fabryka Doświadczalna Ministerstwa Budownictwa i Maszyn Drogowych wyprodukowała prototyp ubijarki elektrycznej D-253. Zastosowanie: zagęszczanie gruntu oraz wykonywanie wykopów dla wodociągów, kanalizacji, słupów linii wysokiego napięcia itp. Zasilanie z sieci lub z prądnicy na samochodzie. Konstrukcja, charakterystyka techniczna, wykresy dotyczące zagęszczania gruntu. Produkcja seryjna w toku.

8* C2 624.157.002.5 16
CHALIZIEW E. P.: **Nowości z zakresu techniki mechanizacji prac kesonowych**. „Nowoje w tiechnike gidromechanizacji kiesonnnyh rabot”. Mechaniz. trud. Rabot, t. 6, Nr 2, luty 52, s. 19; A4, 3,5 str. 2 rys. — Zmechanizowana budowa i praca w kesonach. Hydroelewatory. Wyniki prac przy opuszczaniu dużych żelbetowych kesonów: (średnica 24,6 m, wysokość 2,2 m) wysokość opuszczania 14,8 m. Badania nad wpływem ciśnienia na wydajność pracy; urządzenia przy hydromechanizacji.

9* C2 624.155:534.232 16
SAWINOW O. A., LYSKIN A. Ja.: **Obecnie stosowane sposoby wbijania pali i perspektywy rozwojowe metody wibracyjnej**. „O sowremiennom sostojanii i perspektiwach razw.ija wibracjonnowo mietoda pogruženija swaj”. Mechaniz. Stroit., Moskwa, t. 9, maj 52, Nr 5, s. 26; A4, 4 str., 1 fot., 1 rys., 1 tabl., 2 wyk. — Szeroko stosowana metoda uderzeniowa wbijania pali okazuje się znacznie mniej wydajna niż nowo wprowadzona wibracyjna. Czynniki wpływające na pogrążanie pali. Wygodny do wykorzystania w budownictwie nowy typ wibratora WPP-1; zasady konstrukcyjne, charakterystyka techniczna. Potrzeba opracowania parametrów optymalnych: częstotliwości, amplitudy, mocy i siły pogrążającej oraz opracowania typu wibratorów o niskiej i wysokiej częstotliwości, przeznaczonych do ściśle określonych zadań.

10* C21/A21 624.155.5 16
SEWRINGIN W. I.: **Uniwersalny kafar o dużej mocy**. „Universalnyj kopior bolszoj moszcznosti”. Mechaniz. trud. Rabot, Moskwa, t. 6, Nr 4, kw. 52, s. 44; A4, 1,5 str., 2 rys. — Kafar uniwersalny o wysokości 35 m i udźwigu do 20 t. Charakterystyka techniczna urządzenia pracującego jako kafar i jako dźwig. Omówienie 11 różnych położeń roboczych.

C MASZYNY I SPRZĘT BUDOWLANY c. d.

- 11* C3 539.4:621.879 16
STOGOW W. N.: **Opory przy zagłębianiu łyżki ładowarki w materiał.** „Soprotiwlenija pri wniedrienji w sztabel kow-sza napornogo pogruzczika“. Mechaniz. trud. Ra-bot, Moskwa, t. 6, Nr 2, luty 52, s. 42; A4, 5 str., 5 fot., 5 rys., 2 tabl. — Opory na poziomych i pionowych kra-wędziach łyżki oraz na jej tylnej ścianie. Obliczenia te-oretyczne, wzory. Tablice porównawcze i wykresy dla różnych materiałów i warunków.
- 12* C31 621.879.001.4 16
MALINA F. N.: **Badanie pracy koparki o małej pojemności w gruntach zamazniętych.** „Opyt ekskawacji miorzłych gruntów małokubaznymi ekskawatorami“. Mechaniz. Stroit., Moskwa, t. 9, Nr 3, marz. 52, s. 14; A4, 2 str., 2 rys. — Badanie pracy koparki o pojemności łyżki 0,35—0,5 m³ w zamazniętych gruntach. Technika pracy. Zasto-sowanie różnych kształtów bab do rozbijania i drobienia gruntu. Praca koparki z kolejnym wyposażeniem baby i zgarniaka. Rozwiązanie proste, pozwalające na czerpanie urobku bez przerw w ciągu roku. Usunięcie usterek do-prowadzi do znacznego powiększenia wydajności.
- 13* C31 621.879.2:658.56 16
WIETROW Ju. A.: **Zwiększenie wydajności koparek łyżkowych.** „Powyszenie proizwidielności odnokowszowych ekskawatorow“. Mechaniz. Stroit., Moskwa, t. 9, Nr 3, marz. 52, s. 31; A4, 1,5 str. — Recenzja książki prof. N. T. Dombrowskiego „Zwiększenie wydajności koparek łyżkowych“. Znaczenie mechanizacji prac ziemnych i per-spektywy rozwoju w Z.S.R.R. Analiza prac koparek, opra-cowanie teorii wydajności koparek łyżkowych oraz ich możliwości rozwojowe. Książka zalecona siłom technicz-nym ze względu na wielostronność i głębie ujęcia zagad-nienia. Pewne rozdziały wymagają dyskusji oraz przepro-wadzenia doświadczeń i dociekań teoretycznych.
- 14* C31 621.879:622.35 16
KOŁKIER I. Ja.: **Koparka do skalnych gruntów.** „Ob eks-kawatorie dla skalnych rozrabotok“. Mechaniz. Stroit., Moskwa, t. 9, Nr 3, marz. 52, s. 133; A4, 1 str. — W artykule Je. R. Pietiersa i N. I. Fiodorowa „Koparka do pracy w gruntach skalnych“, zamieszczonym w Me-chaniz. Stroit. Nr 1 z r. 1951 podano, że do kamieni należy stosować koparkę o pojemności łyżki 2 m³. W artykule Kołkiera wyczerpujące uzasadnienie obala powyższy wnio-sek i udawadnia, że do tej pracy należy wprowadzić stoso-wać koparki specjalnej konstrukcji, lecz o pojemności łyżki do 1 m³. Większe pojemności są niewskazane ponieważ czerpane kamienie o znacznych gabarytach powodowałyby zakażczenie łamaczy i ich przestoje.
- 15* C31 621.879:620.178.6/7 16
WOLKOW D. P., RANNIEW A. W.: **Doświadczalne badanie rzeczywistych obciążeń i naprężeń w elementach konstrukcyjnych koparek.** „Eksperimentalnoje issledowanie diej-stwitielnych nagruzok i napriazienij w elementach konstrukcji ekskawatorow“. Mechaniz. Stroit., Mos-kwa, t. 9, Nr 4, kw. 52, s. 11; A4, 8 str., 1 fot., 7 rys., 2 tabl. — Doświadczenia prowadzone na koparkach E-255 i E-505 w celu dokładniejszego wyznaczenia współczynników bez-pieczeństwa przyjmowanych w dotychczasowych oblicze-niach. Ogólny schemat elektryczny pomiarów. Tabele wy-ników. Wykresy. Oscylogramy. Wnioski.
- 16* C32 621.86.063:621.879.22 16
ARTIEMIEW K. A.: **Ukształtowanie naczyńa koparki ko-łowo-ciągnikowej.** „O formie kowsza kolesnoj traktornoj łopaty“. Mechaniz. Stroit., Moskwa, t. 9, Nr 5, maj 52, s. 19; A4, 3,5 str., 1 rys., 4 tabl., 3 wyk. — Ukształ-towanie naczyńa posiada zasadniczy wpływ na współczyn-nik napełnienia, a zatem na wydajność. Badanie napełnie-nia oraz kształtu poszczególnych typów naczyń. Warunki zwiększenia współczynnika napełnienia przy jednoczesnym zmniejszeniu zużycia mocy. Wzory i wykresy. Artykuł dyskusyjny, gdyż zagadnienie kształtu naczyńa jest wciąż aktualne.
- 17* C4 621.879.16:621.43 16
DIENISOW W. N.: **Zgarniarka i spycharka na ciągn. KD-35.** „Skriepier i buldozier k trakturu KD-35“. Mecha-niz. Stroit., Moskwa, t. 9, Nr 3, marz. 52, s. 22; A4, 2,5 str., 2 fot., 1 rys. — Równiarka i spycharka na ciągniku gąsienicowym KD-35 wyprodukowane przez Państwową Fabrykę Doświadczalną Ministerstwa Budownictwa i Ma-szyn Drogowych. Konstrukcja i praca spycharki D-216, równiarki D-217 oraz wciągarki jednobębnowej D-221, wmontowanej na obudowie tylnego mostu ciągnika KD-35. Charakterystyka techniczna. Trafność rozwiązań konstrukcyjnych potwierdziły badania.
- 18* C11/A4 693.68.002.5(47) 16
AJZIENBIERG N. M.: **Mechanizacja licowania wysokościcowego gmachu.** „Miechanizacija oblicowki wysotnawo doma“. Mechaniz. Stroit., Moskwa, t. 9, Nr 3, marz. 52, s. 27; A4, 2 str., 5 fot. — Mechanizacja licowania wyso-kościowego gmachu Ministerstwa Komunikacji w Moskwie Układanie płyt przy pomocy zespołu dwóch lekkich żu-rawi poziomych oraz U.B.K.-5-49. Technika podnoszenia i układania płyt. Wydajność urządzenia 3—4 bloki na go-dzinę. Urządzenie proste; łatwa obsługa umożliwia stoso-wanie takich żurawi na dowolnych budowach.
- 19* C11/A4 621.86/87:69 16
HAMMOND R.: **Transport mechaniczny w budownictwie.** „Mechanical handling in civil engineering“. Mecha-n. Handl., London, t. 39, Nr 6, czerw. 52, s. 292; A4, 5 str., 4 fot., 2 rys. — Znaczenie mechanizacji w budownictwie. Przykłady zastosowania nowoczesnych dźwigów i przenoś-ników na budowach i ich wpływ na wydajność i przyspie-szenie biegu prac. Zastosowanie żurawi linowych z urzą-dzeniem zgarniakovym. Dane techniczne urządzeń mecha-nicznych stosowanych na różnych budowach, szczególnie w budownictwie lądowym, gdzie zachodziła potrzeba przesu-nięcia wielkich mas ziemi.

D. CZĘŚCI MASZYN

- 20* D5 621.83 16
HILDEBRAND S.: **O konstrukcji napędów krzywkowych.** „Zur Konstruktion von Kurvengetrieben“. Maschi-nenbautechnik, Berlin, t. 1, Nr 5, sier. 52, s. 203; A4, 14 str., 48 rys. i wyk., 3 tabl., 24 poz. bibl. — Omówiono dziedziny stosowania napędów krzywkowych, a następnie poddano analizie różne rodzaje tych napędów. Kinematyka napędów krzywkowych; wykresy dróg, prędkości i przyspieszeń. Rozważania analityczne. Wzory na obliczanie parametrów ruchu mechanizmów krzywkowych. Ruchy złożone. Konstrukcje wykreślne uwzględniające przełoże-nie. Omówienie bardziej szczegółowe najczęściej spotyka-nych mechanizmów krzywkowych.
- 21* D51 621.831:620.1.08 16
KREISEL H.: **Nowe urządzenia pomiarowe i badawcze do kół zębatach. Cz. 1.** „Neue Zahnradpruef — und Messge-raete Teil 1“. Maschinenbautechnik, Berlin, Nr 1, kw. 52, s. 4; A4, 8,5 str., 18 fot., 4 rys. — Omówiono przyrządy pomiarowe i urządzenia badawcze do walco-wych kół zębatach, jakie się ukazały na rynku światowym po roku 1945. Po krótkim wprowadzeniu teoretycznym omówiono przyrządy do pomiaru grubości zębów, do ba-dania powierzchni pracującej zębów oraz do badania rów-nomierności podziałki kół zębatach, na kole podziałowym.
- 22* D51 621.831:620.1.08 16
KREISEL H.: **Nowe urządzenia pomiarowe i badawcze do kół zębatach. Cz. 2.** „Neue Zahnradpruef — und Messge-raete Teil 2“. Maschinenbautechnik, Berlin, t. 1, Nr 2, kw. 52, s. 53; A4, 8 str., 14 fot., 2 rys., 2 wyk. — Omówiono przyrządy do badania gładkości powierzchni pracującej zęba i prawidłowości zarysu. Przyrządy do po-miaru pochylenia zębów kół walcowych skośnych. Badanie jakości wykonania poszczególnych zębów koła zębatego. Badanie i pomiary kół zębatach wzorcowych walcowych zębatek. Pomiary kół stożkowych i ślimakowych — przyrządy do tych badań.
- 23* D51:0 621.753.1:621.833 16
ROHLAND G.: **Wprowadzenie do nowych tolerancji za-zębnień wg DIN 3961-3964.** „Zur Einfuehrung der Verzahn-toleranzen nach DIN 3961 bis 3964“. Maschinenbau-technik, Berlin, t. 1, Nr 1, kw. 52, s. 13; A4, 8,5 str., 2 rys., 11 wyk., 3 tabl., 11 poz. bibl. — Podobieństwo układu tolerancji zazębnień DIN do układu ISA. Porówna-nie układu pól tolerancyjnych DIN i ISA w odniesieniu do tolerancji wykonania kół zębatach. Tolerancje grubości zęba, luzów międzyzębnych, średnicy głów zębów. Tole-rancje odległości osi kół zębatach pozostających w zazę-

D CZĘŚCI MASZYN c. d.

bieniu. Normalne tabliczki rysunkowe kół zębatach z uwzględnieniem tolerancji ich wykonania. Wpływ nowego układu tolerancji kół zębatach na ich wykonywanie i na maszyny do nacinania kół zębatach.

24* D9 621.643.44 16
SOBOLEW P.I.: **Zamiana klingerytowych uszczelek stalowymi.** „Zamiana klingierita stalowymi prokładkami“. Reczn. Transp., t. 12, marz. 52, Nr 3, s. 43; A4, 0,5 str., 2 rys. — Zastąpienie w rurociągu parowym uszczelek z klingerytu, azbestu z siatką miedzianą oraz pierścieni miedzianych przez znacznie tańsze pierścienie stalowe.

Grubość pierścienia od 1,5 do 3,5 mm. Sposób stosowania i schemat montażu. Łatwość rozpowszechnienia przez standaryzację i produkcję seryjną.

25* G21:B 658.28:621.979 16
Zgniatacz złomu stalowego zaoszczędza tysiące. „Scrap Steel Baler Seves Thousands“ Mech. n. Handl., t. 39, Nr 5, maj. 52, s. 200; A4, 2 str., 2 rys. — Dla ułatwienia transportu drobnego złomu stalowego, zastosowano prasę hydrauliczną specjalnej konstrukcji zgniatającą złom w bloki. Podano charakterystykę techniczną prasy (ciśnienie robocze ok. 400 atn) oraz charakterystyki urządzeń przenośnikowych obsługujących prasę.

OŚRODEK DOKUMENTACJI OBRABIAREK I OBRÓBK SKRAWANIEM

E. EKONOMIKA, KALKULACJA I ORGANIZACJA PRACY

22* EO 621.9:658.5 18
BROWN W. E.: **Nowe wyposażenie i lepsze metody potrają wydajność zakładu.** „New equipment and better methods tripplie plant capacity“. Machinist, t. 96 Nr 3, stycz. 52, s. 81; A4, 3 str., 6 fot., 3 rys. — Racjonalne ustawienie obrabiarek oraz właściwy dobór zestawu narzędziowego zwiększyło znacznie wydajność zakładu z 1 m² powierzchni. Opłacalność projektowania specjalnego oprzyrządowania. Studia nad planem produkcji. Przykłady praktyczne przeprowadzonych zmian głównie w uchwytach i sposobie operacji. Na ogół brak konkretnych danych liczbowych.

23* EO:OH 621.9-229.6:621.91.07:331.875 18
GOEBEL H.: **Samoczynne linie potokowe.** „Selbsttätige Maschienen-Fließreihen“. Werkstattst. u. Maschinenbau, t. 42, Nr 4, kw. 52, s. 128; A4, 6,5 str., 5 fot., 9 rys. — Rozwój samoczynnych linii potokowych. Zalety i korzyści stosowania automatyzacji. Rodzaje dotychczas stosowanych linii potokowych. Przebieg procesu pracy linii. Ustawienie obrabiarek. Transport przedmiotów obrabianych. Mechanizmy mocowania przedmiotu i automatycznego transportu. Odprowadzenie wiórów. Szczegóły urządzeń zapewniających pewność ruchu linii. Schemat i przebieg sterowania hydrauliczno-elektrycznego.

M. MATERIAŁOZNAWSTWO

24* MH 621.89:621.9-23 18
SAFR E.: **Wpływ smarowania na konserwację i dokładność obrabiarek.** „Vliv maziva na uchovu a presnost obráběcích strojů“. Strojirenstvi, t. 2, Nr 7, lip. 52, s. 332; A4, 3,5 str. — Znaczenie należytego doboru smarów dla poszczególnych mechanizmów obrabiarki i wpływ na jej dokładność. Szczegółowe omówienie smarowania łożysk, przekładni zębatach, przewodnic i śrub pociągowych. Przewody hydrauliczne i obieg oleju. Wymagania stawiane olejom i smarom stałym, stosowanym do smarowania obrabiarek.

25* MH:ST 621.9.014:621.9-719 18
Chłodzenie strumieniem oliwy przedłuża trwałość ostrza. „Kühlung durch östrahl verlängert die Nutzungsdauer von Schneidwerkzeugen“. Werkstattst. u. Betrieb, r. 85, Nr 8, sierp. 52, s. 362; A4, 0,5 str., 2 poz. bibl. — Recenzja artykułów opublikowanych w czasopiśmie Iron and Steel Eng., stycz. 52, s. 164 oraz Amer. Mach., Nr 2, 52, s. 281, dotyczących nowego sposobu chłodzenia narzędzi przy obróbce skrawaniem przez skierowanie cienkiego strumienia cieczy od spodu na linię styku narzędzia z materiałem. Sposób ten pozwala na daleko intensywniejsze odprowadzanie ciepła oraz ułatwia wybitnie smarowanie w najodpowiedniejszych miejscach. Sposób ten ma duże znaczenie gospodarcze, gdyż zwiększa kilkakrotnie trwałość ostrzy przy daleko mniejszym zużyciu cieczy chłodzącej. Urządzenie jest przenośne i łatwe do zamocowania na każdej tokarce. Inne zalety wynikające z zastosowania tej metody.

26* MP 621.9:678.0 18
GENIN G.: **Zastosowanie kauczuku w przemyśle maszynowym.** „Les applications du caoutchouc dans les industries mecaniques“. (à suivre) Rev. Gen. Mecan., r. 36, Nr 38, luty 52, s. 39; 31×23 cm, 6 str., 1 rys., 4 wyk., 10 tabl.

— Własności kauczuku naturalnego i sztucznego, jego budowa atomowa i jej wpływ na własności mechaniczne. Wpływ czasu, temperatury, wielkości i częstotliwości obciążeń na właściwości fizyczne kauczuku. Wyniki badań własności mechanicznych kauczuku ujęte tabelarycznie i wykreślnie.

N. NARZĘDZIARSTWO

NK. Zagadnienia konstrukcyjne narzędzi

27* NK 621.9.09 18
KUTUZOW S. I.: **Łamacz wiórów z osłoną.** „Strožkołamatel stružkootražatel“. Stanki i Instr., t. 23, Nr 6, czerw. 52, s. 32; 1 str., 1 fot., 2 rys. — Opis i rysunki łamacza wiórów ze specjalną osłoną, chroniącą przed rozpryskiwaniem się wiórów i pyłu metalowego podczas toczenia. Zastosowanie tego typu osłon. Wymiary łamacza i osłony.

28* NK:NB 621.9.09:621.791.92:669.14.018.252.3 18
Oszczędnościowa konstrukcja narzędzi ze stali szybko-tnącej. „Uspornie konstrukcie nántroju z rychlořezné oceli“. Techn. Pr., r. 8, Nr 7 i 8, lip. — sierp. 52, s. 162; A4, 3 str., 20 rys., 1 tabl. — Przykłady konstrukcji typowych narzędzi składanych, w których tylko część pracującą wykonuje się ze stali szybko-tnącej. Sposoby łączenia obu części narzędzia: przez spawanie, napawanie i łączenie mechaniczne. Wskaźniki ekonomiczne.

29* NK:NP:NS:NM 621.791.92:669.018.25:621.9.013/014: 621.923.6 18
LE LAN A.: **Narzędzia ze spiekanych węglików.** „Les outils carbure“ Mach. Outil., r. 17, Nr 65, kw. 52, s. 23; 32×23 cm, 7 str., 12 fot., 6 mikrof., 1 rys. — Przemysłowe zastosowanie spiekanych węglików metalu jako nakładek na narzędzia do obróbki skrawaniem. Lutowanie płytek — opisy konkretnych przykładów. Metody ostrzenia z podaniem trudności i wad powstających w wyniku szlifowania ostrzy. Liczbowe przykłady warunków skrawania spiekami różnego pochodzenia (francuskie i niemieckie) z podaniem okresu trwałości narzędzia. Kąt ostrzenia spieków — przykład fabryczny.

30* UK:NK 621.9.02:669.018.25 18
ZURKOW S. K.: **Oprawa nożowa do mechanicznego mocowania spieków.** „Riezec s mehaniczeskim kriepleniem plástinki twierdowo splawa“ Stanki i Instr., t. 23, Nr 7, lip. 52, s. 38; 0,5 str., 1 rys. — Rysunek i opis oprawy nożowej do mechanicznego mocowania płytek ze spieków z regulowanym położeniem płytki i zabezpieczeniem jej przed przesunięciem. Okres trwałości ostrza płytki ze spieku WK3 przy posuwie 0,5 mm/obr. i głębokości skrawania 13 — 15 mm wynosił 7 godzin. Zabezpieczenie przed przesunięciem płytki rozwiązano przez zastosowanie naząbkowanej płytki podpierającej.

NM. Materiały na narzędzia skrawające

31* NM 621.9.014.5:621.9.02.549 18
KAZAKOW N. F.: **Nowy materiał do szybkościowego skrawania metali.** „Nowyj matieriał dla skorostnowo riezanja mietalów“. Wiestn. Akad. Nauk. SSSR, r. 22, Nr 5, maj 52, s. 109; 26×17 cm, 5 str. — Treścią odbytej w końcu 1951 r. w Instytucie Maszynoznawstwa Akad. Nauk ZSRR narady było zagadnienie wytwarzania

N NARZĘDZIARSTWO c. d.

nia kilku rodzajów materiałów mineralno-ceramicznych zastępujących kosztowne twarde stopy a nawet przewyższających je pod względem wytrzymałości na temperatury do rzędu 1200° i 1900°C. W połowie roku 1951 została uruchomiona masowa produkcja płytek mineralno-ceramicznych do obróbki stali i żeliwa przy toczeniu wykańczającym i półwykańczającym. Autor donosi o osiągnięciu szybkości skrawania żeliwa tymi spiekami do 1845 m/min.

32* NM:NK 621.9.02:549:668.31 18
KRIWOUCROW W. A., MARKOW A. I.: **Mocowanie płytek mineralno-ceramicznych i ze spiekanych węglików przy pomocy klejów odpornych na podwyższoną temperaturę.** „Kriepienije mineralokieraniceskich i twierdosplawnych platinok tieplo stojkim klejem“. Stanki i Instr. t. 23, Nr 6, czerw. 52, s. 35; A4, 1 str., 5 rys. — Metody lutowania płytek mineralno-ceramicznych i ze spiekanych węglików. Wady tych metod. Własności klejów odpornych na podwyższone temperatury — do 300°C. Sposób klejenia płytek. Własności i wytrzymałość klejenia. Wyniki prób przy podanych warunkach skrawania. Kształty gniazd w trzonkach.

33* NM:NK:NS 621.9.02:549.517.1:549.752.213 18
HARÁK E., VESELY J.: **Doświadczenia z płytkami ceramicznymi.** „Zkušnosti s břitovými destičkami z keramické hmoty“. Techn. Pr., r. 8, Nr 7—8, lip. sierp. 52, s. 149; A4, 2,5 str., 4 fot. — Wyniki prób skrawania prowadzone na 2-ch płytkach spiekanych ceramicznych z korundowego mikrolitu. Podano konstrukcję noży z mechanicznym mocowaniem płytek, sposób ostrzenia, geometrię ostrza i wyniki 3 prób skrawania. Optymalna prędkość skrawania wg tych prób leży w granicach 100 do 300 m/min.

34* NM:NK:NW 621.883.8:621.3.02:669.018.25: 18
621.951.1:669-156

GRABNER R.: **Nowe narzędzie do wiercenia materiałów zahartowanych.** „Ein neues Werkzeug zum Bohren gehärteter Werkstoffe“. Werkstatt u. Betrieb, r. 85, Nr 10, paźdz. 52, s. 526; A4, 0,5 str., 1 fot., 1 rys. — Opis wiertła stellitowego do wiercenia stali zahartowanych i materiałów trudno obrabialnych np. stali nierdzewnej. Wiertło może służyć również do usuwania z otworu złamanych gwintowników, śrub zahartowanych itp. Wiertło znajduje zastosowanie do wiercenia otworów o średnicy 3—25 mm, przy czym długość otworu nie powinna przekraczać pięciokrotnej średnicy wiertła. Stosowane szybkości skrawania.

35* NM:ST 621.9.014.5:621.9.02:549 18
KARATYGIN A. M., KAZAKOW N. F.: **Nowy materiał na narzędzia skrawające.** „Nowyj matieriał dla riezsuczewo instrumentow“. Wiest. Maszinostr., r. 32, kw. 52, s. 87; 25×19 cm, 3 str., 3 tabl. — Uzasadnienie konieczności znalezienia materiału narzędziowego pod względem własności skrawających przewyższającego twarde stopy ze spiekanych węglików i nie zawierającego kosztownych pierwiastków. Opis takich materiałów mineralno-ceramicznych wytworzonych przez badaczy radzieckich i wypróbowanych w warsztatach produkcyjnych. Własności tych materiałów. Konstrukcje narzędzi, warunki skrawania, wzory na obliczanie szybkości skrawania stali i żeliwa w zależności od głębokości skrawania i posuwu.

36* NM:ST 621.9.014.5:621.9.02:549 18
ISAJEW A. J. i inni: **Szybkościowe toczenie żeliwa nożami ceramicznymi.** „Skorostnoje toczenie czuguna kieramiceskimi riezcami“. Wiest. Maszinostr., r. 32, Nr 10, paźdz. 52, s. 55; A4, 5,5 str., 2 fot., 2 rys., 9 wyk. — Charakterystyka materiałów mineralno-ceramicznych z punktu widzenia ich własności skrawających oraz możliwości zastosowania do szybkościowej obróbki żeliwa. Omówienie podanych wykresów zależności okresu trwałości ostrza (od szybkości skrawania, głębokości skrawania, posuwu i parametrów geometrycznych ostrza). Podano doświadczalnie ustalony wzór na określenie warunków skrawania płytkami mineralno-ceramicznymi. Dwa przykłady konstrukcyjnego rozwiązania noży z mechanicznym mocowaniem płytek. Ostrzenie i docieranie noży ceramicznych.

NP:NS Produkcja i szlifowanie narzędzi.

37* NP:QE 621.788.2:621.319.5 18
V. D.: **Nowe metody podwyższania trwałości narzędzia.** „Nové metody zvyšování životnosti nástrojů. Techn. Pr., r. 8, Nr 9, wrzes. 52, s. 198; A4, 1,5 str. — Artykuł przedstawiający przebieg prac nad wprowadzeniem na terenie Czechosłowacji elektrycznych metod obróbki ze szczególnym uwzględnieniem ulepszania narzędzi. Oszczędności osiągnięte w zakładach przemysłowych, stosujących powyższe metody. Wskaźniki ekonomiczne.

38* NF:NP:QO 621.914.2:669.14.018.252.3-142 18
MOZGOWOJ I. A.: **Wytwarzanie bimetalicznych narzędzi odlewanych.** „Proizvodstvo litowo dwuchstojnowo instrumenta“. Wiest. Maszinostr., r. 32, Nr 6, czerw. 52, s. 57; 25 × 19 cm, 4,5 str., 8 fot., 2 rys., 2 wyk., 2 tabl., 2 poz. bibl. — Nowy sposób wytwarzania narzędzi ze stali szybko tnącej drogą odlewania. Frezy wytworzone tą metodą posiadają wieniec odlany ze stali szybko tnącej (odpowiednik SW 18) a korpus z lanej stali węglowej. Odlewanie odśrodkowe do form metalowych. Urządzenia do odlewania, materiały wsadowe, obróbka cieplna tych narzędzi. Zdolności skrawające bimetalicznych frezów. Korzyści osiągane przy stosowaniu takich narzędzi.

39 NP:NS:QH 621.9:620.179.54:621.923.6:621.79.025 18
MORÁVEK O., BABOROVSKÝ: **Powierzchniowa obróbka narzędzi skrawających.** „Povrchová úprava řezných nástrojů“. Strojrenstvi, t. 2, Nr 7, lip. 52, s. 319; A4, 9 str. 2 fot., 1 mikogr., 4 rys., 4 wyk. 6 tabl., 15 poz. bibl. — Wpływ powierzchniowej obróbki chemicznej i wykończającej obróbki mechanicznej na jakość i trwałość narzędzia. Opis sposobów mechanicznych: szlifowania, docierania i polerowania powierzchniowego. Najlepsze wyniki osiągnięto przy chemicznej obróbce powierzchni narzędzia (fosfatyzacji z uprzednim trawieniem w kwasowych roztworach, azotacji i cjanizacji).

40* NS 669.018.25:621.923.96 18
BARANOW A. M.: **Twarde metale do równania tarcz szlifierskich jako namiastka diamentów technicznych.** „Tvarde kovy pro obtahovani brusnych kotoučů jako nahrada za průmyslové diamanty“. Stroj. Vyber, t. 1, Nr 4, kw. 52, s. 187; A4, 2,5 str., 7 fot., 2 rys., 1 wyk. 1 tabl., 1 poz. bibl. — Możliwość znacznego obniżenia zapotrzebowania diamentów technicznych do równania tarcz szlifierskich przez zastąpienie ich twardymi stopami metali. Opis odpowiedniego urządzenia i wskazówki dla pracy na nim. Wyniki w porównaniu z pracą diamentów. Fotografie uchwytów do mocowania materiału do obciągania ściernic.

41* NB:NS:NM3 621.9.09:669.620.191.33.621.923.68 18
ZARUBAL J., MAIXNER J.: **Powstawanie pęknięć przy ostrzeniu noży z płytkami spiekanymi.** „Vznik trhlinek při ostření noží se zlitými karbidy“. Techn. Pr., r. 8, Nr 7—8, lip. sierp. 52, s. 158; A4, 4 str., 9 rys., 2 wyk. — Powody powstawania pęknięć płytek ze spiekanych węglików na skutek wad materiałowych przy mocowaniu ich do trzonka, przy ostrzeniu mechanicznym i anodowo-mechanicznymi. Analiza doboru odpowiednich warunków ostrzenia dla zapobieżenia pęknięciom. Sposoby kontroli jakości płytek i wykrywania pęknięć.

NT. Obróbka cieplna narzędzi skrawających

42* NT:QC 621.785.92:669.14.018.252.3:620.179.54 18
GULAJEW P. P., GRUDOW P. P., BADAJEWA A. A.: **Obróbka cieplna stali szybko tnących w niskich temperaturach.** „Obrabotka chołodem instrumentow iz bystroriezszech staliej“. Stanki i Instr., t. 20, Nr 4, kw. 49, s. 16; A4, 2 str., 12 wyk., 3 tabl. — Wpływ obróbki cieplnej na własności skrawające stali narzędziowych RF1 i EJ347. Schematy różnych sposobów obróbki cieplnej z wielokrotnym odpuszczaniem normalnym oraz w niskich temperaturach. Przemiany strukturalne. Własności skrawające frezów przy obróbce cieplnej w niskich temperaturach przedstawione wartościami godzinowej szybkości skrawania, warunki obróbki, dane liczbowe.

43* NT:QC 621.785.92:669.14.018.252.3 18
GULAJEW A. P., GRUDOW P. P., BADAJEWA A. A.: **Obróbka cieplna stali szybko tnących w niskich tempe-**

N NARZĘDZIARSTWO c. d.

raturach. „Obrabotka chołodom instrumentow iz bystro-rieżuszczich stalej“. Stanki i Instr., t. 20, Nr 3, marz. 49, s. 3; A4, 3 str., 1 rys., 2 wyk., 6 tabl., 14 poz. bibl. — Wpływ niskich temperatur na przemianę austenitu w martenzyt przy hartowaniu i odpuszczaniu. Wpływ niskich temperatur na procentowy udział składników strukturalnych. Przemiana szcążkowego austenitu w martenzyt przy kilkakrotnym odpuszczaniu. Naprężenia powstające przy obróbce w niskich temperaturach.

O. OBRABIARKI

44* OB 621.9/47/ 18
MANNIN J.: **Obrabiarki radzieckie.** „Sowiet machine tools“. Engrs. Dig., t. 13, Nr 8, sierp. 52, s. 253; 24×18 cm, 3 str., 2 tabl. — Artykuł stanowi przegląd osiągnięć przemysłu obrabiarkowego w ZSRR, oparty na radzieckich źródłach informacji. Przedstawiono: krótki zarys historii obrabiarek w ZSRR, wykaz wytwarzanych obecnie obrabiarek do skrawania metali ze spisem producentów; ogólne charakterystyki konstrukcji i wykonania obrabiarek i nowo wprowadzone metody produkcyjne; udoskonalenia konstrukcyjne z danymi, dotyczącymi obróbki szybkościowej skrawaniem.

45* OC:PC:SD 621.822.9:534 8:621.9.014 18
KENDALL G.: **Hałasowanie i drganie łożysk kulkowych.** „Noise and vibration in ball bearings“. Machinist, t. 96, Nr 5, luty 52, s. 147; A4, 6 str., 4 fot., 3 rys., 1 wyk. — Metoda kontroli wykonania łożysk kulkowych na podstawie charakteru dźwięku i drgań przy próbnej pracy. Wadliwa praca łożysk wskutek błędów ustawienia w oprawie. Dopuszczalne odchyłki bez wpływu ujemnego na przebieg obróbki. Próba hałasowości łożyska jako sprawdzian poprawności wykonania. Luzy osiowe i promieniowe przy pasowaniach ciasnych. Charakter dźwięku określa błąd, który go wywołuje. Wpływ podkładek sprężystych wyrównujących obciążenie. Drgania jako następstwo braku wyważenia dynamicznego. Błędy wskutek ugięć wału itp. Przeciżenia łożysk, konieczność wysokiej gładkości wszelkich powierzchni łożysk i opraw.

46* OH 621.9-82 18
DÜRR A.: **Rozwój hydrauliki w obrabiarkach.** „Fortschritte der Hydraulik an Werkzeugmaschinen“. Werkstatt u. Betrieb, r. 85, Nr 8, sierp. 52, s. 327; A4, 7 str., 22 rys., 20 fot., 2 wyk., 2 poz. bibl. — Wymagania stawiane obrabiarkom i korzyści, jakie wynikają z zastosowania hydrauliki w obrabiarkach i oprzyrządowaniu. Omówiono zagadnienia szybkości działania, dokładności i pewności takich napędów. Podano szereg schematów napędu, regulacji i wyłączania hydraulicznego przy różnych obrabiarkach. Konstrukcje pompy i silnika hydraulicznego; schematy układów elektrohydraulicznych z częściową charakterystyką liczbową. Schematyczne zestawienie znormalizowanych elementów takich urządzeń.

47* OK:EK 621.9.01 18
PROKOPOWICZ A. E.: **Modernizacja obrabiarek jako środek zmniejszający czasy pomocnicze.** Modernizacja stanków km sriedstwo snizenja wspomagatielnowo wriemieni“. Stanki i Instr., t. 23, Nr 7, lip. 52, s. 22; A4, 5,5 str., 1 fot., 7 rys., 1 wyk., 4 tabl. — Analiza zależności wydajności od stosunku czasów maszynowych do pomocniczych oraz od szybkości skrawania. Czasy maszynowe i pomocnicze zależne od konstrukcji obrabiarki. Wyniki pomiarów ujęte tabelarycznie. Przykłady (z rysunkami) stosowania szybkoocucujących uchwytów, celem skrócenia czasów pomocniczych. Czasy traczone na pomiary. Urządzenia skracające czasy pomocnicze. Wprowadzenie automatycznych pomiarów w czasie obróbki. Zastosowanie takich urządzeń pozwala na zmodyfikowanie starych obrabiarek.

48* ON 621.9 18
PETRI J.: **Ocena nowych typów obrabiarek.** „Osuzování nových typów obráběcích stroju“. Stroj. Výber, t. 1, Nr 4, kw. 52, s. 162; A4, 6 str., 8 fot., 1 poz. bibl. — Wskazanie głównych błędów popełnianych przy ocenie nowych typów obrabiarek na skutek powierzchniowych oględzin na wystawach lub uprzedzeń ocenającego. Podano i podkreślono momenty, na jakie winno zwracać się uwagę, by należycie osądzić przydatność obrabiarki po-

kazanej na wystawie (waga, możliwość stosowania spieków, moc, dokładność, automatyzacja, wygoda obsługi i inne).

49* OR 621.852 18
POMPER V.: **Elementy napędowe — napęd pasami płaskimi (część IV, rozdz. 25).** „IV — Les éléments de commandes — 25. Transmission par courroies plates“. Machine Outil, r. 17, Nr 66, maj 52, s. 45; 33×22 cm, 2 str., 1 fot., 2 tabl., 2 poz. bibl. — Współczynniki tarcia pasów. Obliczanie i dobór dopuszczalnych naprężeń w pasach gumowych, skórzanych, z sierści wielbłądkiej, bawełnianych impregnowanych i zwykłych. Dobór kół pasowych czynnych w zależności od szybkości liniowej pasa. Obliczanie pasów na zmęczenie. Przykłady obliczeń.

50* OS:PT:PB 621.751:621.753 1:621.924 18
VICTORY F. C.: **Metody dokładnego rozmieszczania otworów część I.** „Precision hole locating methods part I“. Tool Engineer, t. 29, Nr 3, wrzes. 52, s. 53; A4, 3 str., 4 rys. — Zastąpienie metod trasowania i tulejek pomiarowych przez wprowadzenie specjalnych wiertarek (tzw. jig borer), pozwalających na precyzyjne rozmieszczenie otworów doprowadziło do skonstruowania specjalnych szlifierek tego typu (tzw. jig grinding), szczególnie przy dokładnej obróbce otworów w częściach b. twardych. Zagadnienie eliminacji błędów termicznej dyatacji; czynniki wpływające na dokładność; zużycie elementów obrabiarki, nieodpowiednie materiały, stopniowe deformacje wskutek wyzwalania się ukrytych naprężeń itp. Zasadą pracy dokładnej szlifiarki jest planarny ruch wrzeciona szlifierskiego względem wrzeciona głównego. Szlifowanie z chłodzeniem powietrznym.

51* OS:SS:NS 621.924.5-484:621.923.96 18
JEWSTIEGNIJEV Ju. A.: **Półautomat ZNIMS do szlifowania kół zębatach.** „Zuboszlifowannyj poluawtomat ZNIMS“. Stanki i Instr., t. 23, Nr 2, luty 52, s. 20; A4, 3 str., 5 rys., 1 poz. bibl. — Opis szlifiarki do szlifowania kół zębatach. Opis i rysunki mechanizmów sterujących oraz urządzenia kopiowego do kształtowego obciążania tarcz szlifierskich. Rysunek i opis wrzecionika tarczy szlifierskiej o specjalnym ułożyskowaniu gubiącym luzy.

P. POMIARY ORAZ PRZYRZĄDY I URZĄDZENIA POMIAROWE

52* P 621.9-791.2 18
Kontrola jakości przy masowej produkcji części maszyn. „The control of quality on massproducer engineering parts“. Machinery (Lond.), t. 80, Nr 2048, luty 52, s. 296; 24,5×18,5, 5 str., 8 fot., 19 rys., 2 poz. bibl. — Omówienie półautomatycznych i automatycznych urządzeń do jednoczesnego kontrolowania wymiarów: długości, szerokości, grubości oraz innych, jak średnic gwintów wewnętrznych i zewnętrznych, stopnia stożkowatości, promieni zaokrąglenia itp. Niektóre z opisywanych urządzeń umożliwiają jednoczesną kontrolę 10, 20 a nawet 30 wymiarów i posiadają przepustowość do 10.000 przedmiotów na godzinę. Omówione instrumenty i urządzenia działają na różnych zasadach.

53* PP 621.753.1/2:621.9-791.2 18
LOXHAM J.: **Kontrola jakości części produkowanych masowo.** „Controlling quality of engineering parts produced in quantity“. Machinist, t. 96, Nr 6, luty 52, s. 183; A4, 7 str., 9 fot., 8 rys. — Konieczność używania b. dokładnych przyrządów do kontroli wymiarowej przy masowej produkcji części na precyzyjnych obrabiarkach. 5 zasad należytej kontroli wymiarów dla automatów i rewolwerówek. Metoda statystyczna kontroli wymiarowej i jej odmiany. Wykaz stosowanych przyrządów. Porównanie zalet i wad komparatorów. Specjalny komparator do pomiaru 10 wymiarów przy jednym zamocowaniu przedmiotu. Kontrola sprawdzianów ulegających zużyciu. Opis komparatorów. Należyte przygotowanie wzorca pomiarowego mocowanego w komparatorze. Wskazówki właściwej obsługi i codziennej kontroli komparatora.

54* PS 621.753.34 18
GABLE S. R.: **Właściwy sprawdzian we właściwym czasie.** „The right gage at the right time“. Machinist, t. 96, Nr 8, luty 52, s. 280; A4, 3 str., 5 fot., 3 rys. —

P POMIARY ORAZ PRZYRZĄDY I URZĄDZENIA
POMIAROWE c. d.

Konieczność przygotowania potrzebnych sprawdzianów przed rozpoczęciem produkcji. Warunkiem poprawnego biegu produkcji jest: specyfikacja potrzebnych sprawdzianów, ich konstrukcja, kontrola, należyte przechowywanie wzorców, naprawa względnie przystosowanie do innych celów, inwentaryzacja. Organizacja działu kontroli sprawdzianów i współpraca z innymi oddziałami. Karty kontrolne, przykłady.

55* PS 621.753.39:621.9-791.2 18
MAKAREWICZ B. K.: **Przyrządy do pomiaru obracających się wałków.** „Instrumenty dla inżynierów cichodzielniczych dietalej na chodu”. *Stanki i Instr.*, t. 23, Nr 6, czerw. 52, s. 34; A4, 1 str., 2 rys. — Opis i rysunki sprawdzianów umożliwiających pomiar średnic zewnętrznych i wewnętrznych podczas obróbki bez zatrzymywania wrzeciona. Sprawdzian do otworów zamocowany jest obrotowo na łożyskach kulkowych w rękojeści. Sprawdzian do wałków posiada szczęki zaopatrzone w obracające się rolki.

56* PV:PP 621.753.1/2:621.9-791.2:658.562 18
LOXHAM J.: **Kontrola jakości części produkowanych masowo.** „Controlling quality of engineering parts in quantity”. *Machinist*, t. 96, Nr 7, luty 52, s. 243; A4, 3 str., 2 fot., 5 rys. — Zasada pasowania przy stałym wałku i przy stałym otworze. Zagadnienie 100% kontroli wszystkich wymiarów obrabianych części na podstawie dopuszczalnych tolerancji. Ustalenie minimalnej ilości wymiarów, które muszą być kontrolowane. Wysoki koszt 100% kontroli i trudności ręcznej kontroli. Zalety inspekcji zmechanizowanej, możliwość szybkiej kontroli takich wielkości jak średnica wewnętrzna i zewnętrzna gwintu, zbieżność, owalizacja, współśrodkowość, twardość, płaskość itp. Wskazówki kontroli końcowej, kontrola międzyoperacyjna. Przykłady.

ST. TEORIA SKRAWANIA

57* ST 621.1.531.7:621.9.014.5:669-492.8 18
TANGERMANN E. J.: **Europejskie studia nad skrawaniem spiekami węglowymi.** „Europe studies carbide cutting”. *Machinist*, t. 96, Nr 12, marz. 52, s. 434; A4, 2 str., 5 rys., 3 wykr. — Graficzne przedstawienie wyników ostatnich badań Pekelharinga i Trenta skrawania spiekami węglowymi. Gładkość powierzchni. Zależność siły skrawania od szybkości. Zmiana siły skrawania w zależności od kształtu narzędzia. Zużycie narzędzia. Rozkład temperatury w ostrzu. Kratery. Wpływ wzrostu szybkości skrawania na zużycie narzędzia.

58* ST 621.9.014 18
WITTHOFF J.: **Określenie najważniejszych warunków pracy w obróbce skrawaniem.** „Die Ermittlung der gunstigsten bei der spanabhebenden Formgebung”. *Werkstatt u. Betrieb*, t. 85, Nr 10, paźdz. 52, s. 521; A4, 5,5 str., 8 wykr., 2 tabl., 11 poz. bibl. — Zagadnienie doboru warunków skrawania z punktu widzenia ekonomii czasu i kosztów przy produkcji masowej i seryjnej. Wpływ kosztów czasów przygotowawczych i seryjnych, kosztów skrawania i kosztów narzędziowych na jednostkowy koszt produkcji. Dobór właściwych głębokości skrawania i posuwu; sposoby obliczania ekonomicznego okresu trwałości narzędzia w zależności od rodzaju ruchu głównego (obrotowy, prostoliniowy), ilość i rodzaj stosowanych narzędzi oraz analiza czynników wpływających na jego wielkość. Określenie ekonomicznej szybkości skrawania w wypadku znanej i nieznanej zależności $T = f(v)$. Przykłady obliczeń.

59 ST:MN 621.9.014:620.18 18
SHAW M. C., SMITH P. A.: **Metalurgiczne rozważania nad obróbką.** „Metalurgical considerations in machining 2 Work and tool materials have definite properties”. *Machinist*, t. 95, Nr 43, paźdz. 51, s. 1631; A4, 4 str.,

3 wykr., 4 tabl. — Dalszy ciąg artykułu omawiającego zależność trwałości narzędzia od struktury materiału i prędkości skrawania. Omówienie struktur powstających przy szybkim chłodzeniu stali, własności stali, wpływ dodatków stopowych, własności węglowej stali narzędziowej.

60 ST:MN 621.9.014:669-492.8 18
TRENT E. M.: **Czynniki wpływające na zużycie narzędzi ze spiekanych węglików.** „Factors affecting wear on cemented carbide tools”. *Machinist*, t. 95, Nr 44, list. 51, s. 1651; A4, 6 str., 1 fot., 13 mikrofot., 1 rys., 6 poz. bibl. — Dotychczasowe próby wyjaśnienia przyczyn zużycia spiekanych węglików. Teoria autora powstawania „kraterów” na powierzchni natarcia. Próby doświadczalne przeprowadzone na spiekanych węglach: 1) wolframu i kobaltu, 2) wolframu, tytano-wolframu i kobaltu. Warunki prób i wyniki na podstawie których wysunęto hipotezę powstawania wskutek tarcia między krawędzią tnącą i stalą temp. wystarczającej do stopienia bardzo cienkiej warstwy stali rozpuszczającej drogą reakcji chem. niektóre węgliki. Mikrofotografie struktury.

61* ST:MS 669.14:669.15:621.9.014 18
ROZENBERG A. M., JERIEMIN A. N.: **Teoria procesu skrawania metali.** „K teorii processa riezaniya metalow”. *Stanki i Instr.*, t. 20, Nr 10, paźdz. 49, s. 5; A4, 2,5 str., 12 wykr., 4 poz. bibl. — Proces i geometria tworzenia się narostu na ostrzu i wykresy w funkcji szybkości skrawania. Odkształcanie się wióra w procesie skrawania. Wykresy spękania jako funkcja szybkości skrawania dla różnych warunków. Zależność współczynnika tarcia od szybkości skrawania: wpływ grubości wióra na współczynnik spękania; wpływ szybkości na siłę skrawania. Związki między tymi współczynnikami. Badania przeprowadzone były na różnych rodzajach stali stopowych i węglowych.

62* ST:NT 621.914.2:621.9.013/014 18
ZORIEW N. H.: **Wpływ ustawienia przedmiotu na trwałość ostrza freza czołowego.** „Wlijanje ustanowki zagotowki na stojkost friez pri torcewom friezierwanii”. *Wiestn. Maszinost.*, t. 32, Nr 8, sierp. 52, s. 41; 26×19 cm, 3,5 str., 1 rys., 6 wykr., 2 tabl., 2 poz. bibl. — Teoretyczne wywody wpływu ustawienia przedmiotu w stosunku do osi freza czołowego, analiza matematyczna. Wykresy zależności trwałości ostrza freza od położenia przedmiotu względem osi freza. Największą trwałość ostrza uzyskano przy skrójnym („stycznym”) ustawieniu freza w stosunku do przedmiotu obrabianego. Trwałość ostrza jest w tym wypadku około 3—8 razy wyższa od trwałości przy ustawieniu symetrycznym freza.

63* ST:MM:MS 621.9.011:621.9.014 18
Czynniki metalurgiczne wpływające na obrabialność. „Metalurgical factors influencing machinability”. *Machinery*, t. 80, Nr 2060, maj 52, s. 813; 18,5×25 cm, 1,5 str., 1 poz. bibl. — Wpływ twardości, mikrostruktury, zawartości węgla, wtrąceń niemetalicznych i dodatków miękkich metali (np. Bi, Pb) na obrabialność stali węglowej. Wspomniano również o wpływie dodatków stopowych w stopach Cu i Al na ich obrabialność. Wzór na obliczenie stałej charakteryzującej obrabialność materiału; tworzenie się wióra i porównanie obrabialności kilku rodzajów stali.

64* ST:PK 621.9.01:621.91.07:539.374 18
GLIEBOW S. F.: **Odkształcenia plastyczne warstwy skrawanej.** „Miechanizm plasticzeskiej deformacji pri riezani stali”. *Stanki i Instr.*, t. 20, Nr 7, lip. 49, s. 8; A4, 3,5 str., 1 fot., 3 makrogr., 6 rys. — Analiza mechanizmu plastycznych odkształceń w procesie skrawania; płaszczyzny łupania. Konstrukcja przyrządu do badania odkształceń plastycznych. Obszar jednoczesnego odkształcenia. Nacięcia na wiórze są obrazem jednoczesnych odkształceń. Schematy deformacji ziarn metalu obrabianego.

Niniejszy Przegląd Dokumentacyjny zawiera jedynie część analiz dokumentacyjnych publikacji z zakresu techniki. Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci kart dokumentacyjnych wydanych przez Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa, Al. Niepodległości 188). CIDNT przyjmuje prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować zarówno całą dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno przeglądem dokumentacyjnym jak i kartami dokumentacyjnymi.

Gwiazdkami, obok porządkowych liczb artykułów, oznaczono publikacje znajdujące się w bibliotekach poszczególnych ośrodków.

Książki nadesłane

Dr Klaudiusz Ciubra — PYŁ W PRZEMYŚLE I SPOSOBY JEGO ZWALCZANIA — Format A5, str. 55, rys. 24. PWT. Warszawa 1952. Cena zł 3.—

W broszurze omówiono zagadnienie szkodliwości pyłów przemysłowych i sposoby ich zwalczania. Broszura jest przeznaczona dla techników ochrony pracy, zakładowych społecznych inspektorów pracy i dla personelu technicznego zakładów przemysłowych.

Mgr inż. Eugeniusz Górski — FREZY — KONSTRUKCJA — Format B5, str. 192, rys. 232. PWT. Warszawa 1952. Cena zł. 18.—

W książce omówiono geometrię ostrza, zasady pracy oraz konstrukcje frezów i głowic frezowych jak również podstawy szybkościowego skrawania przy ujemnych kątach natarcia.

Praca przeznaczona jest dla techników i inżynierów konstruktorów narzędzi do obróbki skrawaniem.

WARUNKI SKRAWANIA METALI NARZĘDZIAMI ZE STALI SZYBKOTNĄCEJ — Praca zbiorowa — Tłumaczył z rosyjskiego mgr inż. Wacław Brodowicz — Format B5, str. 348. PWT. Warszawa 1952. Cena zł 38 50.

Książka podaje warunki skrawania narzędziami ze stali szybko tnącej przy obróbce jednym narzędziem metali żelaznych i nieżelaznych oraz lekkich stopów na tożkach, strugarkach, dłutownikach frezarkach, wiertarkach, gwinciarzach, obrabiarkach do kół zębatach i przeciągarkach.

Dane przytoczone w książce są wyjściowymi do wyznaczania warunków skrawania na obrabiarkach do metali.

Książka jest przeznaczona dla techników normowania czasu oraz dla projektujących plany operacyjne; może być również wykorzystana przez wykładowców i studentów wyższych i średnich szkół technicznych.

Mgr inż. Bolesław Tolłoczko, KOTŁY PAROWE, tom pierwszy, zeszyt 2. — Format B5, str. 148. rys. 61. PWT. Warszawa 1952. Cena zł 5.—

Zeszyt drugi tomu pierwszego (Paliwo, spalanie i paleniska) zawiera obszerne dane o paleniskach ręcznych, paleniskach z rusztem pochylonym, schodkowym, półgazowym i kotlinowym.

Praca przeznaczona jest dla inżynierów i magistrów pracujących w tej gałęzi energetyki oraz studentów wyższych szkół technicznych.

Inż. Marian Zdunkiewicz — WALCOWANIE STALI NA ZIMNO — Format B5, str. 252, rys. 221, tabl. 61. PWT. Katowice 1952. Cena zł 29.—

Książka zawiera opisy przygotowania materiałów do walcowania na zimno, teorię tego walcowania, typy i szczegóły budowy walcarek i urządzeń pomocniczych oraz opisy zabiegów wykańczających materiały odwalowane w zależności od potrzeb.

W książce zamieszczono również przebiegi procesów wykonania taśm stalowych najczęściej używanych gatunków oraz tablice obliczeń wsadu.

Książka przeznaczona jest dla mistrzów, techników i inżynierów walcowników oraz może służyć pomocą słuchaczom średnich i wyższych szkół technicznych.

Mgr inż. Jan Zembrzusi — ATLAS UZWOJEŃ TRÓJFAZOWYCH SILNIKÓW ASYNCHRONICZNYCH — Format A4, str. 134, rys. 152. PWT. Warszawa 1952. Cena zł 12 50

Praca zawiera najczęściej spotykane schematy uzwojeń trójfazowych silników asynchronicznych małej i średniej mocy; podane są schematy różnych rodzajów stoja-

nów i wirników o różnej liczbie żłobków i różnej liczbie par biegunów.

Książka przeznaczona jest dla monterów i techników, spotykających się w praktyce z naprawą uzwojeń silników.

Mgr inż. Jan Tuszyński — SZLIFOWANIE BEZKŁOWE — Format A5, str. 110, rys. 106. PWT. Warszawa, 1953. Cena zł 5.60

W pracy są zawarte podstawowe wiadomości z zakresu szlifowania bezkłowego, budowy i pracy szlifierek bezkłowych oraz omówienie wady szlifowania bezkłowego i sposoby ich unikania.

Książka przeznaczona jest dla wykwalifikowanych szlifierzy, mistrzów jak również dla techników.

Inż. Adam Walewski — WSKAZÓWKI OCHRONY PRACY PRZY EKSPLOATACJI SILNIKÓW — Format A5, stron 33, PWT, Warszawa 1952, Cena zł 1.50.

W broszurze podane są wskazówki dotyczące ochrony pracy przy eksploatacji i obsłudze różnego rodzaju silników. Broszura przeznaczona jest dla robotników, niższego personelu kierowniczego i społecznych inspektorów pracy.

Anatol Dzikowski — SZLIFOWANIE, METODY BEZPIECZNEJ PRACY — Format A5, stron 191, rys. 106. PWT, Warszawa 1953. Cena zł 11.50

W książce opracowano monograficznie zagadnienie prawidłowej, a więc bezpiecznej organizacji pracy przy szlifowaniu metali z uwzględnieniem w szerokim zakresie prac związanych z przygotowaniem krążków szlifierskich do produkcji. Zgodnie z poglądami naukowymi zagadnienie ochrony pracy i technologii produkcji ujęto łącznie.

Książka jest przeznaczona dla personelu technicznego i kierowniczego zakładów przemysłowych; może być również pomocna konstruktorom szlifierek, ponieważ zawiera założenia urządzeń pomocniczych i ochronnych.

Inż. K. Bobek, inż. W. Metzger, Dr inż. F. Schmidt — LEKKIE KONSTRUKCJE STALOWE W BUDOWIE MASZYN — przełożył z niem. inż. E. Śledziwski. Format B5, stron 112. rys. 156. PWT, Katowice 1952. Cena zł 9.00

Książka zawiera wiadomości teoretyczne i praktyczne z dziedziny stosowania konstrukcji stalowych w budowie maszyn, zamiast dotychczas powszechnie stosowanego wykonania z żeliwa; szczegółowo opisano tu zagadnienie w stosunku do maszyn elektrycznych, obrabiarek i silników spalinowych. W treści podano liczne przykłady rozwiązań konstrukcyjnych. Książka przeznaczona jest dla konstruktorów maszyn.

N. F. Bołchowitinow — METALOZNAWSTWO I OBRÓBKA CIEPLNA — przełożył z ros. mgr inż. C. Niewiadomski. Format B5, stron 310. rys. 222, tablic 45, PWT, Katowice 1953. Cena zł 29.00

Treścią książki jest całokształt zagadnień metaloznawstwa i obróbki cieplnej metali oraz ich stopów.

W pierwszej części opisano teoretycznie podstawy metaloznawstwa: strukturę krystaliczną metali, odkształcenia plastyczne, teorię stopów oraz zasady ich obróbki cieplnej. W części drugiej opisano szczegółowo stale konstrukcyjne i narzędziowe, żeliwo szare i żeliwo ciągliwe oraz ważniejsze stopy metali nieżelaznych. W oddzielnym, uzupełniającym rozdziale wydzielono zagadnienia wytrzymałości materiałów. Rozdział ten łączy wykład metaloznawstwa z wykładem o wytrzymałości materiałów i części maszyn.

Książka jest przeznaczona dla inżynierów mechaników i może służyć za podręcznik studentom specjalizującym się w budowie maszyn.

INFORMACJA

w sprawie rozpowszechniania w roku 1953 „Prac” Instytutów Naukowo-Badawczych wydawanych przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne

Podobnie jak w roku 1952, „Prace Instytutów Naukowo-Badawczych” będą rozprowadzane w roku 1953 systemem abonamentowym.

Zakłady pracy, instytucje i osoby prywatne, które pragną zapewnić sobie otrzymywanie kolejnych zeszytów „Praca INB” w roku 1953, muszą przesłać zamówienie na ich dostawę pod adresem: Księgarnia „Domu Książki”, Warszawa, ul. Bracka 20.

Zamówienia należy składać na formularzach, które na żądanie są dostarczane przez tę księgarnię oraz przez wszystkie instytuty publikujące swoje „prace”.

W przypadku braku formularzy należy złożyć zamówienie pisemne podając:

- a) dokładny adres zamawiającego,
- b) pełną nazwę instytutów, których „Prace” mają być dostarczane,
- c) serię „Prac” (w przypadkach gdy są wydawane w seriach),
- d) ilość egzemplarzy zamawianych „Prac” — oddzielnie dla każdego instytutu.

Przesłane zamówienie zobowiązuje do odbioru i opłacenia wszystkich zeszytów (albo tylko zeszytów zamówionej serii), wychodzących w ramach planu wydawniczego danego instytutu na rok 1953.

Na podstawie zamówień księgarnia „Domu Książki” będzie wysyłać zamawiającemu kolejne zeszyty „Prac INB” z roku 1953.

Przesyłka nastąpi w miarę ukazywania się poszczególnych zeszytów **za zaliczeniem pocztowym z doliczeniem kosztów przesyłki.**

Księgarnia będzie dostarczać — również na zamówienia — poszczególne zeszyty „Prac INB” z roku 1951 i 1952 w przypadku posiadania ich na składzie.

W roku 1953 będą w obrocie księgarskim „Prace” następujących instytutów:

- 1) Głównego Instytutu Górnictwa w seriach:
 - A. Górnictwo (obejmując: górnictwo właściwe, mechaniczną przeróbkę węgla, petrografię, geologię węgla itp.).
 - B. Koksownictwo i badanie węgla (obejmując: koksownictwo, wytłewanie, chemiczną przeróbkę węgla i węglopochodnych, badanie analityczne itp.).
- 2) Instytutu Ekonomiki Organizacji Przemysłu (dawniej Głównego Instytutu Pracy) w seriach:
 0. Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy — ogólnoprzemysłowe,
 01. Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy — w przemyśle ciężkim,
 02. Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy — w przemyśle lekkim,
 03. Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy w rolnictwie oraz w przedsiębiorstwach przemysłu rolnego i spożywczego.

Uwaga: Pożądane jest, aby abonenci poszczególnych serii „01”, „02” lub „03” zamawiali również serię „0”.

- 3) Instytutu Naftowego w seriach:
 - A. Kopalnictwo, B. Rafinerie.
- 4) Instytutu Techniki Budowlanej w seriach:
 - I. Materiały Budowlane, II. Konstrukcje Budowlane, III. Drogi i Mosty.
- 5) Instytutu Urbanistyki i Architektury w seriach:
 1. Architektoniczna, 2. Urbanistyczna, 3. Tereny zieleni i układy wielkoprzestrzenne.
- 6) Centralnego Instytutu Ochrony Pracy,
- 7) Instytutu Budownictwa Mieszkaniowego,
- 8) Instytutu Celulozowo-Papierniczego,
- 9) Instytutów poległych Ministerstwu Przemysłu Chemicznego,
- 10) Instytutu Elektrotechniki,
- 11) Instytutów Mechaniki (łącznie wydawnictwo Instytutów: Metaloznawstwa i Aparatury Naukowej, Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem, Obróbki Plastycznej),
- 12) Instytutu Mechanizacji Górnictwa,
- 13) Instytutu Metalurgii,
- 14) Instytutu Odlewnictwa,
- 15) Instytutu Organizacji i Mechanizacji Budownictwa,
- 16) Instytutu Przemysłu Rolnego i Spożywczego,
- 17) Instytutu Włókiennictwa,
- 18) Przemysłowego Instytutu Telekomunikacji.

Ponadto można składać zamówienia na „Prace” niżej podanych instytutów; wydawanie drukiem „Prac” tych Instytutów jest uzależnione od dostatecznej ilości zamówień:

1. Instytutu Jedwabiu Naturalnego,
2. Instytutu Przemysłu Włókien Łykowych,
3. Instytutu Techniki Ciepłej,
4. Instytutu Technologii Krzemianów,
5. Instytutu Wzorownictwa Przemysłowego,
6. Laboratorium Kolorystycznego.