

PRZEGLĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO – TECHNICZNY

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW MECHANIKÓW I TECHNIKÓW POLSKICH

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

ADMINISTRACJA: WARSZAWA, CZACKIEGO 3/5, TEL. 8-95-10

Zagadnienia naukowe w budowie maszyn

Tezy opracowane na podstawie referatów Grup Problemowych
Podsekcji Budowy Maszyn I Kongresu Nauki Polskiej

Prof. inż. IGNACY BRACH

Wstęp

Maszyny napędowe i maszyny robocze należą do narzędzi produkcji, które stanowią podstawową część środków produkcji.

Socjalistyczna przebudowa Polski Ludowej powoduje, że nastawienie do zagadnienia budowy narzędzi produkcji jest obecnie inne niż w ustroju kapitalistycznym.

W ustroju socjalistycznym narzędzia produkcji łącznie z człowiekiem, działającym w procesie produkcyjnym, stanowią siły wytwórcze, a te decydują o rozwoju gospodarczym i ustroju społecznym państwa. Rozwój wytwórczości narzędzi produkcji i mechanizacji pracy, która opiera się na stosowaniu maszyn napędowych i roboczych, wynikają z potrzeb ustrojowych.

W ustroju kapitalistycznym mechanizacja opiera się tylko na przesłankach kalkulacyjnych w stosunku do robocizny ręcznej.

Inna jest również metoda badań naukowych w ustroju socjalistycznym. W oparciu o marksistowską dialektykę, z której między innymi wynika powiązanie z sobą wszelkich zjawisk, nauka musi służyć określonym celom. Musi ona być dostosowana do życia, a więc i do planów gospodarczych, i musi być planowa.

Ze względu na wieloletnie zaniedbanie, nauka polska musi odbudować się szybko i do tego celu korzystać w szerokim zakresie z doświadczeń nauki radzieckiej.

Tezy

1. Stan wiedzy światowej w dziedzinie konstrukcji maszyn napędowych i roboczych

W zagadnieniach teoretycznej podbudowy, a więc mechanice, termodynamice, hydromechanice, teorii mechanizmów oraz w opisach maszyn z punktu widzenia stosowania, istnieje obszerna literatura radziecka i anglosaska, oraz starsza literatura niemiecka.

W zagadnieniach konstrukcji, co nas specjalnie interesuje, literatura istnieje praktycznie tylko w Związku Radzieckim, oraz przestarzała literatura niemiecka. Są dziedziny maszyn roboczych, w których nie znajdziemy w świecie ani jednego podręcznika konstrukcyjnego, poza katalogami firm i opisowymi artykułami w prasie technicznej. W Związku Radzieckim na ten sam temat istnieje szereg dzieł.

2. Stan wiedzy w Polsce

a) Literatura polska w dziedzinie maszyn roboczych jest znikoma. W okresie powojennym wielki wpływ na prace naukowe wywiera literatura radziecka. Podręczniki radzieckie są podstawowymi do nauczania w szkołach wyższych i do prac konstrukcyjnych w przemyśle.

b) W naukach podstawowych, związanych z maszynami napędowymi i roboczymi, podawana na wyższych uczelniach wiedza jest wystarczająca dla dalszych prac naukowych i konstrukcyjnych.

c) W naukach stosowanych, wiedza na wyższych uczelniach stoi na dostatecznym poziomie jeśli chodzi o dziedziny takie, jak silniki, a z maszyn roboczych — dźwigi i pompy. W innych działach wykłady są dopiero zapoczątkowane w okresie powojennym.

d) Zakłady naukowo-badawcze skupiają się w Głównym Instytucie Mechaniki i w biurach konstrukcyjnych przemysłowych. W różnych instytutach i biurach konstrukcyjnych rozpracowywane są następujące zagadnienia:

1. turbiny parowe i spalinowe w Instytucie Techniki Ciepłej;

2. dźwigi i przenośniki, maszyny budowlane, pompy i silniki wodne, części maszyn roboczych — w Instytucie Konstrukcji Mechanicznych oraz w Centralnych Biurach Konstrukcyjnych Maszynowych;

3. maszyny górnicze w CBK Maszyn Górniczych i Instytucie Węglowym;

4. aparatura chemiczna w CBK Nr 6 w Krakowie;

5. maszyny rolnicze w CBK Nr 5 w Poznaniu i w Instytucie Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa;

6. maszyny papiernicze w Biurze Konstrukcyjnym Fabryki Maszyn Papierniczych w Cieplicach;

7. maszyny włókiennicze w CBK Maszyn Włókienniczych w Łodzi;

e) Wielki rozwój centralnych biur konstrukcyjnych spowodował, że rozwój nauki w dziedzinie konstrukcji i technologii maszyn napędowych i roboczych stoi wyżej w przemyśle, niż na uczelniach. Nauka musi nadążyć za przemysłem. Przemysł w Polsce Ludowej ma poważne osiągnięcia w dziedzinie produkcji maszyn, które przed wojną albo wcale, albo w małym tylko zakresie były produkowane. Przed wojną tylko dźwigi i pompy posiadały produkcję na dostatecznym poziomie.

W Polsce Odrodzonej, w oparciu o opracowania konstrukcyjne Centralnych Biur Konstrukcyjnych, uruchomiono produkcję maszyn górniczych, aparatury chemicznej, niektórych maszyn budowlanych, maszyn papierniczych, włókienniczych i wielu typów maszyn rolniczych. Jest to wynikiem wielkiego wpływu socjalistycznej gospodarki planowej i socjalistycznej postawy do zagadnień mechanizacji pracy, według której, nie kalkulacja wyłącznie jest podstawą do stosowania mechanizacji pracy, lecz uwolnienie człowieka od ciężkiej pracy fizycznej, a przez przyspieszenie procesów produkcyjnych, zdobycie nowych sił roboczych i przyspieszenie realizacji planów gospodarczych.

f) Pomimo tych niewątpliwych osiągnięć należy stwierdzić, że omawiany poziom wiedzy obejmuje bardzo mały zasięg ludzi fachowych.

W poszczególnych działach maszyn ilczę osób zdolnych do samodzielnego rozwiązywania zagadnień wynosi 5÷25. Zagadnienie szkolenia kadr staje się tu sprawą podstawową.

3. Powiązanie z planami gospodarczymi

Poszczególne Grupy Problemowe postawiły sobie za zadanie stwierdzić, jakie rozmiary reprezentuje dane zagadnienie w gospodarce narodowej i jakie jest powiązanie tego problemu z planami gospodarczymi Państwa. Całość zagadnienia budowy maszyn reprezentuje około 40% produkcji przemysłu metalowego, wytwarzającego dobra inwestycyjne. Pozostałe 60% tego przemysłu obejmują środki transportu dalekiego, obrabiarki i wyroby masowe.

Wszystkie zagadnienia naukowe są z reguły powiązane z planami gospodarczymi. Prace instytutów naukowo-badawczych służą wyłącznie gospodarce planowej. Przedmioty na uczelniach wykładają w większości wypadków ludzi z przemysłu i dostosowują wykłady do potrzeb przemysłu.

4. Wytknięcie kierunku nauki w dziedzinie budowy maszyn napędowych i roboczych

W opraciu o socjalistyczną metodę planowania i przy zastosowaniu marksistowskiej metodologii należy:

a) W dziale literatury technicznej opracować dla każdej grupy nauk objętych przez Podsekcję w pierwszej kolejności:

1. podręcznik na poziomie technika eksploatatora, wystarczający dla użytkowników i dla szkolenia na poziomie licealnym;
2. podręcznik na poziomie inżyniera-konstruktora, dla konstruktorów w przemyśle i dla studentów szkół wyższych. Wytypowano w niektórych grupach zespoły pracowników naukowych, które opracują podręczniki, oraz wytypowano dzieła do tłumaczeń.

b) Prace naukowo-badawcze instytutów uczelnianych i przemysłowych oprócz o plan badań powiązany z potrzebami przemysłu. Wobec istniejącego już planowania w instytutach naukowo-badawczych przemysłowych, wytypowano w poszczególnych grupach szereg zagadnień, które powinny być włączone do planu prac.

c) Rozwój konstrukcji maszyn napędowych i roboczych oprócz o socjalistyczny punkt widzenia na mechanizację, zmierzający do przyspieszenia procesów produkcyjnych, zwiększenia wydajności, stosowania szarmonizowanych zespołów maszyn, budowy coraz większych jednostek, łączenia różnych procesów w jednej maszynie, przejścia z procesów przerywanych na proces ciągły, oraz dążyć do pełnej automatyzacji.

d) W organizacji produkcji przyjęć zasadę: „budować maszyny robocze z normalnych elementów i zespołów“. W poszczególnych opracowaniach podkreślono wielkie znaczenie normalizacji, oraz uruchomienia produkcji normalnych elementów i zespołów, z których będą następnie montowane całe maszyny robocze. Pozwoli to na zwiększenie serii i przejście z produkcji małoseryjnej na wielkoseryjną.

e) Dla szkolenia fachowców na poziomie inżynierskim utworzyć na wszystkich uczelniach zespoły katedr maszyn roboczych, oraz utworzyć na jednej z uczelni Wydział Budowy Aparatury Chemicznej. W poszczególnych grupach ustalono metody szkolenia fachowców przez szkoły, uczelnie wyższe, kursy, kongresy, konferencje, wyjazdy zagraniczne, szkolenie w instytutach naukowo-badawczych i w przemyśle.

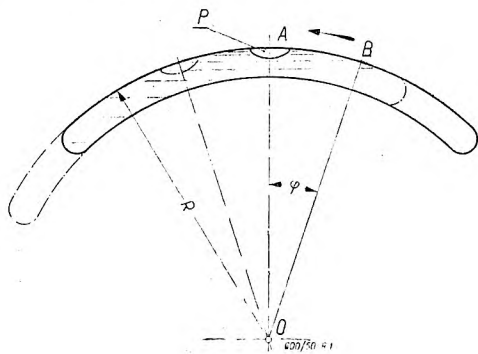
○ poziomnicy i jej zastosowaniu do pomiaru płytek wzorcowych

Mgr STANISŁAW BĄK

1. Poziomnica (libelka) i jej własności

Poziomnica (libelka) jest, jak wiadomo, przyrządem mierniczym, którego zasadniczą częścią składową jest szlifowana wewnątrz rurka szklana o ściśle stałej krzywiznie.

Rurka ta zamknięta z obydwu stron, jest wypełniona najczęściej alkoholem względnie eterem, z pozostawieniem niewielkiej przestrzeni na powietrze i pary cieczy. Pary cieczy, zamknięte w rurce, zajmują najwyższe położenie, lokalizując się, z uwagi na krzywiznę rurki, w najbardziej wzniesionym miejscu w postaci pęcherza P (rys. 1).



Rys. 1.

Obrót rurki o kąt φ (w kierunku wskazanym strzałką na rys. 1) uwidoczni się jako przesunięcie się pęcherza P z położenia A do położenia B .

Między wielkością \widehat{AB} przesunięcia pęcherza oraz promieniem R krzywizny i kątem obrotu φ istnieje zależność:

$$\widehat{AB} = R \cdot \varphi, \text{ (jeśli } \varphi \text{ w radianach)} \quad [1]$$

lub:

$$\widehat{AB} = \frac{R \cdot \varphi}{206265}, \text{ (gdy } \varphi \text{ w sek. ką.)} \quad [2]$$

Jak widać ze wzorów [1] i [2] wielkość \widehat{AB} , przesunięcia pęcherza P , jest wprost proporcjonalna do wielkości promienia krzywizny poziomnicy.

Przełożeniem poziomnicy nazywamy wielkość przesunięcia pęcherza, przypadającą na jednostkę kąta obrotu poziomnicy.

Wobec [1] i [2] przełożenie poziomnicy wyrażają wzory:

$$C = \frac{\widehat{AB}}{\varphi} = R \text{ (} \varphi \text{ w radianach)} \quad [3]$$

lub:

$$C = \frac{\widehat{AB}}{\varphi} = \frac{R}{206265} \text{ (} \varphi \text{ w sek. ką.)} \quad [4]$$

Jak widać, przełożenie poziomnicy można dowolnie dobierać przez dobór odpowiedniego promienia krzywizny rurki.

Chcąc na przykład uzyskać przełożenie poziomnicy: $C = 1$ mm/sek. ką., należy zastosować rurkę o promieniu: $R = 206265$ mm ≈ 206 m.

Teoretycznie biorąc, można zatem uzyskać nieograniczenie wielkie przełożenie zwiększając odpowiednio promień rurki. Jednakże praktycznie wielkość przełożenia ograniczona jest nieuniknionymi błędami mechanizmu (luzy itp.).

2. Zastosowanie poziomnicy do pomiaru płytek wzorcowych

Ze względu na możliwość uzyskania wielkiego przełożenia, poziomnicę można wykorzystać do pomiaru płytek wzorcowych metodą porównawczą.

Przypuśćmy, że z poziomnicą połączyliśmy sztywno końcówki kuliste: K_1 i K_2 przy pomocy obudowy A , na której umieszczona została podziałka (rys. 2).

Początkowo przyrząd ustawiamy na stolek M , przy czym pęcherz P zajmuje położenie, dające odczytanie a na podziałce S .

Następnie na stoliku mierniczym M ustawiamy płytki wzorcowe: W — o znanym wymiarze, oraz X — o wymiarze mierzonym, po czym przyrząd stawiamy na górnych powierzchniach mierniczych tych płytek, jak to wskazuje rys. 2.

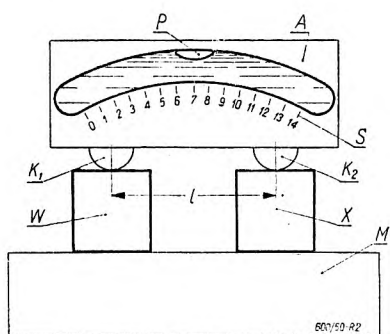
Mieć będzie miejsce jedna z trzech alternatyw:

1) w ustawieniu drugim, pęcherz zajmuje położenie takie, jak w ustawieniu pierwszym. Oznacza to, że płytki: W i X są równej wysokości;

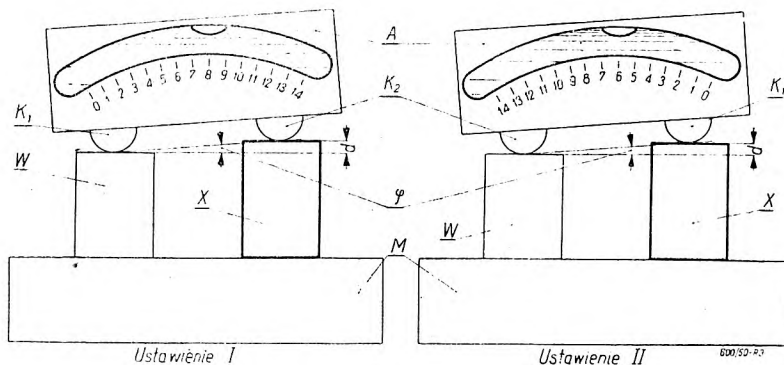
2) pęcherz P przesunie się w prawo (w kierunku płytki X). Oznacza to, że płytka X jest wyższa od płytki W ;

3) pęcherz P przesunie się w lewo, co oznacza, że płytka wzorcowca W jest wyższa od płytki wzorcowej X .

Znając wartość działki elementarnej podziałki S , z różnicy odczytań kolejnych położzeń pęcherza możemy wnioskować o różnicy wysokości płytek wzorcowych W i X .



Rys. 2.



Rys. 3.

Przy niewielkich różnicach wysokości płytek wzorcowych W i X ma miejsce zależność

$$d = l \cdot \varphi \quad [5]$$

gdzie: d — różnica wymiarowa płytek W i X ,
 l — odległość końcówek kulistych K_1 i K_2 ,

φ — kąt obrotu poziomnicy (w radianach).

Z wzorów [1] i [5] mamy: $d = \frac{l}{R} \cdot \widehat{AB}$, [6]

z czego wynika, że różnica wysokości d może być mierzona przesunięciem \widehat{AB} pęcherza. Wzór [6] należy też przedstawić w postaci

$$R = \frac{\widehat{AB} \cdot l}{d}. \quad [7]$$

Jeżeli chcemy, aby różnica wysokości płytek wzorcowych W i X wynosząca: $d = 0,1 \mu$ spowodowała przesunięcie pęcherza równe $\widehat{AB} = 0,5$ mm przy $l = 18$ mm, to z wzoru [7] otrzymamy:

$$R = \frac{0,5 \cdot 18}{0,0001} = 90000 \text{ mm} = 90 \text{ m.}$$

Promień krzywizny poziomnicy powinien wynosić $R = 90$ m.

Odpowiada to jej przełożeniu:

$$C = \frac{90000}{206265} \text{ mm/sek kąt.} \approx 0,44 \text{ mm/sek}$$

kąt.

Dokładność pomiaru płytek wzorcowych przy użyciu powyższego urządzenia można zwiększyć, stosując następującą modyfikację poprzedniej metody pomiarowej:

Na dokładnie poziomym stoliku mierniczym ustawiamy, jak poprzednio, płytki wzorcowe W i X przy czym zakładamy, że płytka W jest niższa od płytki X (rys. 3).

Przyrząd ustawiamy na górnych powierzchniach mierniczych płytek, kolejno w dwóch położeniach:

I. W położeniu pierwszym końcówka K_1 spoczywa na płytce wzorcowej W , końcówka K_2 na płytce wzorcowej X . Odpowiednie położenie pęcherza wynosi a_1 .

II. W położeniu drugim przyrząd jest obrócony względem poprzedniego o 180° , tj. końcówka K_2 spoczywa na płytce wzorcowej W , zaś końcówka K_1 na płytce mierzonej X .

Odpowiednie położenie pęcherza wynosi a_2 .

Oznaczmy przez a_0 odczytanie, które uzyskaliśmy, ustawiając przyrząd bezpośrednio na stoliku mierniczym M .

W pierwszym przypadku miarą różnicy wysokości płytek jest $a_1 - a_0$, w drugim $a_0 - a_2$.

Średnia wartość tych dwóch wartości, którą przyjmujemy za miarę różnicy wysokości płytek wzorcowych W i X , jest¹⁾

$$\frac{(a_1 - a_2)}{2}.$$

Rozumowanie powyższe jest oczywiście słuszne jedynie pod warunkiem, że odczytanie a_0 w ustawieniu II (rys. 3) jest takie samo, jak odczytanie a_0 w ustawieniu I, co pociąga za sobą konieczność dokładnego spoziomowania stolika mierniczego M .

¹⁾ Równocześnie powinno być $\frac{a_1 + a_2}{2} = a_0$

Ze względów praktycznych celowym jest zastosowanie podziałki o zwiększonej dwukrotnie wartości działki elementarnej, w stosunku do wartości działki przy pojedynczym odczytywaniu. Jednocześnie podziałka powinna być wywzorcowana w jednostkach pomiaru płytek wzorcowych. Wtedy różnica odczytań $a_1 - a_2$ jest bezpośrednio miarą różnicy wysokości płytek wzorcowych W i X .

Wysokość płytki wzorcowej X wylicza się zatem według wzoru:

$$L = L_w + a_1 - a_2 \quad [8]$$

gdzie: L — wysokość płytki X , L_w — wysokość płytki W .

W przypadku, gdy ustawienia stosujemy w porządku podanym wyżej (rys. 3), a podziałka przyrządu jest wywzorcowana w ten sposób, że jej początek jest od strony końcówki K_1 , a koniec od strony końcówki K_2 , wówczas wzór [8] wyznacza miarę wysokości płytki wzorcowej X z uwzględnieniem znaku różnicy odczytań $a_1 - a_2$, tzn. wzór jest słuszny niezależnie od tego czy wyższa płytka znajduje się po prawej czy po lewej stronie.

W przypadku rozpatrywanym wyżej, tj. przy założeniu, że stosujemy poziomnicę o promieniu $R = 90$ m należy zastosować podziałkę S o długości działki elementarnej 1 mm, i wartości teje działki $0,1 \mu$.

3. Charakterystyka czujnika libelkowego f-my „Matrix“

Jednym z bardziej znanych przyrządów mierniczych tego typu jest tzw. czujnik libelkowy angielskiej f-my „Matrix“.

Wygląd tego przyrządu przedstawia rys. 4.

Modyfikacją jego w stosunku do wyżej opisanej metody jest szczegół, że dla uzyskania odczytań a_1 i a_2 , obracamy nie ramię R z poziomnicą, lecz stolik mierniczy, zaopatrzony do tego celu, jak widać na rysunku, w specjalną dźwignię D .

Podziałka S znajduje się w prawej części ramienia R .

Celem umożliwienia dokładniejszego odczytywania położenia pęcherza, obraz jego jest rzucony za pomocą lusterka na tło podziałki S .

Z uwagi na to, że w czujniku tym przejście z położenia I do położenia II (porównaj rys. 3) uzyskuje się przez obrót stolika mierniczego M , wymagane jest, dla zachowania jednakowego odczytania a_0 w obydwu ustawieniach, aby oś obrotu stolika była dokładnie prostopadła do jego płaszczyzny mierniczej.

Poziomowanie stolika M , jak widać, nie jest konieczne.

W przypadku, gdy prostopadłość płaszczyzny mierniczej stolika do jego osi obrotu nie jest zachowana, odpowiednią stałą poprawkę wyznaczamy w sposób podany poniżej.

Ustawiamy końcówki K_1 i K_2 przyrządu na stoliku mierniczym w położeniu I (rys. 3), uzyskując odczytanie a_3 . W położeniu II (rys. 3) podobnie odczytujemy a_4 , przy czym $a_3 \neq a_4$, jeśli istnieje nieprostokątność płaszczyzny mierniczej stolika do jego osi obrotu, zaś $a_3 = a_4$, w przypadku przeciwnym.

W przypadku ustawienia końcówki K_1 i K_2 na powierzchniach mierniczych płytek wzorcowych W i X , miarą obrotu poziomnicy o kąt φ w położeniu I (rys. 3) jest różnica odczytań $a_1 - a_3$, zaś w położeniu II — różnica odczytań $a_4 - a_2$.

Stąd: $d = a_1 - a_3 + a_4 - a_2$;
zatem:

$$L = L_w + a_1 - a_2 + (a_4 - a_3) \quad [9]$$

Wzór [9] wyznacza wymiar płytki mierzonej z uwzględnieniem poprawki na nieprostokątność stolika do jego osi obrotu.

4. Charakterystyka dokładności pomiaru

Dokładność pomiarów przy użyciu czujnika libelkowego zgodnie z wzorem [9]²⁾ charakteryzuje wzór:

$$\Delta L = \pm [|\Delta L_w| + \Delta a_1 + |\Delta a_2| + |\Delta a_3| + |\Delta a_4| + \Delta |a_1 - a_2| + \Delta |a_3 - a_4| + (\Delta t_1 + 11,5 \Delta t_2) \cdot 10^{-6} \cdot L] \quad [10]$$

gdzie: L_w — granice, w jakich jest zawarty błąd użytego wzorca normalnego;

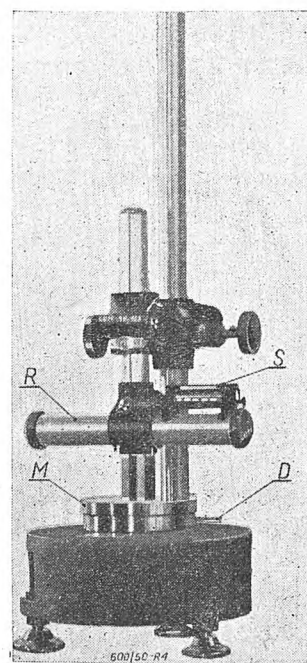
a_i — granice błędów związanych z odczytaniem;

$\Delta(a_i - a_j)$ przy $i = 1, 2, 3, 4, \dots$ $j = 1, 2, 3, 4, \dots$ — granice błędów podziałki na długości odpowiadającej różnicy odczytań $a_i - a_j$;

Δt_1 — granice, w jakich są zawarte odchylenia temperatury pomiaru od temperatury odniesienia, tj. 20 °C;

Δt_2 — granice, w jakich jest zawarta różnica temperatury porównywanych płytek wzorcowych.

²⁾ W założeniu, że dokładność ta charakteryzuje się sumą maksymalnych błędów składowych.



Rys. 4.

Siedliskiem błędów a_i ($i = 1, 2, 3, 4$) jest:

1) obudowa A poziomnicy oraz końcówek kulistych K_1 i K_2 ,

2) stolik mierniczy M .

Źródłem błędów w obudowie A mogą być:

1a) luzy i odkształcenia sprężyste w mocowaniach poziomnicy oraz końcówek kulistych K_1 i K_2 ,

1b) luzy między kolumną i prowadnicą obudowy poziomnicy,

1c) błąd odczytania na podziałce.

Źródłem błędów w stoliku mierniczym mogą być:

2a) nieprostokątność płaszczyzny mierniczej stolika do jego osi obrotu,

2b) luzy w osadzeniu stolika.

Z wymienionych błędów, nieprostokątność może być wyeliminowana przez stosowanie odpowiedniej poprawki, pozostałe zaś mają bezpośredni wpływ na zmienność wskazań.

A. Błędy odczytań

Zamieszczona poniżej tablica I podaje przykładowo 20 powtarzanych odczytań a_3 oraz a_4 .

Z rozważań powyższych wynika, że dokładność opisanego czujnika libelkowego charakteryzuje błąd maksymalny: $\pm \sum_{i=1}^{i=4} \Delta a_i = \pm 0,12$.

Z wielkości tego błędu wnioskujemy, że czujnik libelkowy nadaje się do pomiaru płytek wzorcowych klasy III (lub niższej) przez porównanie z płytkami wzorcowymi klasy II, jako wzorców kontrolnych z uwzględnieniem ich poprawek wg świadectwa.

B. Błędy płytek wzorcowych normalnych

Błędy dopuszczalne dla płytek wzorcowych klasy II wyznacza się wg wzoru:

$$L_w = \pm (0,08 + 2 \cdot 10^{-6}L). \quad [11]$$

Błędy te dla częściej spotykanych wymiarów płytek wzorcowych podajemy w tablicy II.

C. Błędy spowodowane odczytaniami temperatury

Dla płytek wzorcowych klasy III:

$$t_1 = \pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_2 = \pm 0,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

TABLICA I.

(μ)

a_3	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	1,00	1,01	0,99	0,98	1,00	1,01	0,99	1,01	0,99	1,03	1,00	0,99	0,09
a_4	1,10	1,07	1,07	1,06	1,05	1,07	1,05	1,07	1,09	1,09	1,10	1,10	1,08	1,08	1,11	1,11	1,10	1,08	1,09	1,09
$a_4 - a_3$	0,12	0,10	0,09	0,09	0,07	0,10	0,07	0,07	0,08	0,10	0,12	0,10	0,07	0,09	0,10	0,12	0,08	0,10	0,09	0,10

Maximalna zmienność wskazań a_3 wynosi: $1,03 - 0,97 = 0,06$. Podobnie maximalna zmienność wskazań a_4 wynosi 0,06. Wobec tego, że błędy a_i ($i = 1, 2, 3, 4$) są wynikiem tych samych źródeł, można przyjąć:

$$a_1 = a_2 = a_3 = a_4 = \pm 0,03.$$

Różnica odczytań: $a_4 - a_3$ wskazuje (tablica I) na istnienie błędu systematycznego, związanego z nieprostokątnością płaszczyzny stolika do jego osi obrotu.

Zatem maximalna wartość członu temperaturowego wzoru [9] wynosi:³⁾

$$B = (|\Delta t_1| + 11,5 |\Delta t_2|) 10^{-6}L = 0,00215 L \quad [12]$$

Otrzymane wyniki zestawiamy w tablicy II charakteryzującej maksymalny błąd z jakim trzeba się liczyć przy pomiarach czujnikiem libelkowym z uwzględnieniem możliwych błędów wzorca normalnego i wpływu temperatury.

Z tablicy II wynika, że dokładność pomiarów przy użyciu czujnika libelkowego waha się

TABLICA II.

(μ)

L (mm)	1	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$ \Delta L_w $	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,12	0,28
$\sum_{i=1}^{i=4} \Delta a_i $	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,26	0,12
B	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19	0,21
$ \Delta l $	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,32	0,37	0,41	0,45	0,49	0,53	0,57	0,61

Oдноśna poprawka, obliczona jako średnia arytmetyczna z tablicy I wynosi 0,093.

Źródłem błędów: $\Delta(a_1 - a_2)$ i $\Delta(a_3 - a_4)$ może być jedynie podziałka. Wpływ tych błędów na błąd ΔL można pominąć jako nie istotny, biorąc pod uwagę, że 1 mm podziałki odpowiada 0,01 μ .

w granicach: $\Delta L = \pm 0,2 \mu \div \pm 0,6 \mu$, zależnie od długości mierzonego wymiaru. Dominujący wpływ na tę dokładność posiada błąd dopusz-

³⁾ Patrz artykuł inż. A. Tomaszewskiego pt. „Wpływ temperatury na dokładność pomiarów płytek wzorcowych”, Przegląd Mechaniczny, zeszyt 7—8, lipiec-sierpień 1950 r.

czalny ΔL_w używanego do pomiaru porównawczego wzorca normalnego. Błąd ten, jak widać z tablicy, stanowi około 50% błędu ΔL .

Wiersz trzeciej tablicy charakteryzuje wpływ błędu temperatury na dokładność pomiarów. Wpływ ten odgrywa minimalną rolę dla wymiarów małych, a wzrasta szybko ze wzrostem wymiaru mierzonego. Dla wymiaru $L = 100$ mm osiąga już wartość ponad 30% wartości błędu

ΔL . Zwiększenie zatem dokładności pomiaru płytek wzorcowych przy użyciu czujnika libelkowego osiągnąć można (zwłaszcza dla wymiarów większych) przez:

- 1) użycie dokładniejszych wzorców normalnych,
- 2) stworzenie warunków pomiarowych, zwiększających stabilizację odpowiedniej temperatury.

Obróbka szybkościowa materiałów trudnoobrabialnych

inż-mech. JANUSZ HAMAN

Omówienie ogólne stali trudnoobrabialnych — Praca skrawania oraz temperatura narzędzia, materiału obrabianego i wióra. — Czynniki wpływające na temperaturę skrawania. — Zużycie narzędzia. — Geometria narzędzia. — Chłodzenie narzędzia w czasie pracy.

Wstęp

Do niedawna jeszcze, mimo, że cały szereg metali i stopów był już obrabiany szybkościowo, pozostawały dwie grupy materiałów konstrukcyjnych szeroko w przemyśle stosowanych, przy obróbce których próby podwyższenia szybkości skrawania nie dawały pozytywnych wyników.

Pierwszą z nich stanowiły hartowane stale węglowe i stopowe o twardości powyżej 50 H_{RC} , drugą-dużą grupa stali wysokostopowych, stale żaroodporne, kwasoodporne, pancerne itd.

Większość tych stali posiada strukturę martenzytyczną lub austenityczną. Wysoki procent składników stopowych w tych stalach, decydujący o zachowaniu struktury austenitycznej w temperaturze pokojowej powoduje dużą twardość i wytrzymałość, złe przewodnictwo ciepła oraz dużą ilość węglików, powodujących szybkie ścieranie się narzędzia. W przypadku skrawania stali hartowanych, analogiczną rolę odgrywa struktura martenzytyczna stali.

Ogólnie zaliczamy te stale do grupy trudnoobrabialnych, gdyż opory skrawania są bardzo duże, zużycie narzędzi wielkie, zaś wydajność skrawania znikomo mała. Dotychczasowe metody obróbki pozwalały na skrawanie materiałów grupy austenitycznej z szybkością rzędu: 8 ÷ 20 m/min nożem ze stali szybko tnącej, oraz 20 ÷ 50 m/min nożem z nakładką z węglików spiekanych.

Podczas obróbki stali hartowanych szybkości te były jeszcze mniejsze, przy czym raczej uciekano się do obróbki szlifowaniem.

Badania naukowe prowadzone w ZSRR od roku 1935 spowodowały poważne pogłębienie wiadomości o zjawiskach i zmianach zachodzących podczas skrawania w materiale obrabianym i narzędziu, oraz pozwoliły na opracowanie geometrii ostrza i metod skrawania, które umożliwiają wydajną obróbkę materiałów dotychczas uważanych za trudnoobrabialne, lub wogóle niemożliwe do obróbki narzędziem metalowym.

Ustalono optymalne warunki skrawania i geometrię narzędzia w przypadku toczenia, wiercenia, rozwiercania, frezowania, przeciągania i nacinania gwintu, przy czym szczególną uwagę położono na narzędzia zaopatrzone w płytki z węglików spiekanych produkcji radzieckiej a w szczególności WK8, T15K6, T5K10.

1. Rozważania podstawowe

Praca skrawania zamienia się na ciepło (w 85%), powodując wzrost temperatury narzędzia, materiału obrabianego i wióra. Stwierdzono przy tym, że wydzielanie i odprowadzanie ciepła nie jest jednakowe we wszystkich punktach ostrza; na skutek tego występuje nierównomierny rozkład temperatur. Określanie więc procesu skrawania przy pomocy tzw. *temperatury skrawania*, będącej wartością średnią, ukrywa jedynie właściwą istotę zjawisk fizycznych, zachodzących w czasie skrawania. W procesie szybkościowego skrawania w strefie tworzenia się wióra, temperatura waha się w granicach 500 ÷ 800° C, natomiast temperatura na powierzchni natarcia może dochodzić do 1100 ÷ 1300° C, przy czym na tę ostatnią wywiera wybitnie silny wpływ twardość obrabianego materiału.

Podwyższona temperatura materiału obrabianego w procesie skrawania powoduje obniżenie się własności wytrzymałościowych materiału skrawanego, a co za tym idzie polepszenie jego obrabialności. Jednocześnie jednak występuje zmiękczenie i obniżenie się własności wytrzymałościowych ostrza. Należy zatem, przy projektowaniu warunków skrawania, starać się jak najlepiej wykorzystać powstające ciepło tzn. zachować ostrze dostatecznie wytrzymałe, przy obniżonej wytrzymałości materiału obrabianego. Badania przeprowadzone w ZSRR dowiodły, że zasadnicze znaczenie posiadają temperatury na powierzchniach przyłożenia

Zmiany kąta natarcia pociągają za sobą zmiany stopnia deformacji metalu obrabianego i kierunku powierzchni izotermicznych od strony płaszczyzny natarcia. Wspomiane trzy czynniki określają stopień deformacji metalu i zakres, który deformacja ta obejmuje. Potwierdza to fakt, że kąta ścinania nie zmienia się przy zmianie kąta natarcia, jeśli tylko we właściwy sposób zostanie zmieniona jednocześnie szybkość skrawania. Znana wartość współczynnika spęczania wióra pozwala określić czas, w jakim warstwa skrawana poddana była deformacji.

3. Zużycie narzędzia i trwałość ostrza

W czasie pracy ostrza przy skrawaniu stali zahartowanych lub źle obrabialnych stwierdzono, że przy małych szybkościach skrawania, zużycie następuje jedynie na powierzchni przyłożenia, zaś przy wzroście szybkości, zarówno na powierzchni przyłożenia jak i na powierzchni natarcia. Przy znacznym podwyższeniu szybkości skrawania następuje wykruszenie się ostrza. Ogólnie można powiedzieć, że trwałość ostrza rośnie w miarę wzrostu szybkości skrawania, aż do pewnej granicy, a następnie gwałtownie spada, na skutek — jak wspomniano wykruszania się krawędzi tnącej. Szybkość optymalna spada bardzo gwałtownie ze wzrostem posuwu. Przyczyną wykruszania się ostrza jest szybkie wycieranie się żłobka i wzrost rzeczywistego kąta natarcia, a zatem zmniejszenie wytrzymałości ostrza.

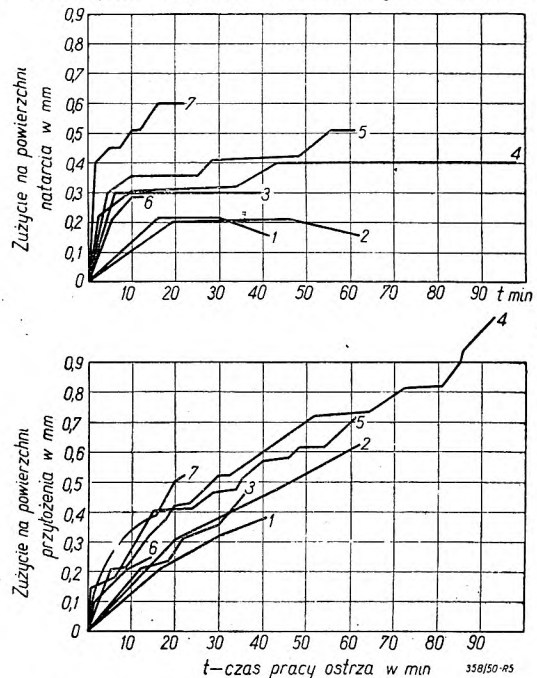
Biorąc pod uwagę drgania, jakie powstają w czasie pracy, musimy stwierdzić, że ostrze znajduje się pod działaniem zmiennych naprężeń ścinających i zginających, co jeszcze podwyższa prawdopodobieństwo wykruszenia go. Podwyższenie trwałości ostrza byłoby więc zależne od stworzenia takich warunków, przy których tworzyłby się żłobek o małej głębokości i małej szerokości, a zatem o małym rzeczywistym kącie natarcia, a ponadto wiór dostatecznie plastyczny i miękki w całej objętości. Ostrze nie byłoby wtedy narażone na duże siły zginające i zużycie byłoby uwarunkowane jedynie odpornością spieku na ścieranie. Jak już poprzednio wspomniano, warunki te można stworzyć przez dobór właściwych wartości szybkości skrawania, grubości warstwy skrawanej i kąta natarcia.

Prowadzone w ZSRR badania wykazały, że przy skrawaniu stali typu austenitycznego EJ 69 z szybkością $200 \div 300$ m/min i przy bardzo małym posuwie — $0,04 \div 0,08$ mm/obr., okres trwałości ostrza ze spieku T15K6 sięgał 90 min przy maksymalnym starciu na płaszczyźnie przyłożenia 1 mm. Podczas tych badań nie stwierdzono wykruszenia się ostrza, żłobek zaczynał się od samej krawędzi tnącej i nie zmienił wymiarów i kształtu.

Zależność między posuwem, szybkością skrawania i zużyciem ilustruje rys. 5, z którego widać, że wpływ posuwu na zużycie powierzchni przyłożenia jest bardzo niezna-

czny, w przeciwieństwie do wpływu posuwu na zużycie powierzchni natarcia, gdzie ze wzrostem posuwu zużycie szybko rośnie. Charakterystyczne są krzywe dla najmniejszych wartości posuwu, z których widać, że zużycie na powierzchni natarcia nie postępuje w czasie pracy.

Udało się stwierdzić również, że przy małych wartościach posuwu jednoczesne ścieranie się obu płaszczyzn powoduje tylko nieznaczne zmiany kształtu ostrza, a jedynie żłobek przesuwają się w dół. Kąt natarcia, który wynosił początkowo -6° doszedł do wartości $+6^\circ$; i dalej nie ulega zmianie. Przy dużych posuwach powstał żłobek szeroki i odsunięty od krawędzi tnącej, wzrost kąta natarcia był



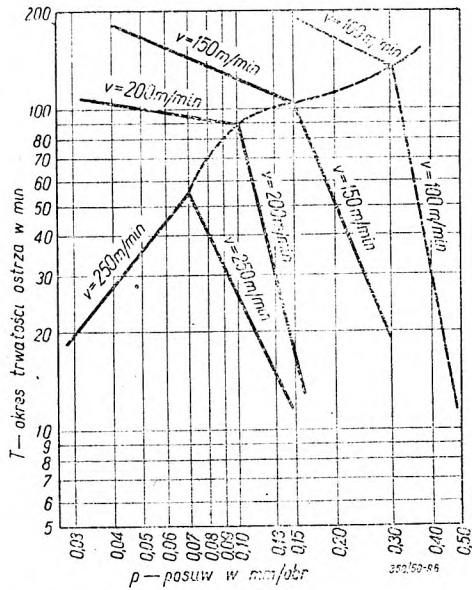
Rys. 5. Wykresy wzrostu zużycia noży na powierzchniach przyłożenia i natarcia: $v = 200$ m/min. $g = 2,5$ mm; 1 — $p = 0,033$ mm/obr, 2 — $p = 0,04$ mm/obr, 3 — $p = 0,062$ mm/obr, 4 — $p = 0,08$ mm/obr, 5 — $p = 0,1$ mm/obr, 6 — $p = 0,13$ mm/obr, 7 — $p = 0,156$ mm/obr.

silny, kształt ostrza powodował występowanie znacznych obciążeń zginających i ścinających tak, że niejednokrotnie wykruszanie się ostrza następowało w odległości 1 mm od krawędzi tnącej.

Przeprowadzenie badań w znacznym zakresie szybkości skrawania i posuwów pozwoliło na postawienie hipotezy dwóch zakresów warunków skrawania: a) zakresu o zużyciu ciągłym i b) zakresu w którym występuje wykruszanie krawędzi tnącej.

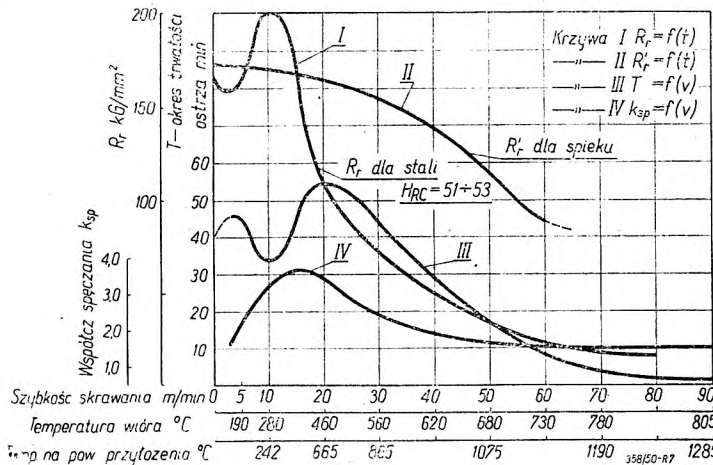
Na rys. 6 podano zależność trwałości ostrza od posuwu przy różnych szybkościach skrawania. Jak widać występuje tu przełom przy posuwie, nazwanym *posuwem krytycznym*. Przy posuwach mniejszych od krytycznych zachodzi ciągłe zużycie, przy większych, wykruszenie krawędzi tnącej. Tego rodzaju wykres dla tocznia i frezowania po raz pierwszy sporzą-

dzono w laboratorium M A T I. Jak z tego wynika, przy wyborze warunków skrawania nie należy przekraczać zakresu ciągłego zużycia, a więc należy stosować małe posuwy. Szybkość skrawania i posuw powinny być takie, by w zależności od obrabianego materiału zape-



Rys. 6. Zależność trwałości ostrza od posuwu przy różnych szybkościach skrawania ($g = 2,5 \text{ mm}$; $\alpha = 14^\circ$; $\kappa = 45^\circ$; $r = 0,6 \div 0,8 \text{ mm}$; kąt natarcia $\gamma_s = -6^\circ$; szerokość ścina $S_s = 1 \text{ mm}$).

wniały dostatecznie wysokie temperatury, a więc małe siły działające na ostrze, lecz nie powodowały szybkiego spadku wytrzymałości spieku. W tym wypadku temperatura wióra powinna wynosić od $500 \div 900^\circ \text{C}$.



Rys. 7. Zależność $T = F(v)$ przy obróbce stali specjalnej ($H_{RC} = 51 \div 53$). Prócz zasadniczej krzywej (III) naniesiono zmiany współczynnika spęcznienia w zależności od szybkości (IV) oraz R_r materiału skrawanego w zależności od temperatury (I) i R_r — spieku w zależności od temperatury (II).

Na rys. 7 pokazano szereg wykresów dla stali hartowanej o twardości $H_{RC} = 51 \div 53$, z których widać, że najmniejsza trwałość

ostrza wypada w pobliżu temperatury wióra 280°C , a więc w temperaturze wzrostu wytrzymałości materiału, zaś maksymalna przy temperaturze wióra 460°C i powierzchni przyłożenia 665°C tj. przy znacznym spadku wytrzymałości materiału obrabianego, a niewielkim stosunkowo spadku wytrzymałości ostrza. Spadek trwałości występujący przy temperaturze powierzchni przyłożenia 1000° jest wynikiem znacznego obniżenia odporności spieku na ścieranie. Podobne wykresy dają wytyczne co do zakresu temperatur, przy jakich powinno się pracować podczas obróbki stali trudnoobrabialnych.

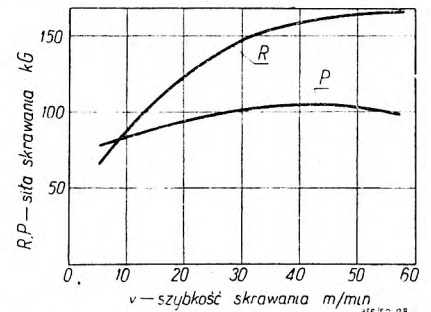
Niewielkie wartości szybkości skrawania na wykresie spowodowane są tym, że sporządzony on został dla bardzo twardej, zahartowanej stali. Jasne jest, że szybkości graniczne wahają się w zależności od materiału i dla materiałów bardziej miękkich mogą dochodzić do 200 m/min , jak to zachodzi np. przy stalach żaroodpornych.

Dla określenia trwałości ostrza przyjmuje się jako kryterium zużycia, starcie na płaszczyźnie przyłożenia o wysokości 1 mm . Przekraczać tej wartości nie należy, ze względu na silny wzrost siły promieniowej skrawania. W wypadku dokładniejszej obróbki zużycie dopuszcza się do ok. $0,5 \text{ mm}$.

4. Siły skrawania

Siły występujące na ostrzu narzędzia zmieniają się w czasie skrawania, z powodu postępującego stępienia w czasie pracy oraz występujących drgań.

Na rys. 8 przedstawiono krzywe zmian siły stycznej skrawania P i siły promieniowej R przy toczeniu zahartowanej stali o twardości



Rys. 8. Zmiana sił skrawania promieniowej R i stycznej P w zależności od szybkości skrawania przy obróbce zahartowanej stali $H_{RC} = 62 \div 65$.

$H_{RC} = 64$ z szybkościami od $10 \div 60 \text{ m/min}$. Z wykresu widać, że siła styczna P ze wzrostem szybkości rośnie bardzo nieznacznie, mimo że temperatura skrawania silnie wzrasta i w temperaturze $700 \div 900^\circ \text{C}$ materiał skrawany staje się bardzo plastyczny.

Siła R rośnie szybko ze wzrostem szybkości skrawania i dla materiałów bardzo twardych osiąga podwójną nieraz wartość sił P . W wy-

padku silnego starcia na płaszczyźnie przyłożenia stosunek R/P może wzrosnąć do trzech.

Opór właściwy skrawania jest bardzo znaczny i dla stali hartowanych o twardościach

$$H_{RC} = 62 \div 64; k_s = \frac{P}{F} = 600 \div 1000 \text{ kG/mm}^2.$$

Systematyczne badania doprowadziły do ustalenia wzoru, pozwalającego wyznaczyć siłę styczną: $P = 530 \cdot p^{0.61} \text{ KG}$, przy czym głębokość skrawania wynosiła 1 mm, a zakres posuwów $0,12 \div 0,6 \text{ mm}$.

5. Wydajność narzędzi

Przy wyborze spieku należy się kierować jego maksymalną wydajnością, która charakteryzuje się iloczynem posuwu p i szybkością skrawania v , tj. powierzchnią obrabianą w czasie jednej minuty:

$$M = 1000 v \cdot p \text{ mm}^2/\text{min}.$$

Badania nad skrawaniem austenitycznych stali stopowych, żaroodpornych, kwasoodpornych itp. były przeprowadzone spiekami T15K6, przy czym brak danych dotyczących innych gatunków spieków; natomiast badania nad obróbką stali hartowanych pozwalają stwierdzić, że spiek T15K6 dopuszcza szybkość skrawania o 25% wyższą niż T5K10 i o 30% wyższą niż WK8. Jednak na skutek tego, że wytrzymałość spieku WK8 jest dwukrotnie wyższa niż poprzednich, a zatem i posuw może być większy, iloczyn $M = 1000 v \cdot p$ dla spieku WK8 jest niemal o 100% wyższy niż dla T15K6, to znaczy, że wydajność spieku WK8 przy obróbce stali o twardości ok. 60 H_{RC} jest dwukrotnie wyższa, niż spieku T15K6.

6. Geometria narzędzia

Przy projektowaniu narzędzi do obróbki materiałów trudnoobrabialnych należy przyjąć taki kształt ostrza, który zapewni optymalne warunki skrawania. Dotychczasowe doświadczenia wykazały, że najwłaściwsza jest geometria ostrza, podana w tablicy I.

TABLICA I.

Najwłaściwsza geometria ostrza narzędzia skrawającego

Twardość H_{RC} obr. stali	γ^0	α^0	κ^0	κ^0_1	r mm
41÷50	—10	12÷14	40	15	1÷1,5
51÷60	—10	12÷14	30	12	1÷1,5
61÷65	—15÷—20	12÷14	20÷25	10	1÷1,5

κ_1 — pomocniczy kąt przystawienia — r zaokrąglenia wierzchołka promień

7. Chłodzenie

Chłodzenie w czasie pracy nie zmienia charakteru procesu i stanu pola temperatur w strefie tworzenia się wióra. Lekkie chłodzenie

emulsją przy skrawaniu stali zahartowanych ułatwia łamanie się wióra na skutek hartowania go i zwiększa bezpieczeństwo obsługi. Natomiast przy skrawaniu stali austenitycznych wysokostopowych, chłodzenie jest zbędne, a nieraz nawet szkodliwe z powodu obniżania temperatury wióra.

8. Wnioski

Resumując, możemy stwierdzić że obróbka szybkościowa stali trudnoobrabialnych i zahartowanych, przy pomocy spieków produkcji radzieckiej, odbywa się zupełnie prawidłowo pod warunkiem właściwego wykorzystania ciepła powstającego w procesie skrawania. Ciepło to jest konieczne dla krótkotrwałego obniżenia własności mechanicznych materiału obrabianego w okresie tworzenia się wióra.

Przy wyborze warunków skrawania należy znać tylko twardość obrabianego materiału. Miarą doboru właściwych warunków jest temperatura wióra, która powinna wynosić $500^0 \div 800^0 \text{ C}$. Wyjątkowo dla stali żaroodpornych powinna ona być wyższa. Optymalna szybkość skrawania zależy od twardości materiału obrabianego i zastosowanego posuwu. W żadnym razie nie należy przechodzić do zakresu skrawania, w którym występuje wykruszanie krawędzi tnących. Należy raczej skrawać małym posuwem max ok. 0,15 mm/obr. i z większą szybkością. Szybkość ta dla stali austenitycznych wysokostopowych dochodzi do 250 m/min przy ostrzu ze spieku T15K6 zaś dla stali hartowanych o twardościach $H_{RC} = 40 \div 45$ waha się $10 \div 70 \text{ m/min}$ dla spieku WK8 i T5K10 $20 \div 120 \text{ m/min}$ dla spieku T15K6.

Ze względu na duże opory skrawania i zabezpieczenie przed drganiem, trzonki noży muszą posiadać duże przekroje.

Materiał po przeprowadzeniu obróbki w podany powyżej sposób nie zmienia swych wyjściowych własności mechanicznych. Na skutek dużej gładkości obrabianej powierzchni można uniknąć szlifowania i prowadzić obróbkę jednym przejściem narzędzia. Przy właściwym doborze warunków toczenia i geometrii ostrza można osiągnąć gładkość rzędu 6, 7 i 8 klasy (wg GOST 2789—45), a więc w granicach toczenia wykańczającego.

Wyniki przytoczonych badań zastosowano w szeregu radzieckich fabryk, produkujących elementy ze stali trudnoobrabialnych, z jak najlepszym rezultatem przy toczeniu, frezowaniu, przeciąganiu i innych rodzajach obróbki, zmniejszając znacznie koszty produkcji, drogą skrócenia czasu pracy, oszczędności narzędzi i wyeliminowania pewnych procesów technologicznych.

Na podstawie referatów *prof. A. I. Kasirina* i *dr A. Malkina*, wygłoszonych na moskiewskiej konferencji obróbki szybkościowej.

Tolerowanie wymiarów kątowych¹⁾

W przypadkach kojarzenia wymiarów kątowych z wymiarami długościowymi, oraz gdy odchyłki wymiarów kątowych wpływają na ważne konstrukcyjne wymiary części maszynowych, tolerancje wymiarów kątowych powinny być wyznaczone przez konstruktora i podane na rysunku.

Ponieważ normy nie podają żadnych materiałów w tej dziedzinie, poniższe wskazówki opracowane na podstawie norm stosowanych w szeregu zakładów budowy maszyn, mogą być pomocne przy wyznaczaniu tolerancji wymiarów kątowych.

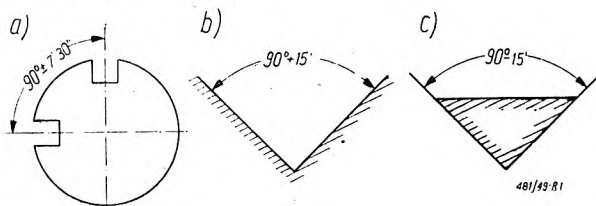
Zasadnicze wytyczne

Tolerancje rozdzielone są na cztery grupy — I, II, III i grupę IV swobodnych wymiarów kątowych.²⁾

Tolerancji I grupy (wyższej) nie normuje się, lecz wyznacza przez biura konstruktorskie w tych przypadkach kiedy tolerancje II grupy, ze względu na konstrukcyjne warunki, nie mogą zapewnić dostatecznej dokładności danej części maszynowej. Tolerancje II i III grupy podane są w tablicach I i II; tę lub inną grupę obiera się w zależności od wymaganej dokładności.

Tolerancje I, II i III grupy podaje się na rysunkach. Tolerancji IV grupy nie podaje się na rysunkach; są one niezależne od nominalnej wartości kąta A i powinny być utrzymane w granicach podanych w tablicy III.

Tolerancje wymiarów kątowych odnoszą się do pełnej wartości kąta A (rys. 2 i 3). Przy podawaniu na rysunku kąta równego $\frac{A}{2}$, wielkość tolerancji powinna być również dwukrotnie zmniejszona.



Rys. 1.

Pola tolerancji kątowych mogą być rozmieszczone symetrycznie lub jednostronnie. W pierwszym przypadku odchyłki kątowe, dodatnie i ujemne, równe są połowie tolerancji kątowej. Przy jednostronnym rozmieszczeniu — tolerancja powinna być skierowana w głąb ma-

¹⁾ Artykuł ten jest opracowany na podstawie przekładu dokonanego przez inż. J. Kowalskiego jednego z rozdziałów książki W. D. Miagkowa „Dopuski i посадки”, wydanej przez „Miaszgit” w 1948 r. Książka ta jest podręcznikiem przeznaczonym dla inżynierów konstruktorów i technologów. Ze względu na brak polskich norm w tej dziedzinie, tłumaczenie niniejszego rozdziału może w dużym stopniu pomóc naszym konstruktorom. To samo zagadnienie w innym ujęciu podane zostanie w zeszycie następnym (red.).

²⁾ Wymiarem swobodnym nazywa się ogólnie wymiar odnoszący się do powierzchni swobodnych, tj. nie stykających się z innymi współpracującymi częściami maszynowymi.

teriału; odchyłki kątowe równe pełnej wartości tolerancji, są wówczas dodatnie lub ujemne (rys. 1).

Przy wyznaczeniu tolerancji kątowych wg tablicy I i II należy wziąć pod uwagę wpływ zmiany kąta, na wymiary i warunki pracy danej części maszynowej, oraz na związek, jaki zachodzi między jej odchyłkami kątowymi i wymiarami długościowymi.

Tablice I i II przewidują trzy przypadki współzależności wymiaru kątowego A i wymiarów długościowych L :

przypadek 1 — gdy wymiary długościowe zmieniają się proporcjonalnie do $\operatorname{tg} \frac{A}{2}$

przypadek 2 — gdy wymiary długościowe zmieniają się proporcjonalnie do $\operatorname{ctg} \frac{A}{2}$

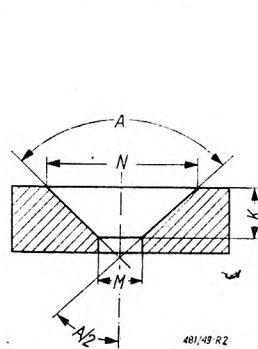
przypadek 3 — gdy wymiary długościowe zmieniają się proporcjonalnie do $\sin \frac{A}{2}$ lub do $\cos \frac{A}{2}$.

Przykład:

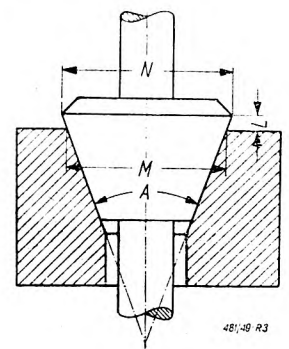
1. Wymiar $N - M = L$ na rys. 2, przy danej wartości wymiaru K jest proporcjonalny do $\operatorname{tg} \frac{A}{2}$ (rys. 2);

2. Wymiar L przy danych wymiarach M i N , jest proporcjonalny do $\operatorname{ctg} \frac{A}{2}$ (rys. 3);

3. Wymiar $N - M = L$ na rys. 4, przy danym wymiarze K jest proporcjonalny do $\sin \frac{A}{2}$.



Rys. 2.



Rys. 3.

Przy wyznaczaniu tolerancji kątów wg tablic I i II należy posługiwać się:

a) w pierwszym przypadku — obszarami nominalnych wartości kątów, podanych po

lewej stronie tablic (tg): np. tolerancja III grupy dla $L = 60$ mm, $A = 130^\circ$, wynosi $T = 8'$;

b) w drugim przypadku — obszarami nominalnych wartości kątów podanych po prawej stronie tablic (ctg): np. tolerancja III grupy dla $L = 100$ mm, $A = 50^\circ$, wynosi $T = 6'$;

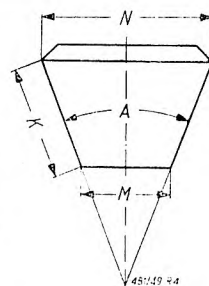
c) w trzecim przypadku — niezależnie od wielkości kąta A — pierwszym górnym wierszem tablic (sin): np. tolerancja III grupy dla $L = 150$ mm, i jakiegokolwiek wartości A , wynosi $T = 10'$.

Przy wyborze tolerancji II lub III grupy należy zasadniczo kierować się następującymi wytycznymi:

Tolerancje wg II grupy obiera się:

a) jeżeli tolerancje, zależnych od kąta A , długościowych wymiarów części maszynowych lub ich złożeń odpowiadają klasie dokładności 7/6;

b) w tych przypadkach gdy, niezależnie od powiązań wymiarów i ich klasy dokładności, zastosowanie III grupy tolerancji nie zapewnia dostatecznej dokładności wykonania.



Rys. 4.

TABLICA I. Tolerancje wymiarów kątów II grupy

tg $\frac{A}{2}$	Długość boku L kąta (mm)	Nominalny kąt A'								
		do 18	18 do 30	30 do 50	50 do 80	80 do 120	120 do 180	180 do 260	260 do 500	
		do 18	18 do 30	30 do 50	50 do 80	80 do 120	120 do 180	180 do 260	260 do 500	
sin $\frac{A}{2}$	0 ÷ 90	15'	10'	7'30"	5'	4'	3'30"	2'	1'30"	90 ÷ 180
	90 ÷ 120	10'	7'30"	5'	3'30"	2'30"	2'	1'30"	45"	60 ÷ 90
	120 ÷ 135	7'30"	5'	3'	2'30"	2'	1'30"	1'	45"	45 ÷ 60
	135 ÷ 150	5'	3'	2'30"	2'	1'30"	1'	45"	30"	30 ÷ 45
	150 ÷ 165	3'	2'30"	2'	1'30"	1'	45"	30"	20"	15 ÷ 30
	165 ÷ 180	1'30"	1'15"	1'	45"	45"	30"	20"	15"	0 ÷ 15
		do 18	18 do 30	30 do 50	50 do 80	80 do 120	120 do 180	180 do 260	260 do 500	
		włącznie 30	50	80	120	180	260	500		
										Nominalny kąt A''
										Długość boku L kąta (mm)
										ctg $\frac{A}{2}$

TABLICA II. Tolerancje wymiarów kątów III grupy

tg $\frac{A}{2}$	Długość boku L kąta (mm)	Nominalny kąt A''								
		do 18	18 do 30	30 do 50	50 do 80	80 do 120	120 do 180	180 do 260	260 do 500	
		do 18	18 do 30	30 do 50	50 do 80	80 do 120	120 do 180	180 do 260	260 do 500	
sin $\frac{A}{2}$	0 ÷ 90	40'	30'	20'	15'	12'	10'	6'	4'	90 ÷ 180
	90 ÷ 120	30'	20'	15'	10'	8'	6'	4'	2'	60 ÷ 90
	120 ÷ 135	20'	15'	10'	8'	6'	4'	3'	2'	45 ÷ 60
	135 ÷ 150	15'	10'	8'	6'	4'	3'	2'	1'30"	30 ÷ 45
	150 ÷ 165	10'	8'	6'	4'	3'	2'	1'30"	1'	15 ÷ 30
	165 ÷ 180	4'	3'	3'	2'	2'	1'30"	1'	45"	0 ÷ 15
		do 18	18 do 30	30 do 50	50 do 80	80 do 120	120 do 180	180 do 260	260 do 500	
		włącznie 30	50	80	120	180	260	500		
										Nominalny kąt A''
										Długość boku L kąta (mm)
										ctg $\frac{A}{2}$

TABLICA III. Odchyłki swobodnych wymiarów kątowych (dla kątów $1 \div 180^\circ$)

Długość obrabianego mniejszego boku kąta (mm)	do 6	6 do 10	10 do 18	18 do 30	30 do 60	60 do 80	80 do 120	120 do 180	180 do 260	260 do 500
Dopuszczalne odchyłki kątów ($''$)	± 3	$\pm 2\frac{1}{2}$	± 2	$\pm 1\frac{1}{2}$	± 1	$\pm \frac{3}{4}$	$\pm \frac{3}{4}$	$\pm \frac{1}{2}$	$\pm \frac{1}{3}$	$\pm \frac{1}{4}$
Dopuszczalne odchyłki wymiarów długościowych (mm)	± 0.2	± 0.3	± 0.4	± 0.5	± 0.5	± 0.7	± 1.0	± 1.0	± 1.5	± 2.0

U w a g a

1. W przypadku gdy mniejsza tworząca kąta posiada długość ponad 500 mm odchyłki kątowe przyjmuje się $\pm \frac{1}{4}''$.
2. W przypadku stosowania wymiarów kątowych sprawdzania dokonuje się uniwersalnym kątomierzem.
3. Dopuszczalne odchyłki wymiarów długościowych odpowiadają największemu luzowi między płaszczyzną sprawdzanego przedmiotu i płaszczyzną kontrolną; sprawdzenia przedmiotu dokonuje się przy pomocy wzorców kątowych lub kątowników o kącie 90° i szczelinmierzy.

Tolerancje III grupy obiera się:

a) jeżeli tolerancje, zależnych od kąta A , długościowych wymiarów części maszynowych lub ich złożeń odpowiadają klasom dokładności 8/7 i 9/8;

b) w tych przypadkach, gdy zastosowanie swobodnych wymiarów nie zapewnia dostatecznej dokładności wykonania.

W przypadkach trudności w wyborze grupy tolerancji, konstruktor powinien dokonać obliczenia dopuszczalnych odchyłek kątowych i otrzymany wynik zaokrąglić do wartości podanych w tablicy I lub II.

W miarę wzbogacania się doświadczenia w stosowaniu niniejszych wytycznych odnośnie wyznaczania tolerancji kątowych, korzystanie z tablic I do III znacznie się ułatwi.

Socjalistyczna budowa maszyn i wkład radzieckich uczonych w jej rozwój

Budowa maszyn stanowi jedną z podstawowych gałęzi przemysłu Związku Radzieckiego. *J. W. Stalin* osobiście udzielał konkretnych wskazań co do kierunku rozwoju budowy maszyn jako całości, oraz w odniesieniu do poszczególnych branż. W swym referacie na IV Zjeździe WKP(b) *J. W. Stalin*, omawiając zagadnienie budowy maszyn, powiedział: „Powinniśmy sprawę poprowadzić tak, aby pomysły i wysiłki były skierowane bezpośrednio ku przemianie naszego kraju z kraju importującego maszyny i urządzenia w kraj je produkujący”.

W rezultacie w najkrótszych terminach, w latach Stalinowskich przedwojennych pięciolatek, w Związku Radzieckim zbudowano setki nowych, wielkich zakładów przemysłu maszynowego.

Zakłady te wyposażone są w pierwszorzędne urządzenia, a wytwarzanie w nich jest oparte na przodującej nowoczesnej technologii. Do tych zakładów można odnieść słowa wypowiedziane przez *J. W. Stalina* na XVIII Zjeździe WKP(b): „U nas już nie ma, względnie prawie nie ma starych fabryk i ich zacofanej techniki, nie ma starych, chłopskich gospodarstw i ich przedpotopowych narzędzi. Podstawę naszego przemysłu i rolnictwa stanowi teraz nowa — współczesna technika. Można powiedzieć bez przesady, że z punktu widzenia nasycenia przemysłu i rolnictwa nową techniką, nasz

kraj okazuje się najbardziej przodującym w porównaniu z którymkolwiek innym krajem, gdzie stare urządzenia stanowią kulę u nóg w produkcji oraz hamują proces przenikania nowej techniki” („Zagadnienia leninizmu”).

Druga wojna światowa dobitnie wykazała dojrzałość przemysłu budowy maszyn w Związku Radzieckim, jego zdolność rozwiązywania najbardziej skomplikowanych zagadnień i to w najkrótszych terminach.

Z analizy ogólnego kierunku i tempa rozwoju w ZSRR, w latach Stalinowskich pięciolatek, najważniejszych gałęzi przemysłu budowy maszyn takich, jak produkcja obrabiarek, samolotów, samochodów, i ciągników, urządzeń energetycznych, urządzeń hutniczych i górniczych wynika, że z rozwojem poszczególnych kierunków budowy maszyn łączy się bezpośrednio zagadnienie ulepszania technologii budowy maszyn. Socjalistyczna forma organizacji gospodarki narodowej ZSRR, w której człowiek jest zainteresowany w ulepszeniu procesu wykonania, zapewnia szybkość przenikania nowej techniki, nowych i bardziej racjonalnych metod do wszystkich gałęzi wytwórczości. Podstawowym celem stosowania nowej techniki — to budować maszyny łatwiejsze do wytwarzania, bardziej ekonomiczne oraz takie, które zmniejszają wysiłek człowieka, sprowadzając jego rolę, w miarę możliwości, jedynie do kierowania maszyną.

Trudno jest wyliczyć dokładnie osiągnięcia z ubiegłych lat w zakresie racjonalizacji budowy maszyn. Należy zwrócić szczególną uwagę na obrabiarki agregatowe, które wykonują jednocześnie szereg operacji, zapewniają wysoką sprawność i wydajność, dają poważną oszczędność materiałów i zajmowanej powierzchni, oraz na kopiarki elektryczne, które umożliwiają obróbkę automatyczną powierzchni o dowolnym kształcie, w zależności od przyjętego wzorca.

Wprowadzenie elektrycznego i hydraulicznego sterowania dało bodziec do rozwoju w niektórych wypadkach częściowej, w innych całkowicie, automatyzacji wielu obrabiarek. W zakładach wytwórczych znajdują się linie automatyczne, obejmujące grupy obrabiarek niejako złączonych w jeden agregat, z automatycznym przekazywaniem obrabianych części. Na ukończeniu są próby zautomatyzowanej wytwórni tłoków aluminiowych do silników samochodowych. Proces produkcyjny w tym zakładzie przy pełnej automatyzacji obejmuje odlewnię, obróbkę mechaniczną i cieplną, aż do ostatecznego opakowania gotowego wyrobu.

Radziecki przemysł budowy maszyn wytworzył najlepsze metody obróbki wykańczającej, gwarantujące szczególnie wysoką jakość obrobionych powierzchni. Dla oceny mikrogeometrii powierzchni opracowano specjalne przyrządy krajowej produkcji. Na podstawie prac radzieckich uczonych i techników-nowatorów zaistniała możliwość bardzo znacznego podwyższenia szybkości skrawania metali z zachowaniem wysokiej jakości obrabianych części oraz znacznej trwałości narzędzi.

Równoległe z tym są prowadzone prace nad rozpoznaaniem innych metod wytwarzania części maszyn. Rozwój produkcji urządzeń kuziennych i pras pozwolił na znaczne rozszerzenie stosowania odkuwek i części tłocznych. Znaczne osiągnięcia uzyskano w spawaniu metali, a zwłaszcza metali kolorowych. Przemysł radziecki wprowadził zupełnie nowy i oryginalny, elektroiskrowy sposób obróbki metali. Przemysł maszynowy zawdzięcza swe wielkie osiągnięcia planowaniu i organizacji produkcji. Poważny wpływ na jego rozwój wywarło wprowadzenie metody ciągłego wytwarzania, zapewniającej największą wydajność pracy. Obecnie metoda produkcji ciągłej została przyjęta we wszystkich gałęziach sowieckiej produkcji maszyn.

W przemyśle samochodowym są prowadzone prace nad takim zorganizowaniem produkcji ciągłej, aby ona objęła wszystkie elementy produkcyjnej działalności zakładu — od magazynu wejściowego do ekspedycji gotowych wyrobów. Niezwykle szybki rozwój produkcji maszyn w Związku Radzieckim wpływa przede wszystkim z socjalistycznego, planowego charakteru gospodarki narodowej. Jednocześnie jest on wynikiem zorganizowania stosownie do zaleceń Partii i Rządu ZSRR całkowicie od nowa i od razu w szerokich rozmiarach odpowiednich prac naukowo-badawczych.

Wszystkie gałęzie budowy maszyn dysponują oprócz fabrycznych działów doświadczalnych i laboratoriów, odpowiednimi *instytutami naukowo-badawczymi*, które pracują nad zagadnieniami, związanymi z wprowadze-

niem nowej, przodującej techniki i nad opracowaniem nowych, ulepszonych maszyn. Poważną pomoc dla przemysłu maszynowego stanowią katedry wyższych technicznych zakładów naukowych oraz instytuty Akademii Nauk ZSRR. W skład Akademii Nauk wchodzi specjalny Instytut Budowy Maszyn. Łączność pomiędzy nauką i praktyką, uczonymi i pracownikami wykonującymi produkcję, gwarantuje szybkie podniesienie kultury we wszystkich gałęziach przemysłu, a więc i w wytwarzaniu maszyn. Niezwykle szybko rozwija się w Związku Radzieckim nauka o budowie maszyn.

W zakresie teorii maszyn i mechanizmów są do zanotowania znaczne osiągnięcia. W oparciu o klasyczne prace *Czebyszewa* i *Żukowskiego* teoria maszyn i mechanizmów rozwinęła się w nowym kierunku znakomicie wyprzedzając zagraniczne szkoły naukowe. Ustalono ogólne metody, umożliwiające nie tylko nauczanie o budowie znanych mechanizmów, lecz także tworzenie nowych o doskonalszej budowie, z uwzględnieniem możliwości różnorodnych połączeń i kombinacji.

Zwiększenie szybkości poszczególnych maszyn i ich elementów skłoniło uczonych radzieckich do poważnych studiów nad zjawiskami dynamicznymi, występującymi w maszynach szybkoobrotowych. To zaś przyczyniło się do rozwoju teoretycznych i eksperymentalnych prac w dziedzinie maszyn i mechanizmów precyzyjnych. Należy też wymienić poważne prace dokonane przez uczonych radzieckich nad nowymi metodami obliczania wytrzymałości części maszyn, zwłaszcza ze względu na ścieralność i zużycie się tych części.

Z rozwojem dyscyplin naukowych jak teoria maszyn i mechanizmów, teoria drgań, wytrzymałość, teoria tarcia, które możemy odnieść do wszystkich rodzajów maszyn, równoległe rozwinęły się dyscypliny specjalne, stanowiące podstawę nauk konstrukcyjnych i technologicznych jak aerodynamika samolotów, teoria wewnętrznego spalania w silnikach, stateczność samochodów i samolotów. Od podstaw opracowano teorię samochodów i ciągników, technologię budowy maszyn i organizację produkcji. Po raz pierwszy w świecie w Związku Radzieckim opracowano ogólną teorię automatów. Prace te są prowadzone przez najwybitniejszych naukowców z wykorzystaniem najnowszych środków i urządzeń badawczych. Liczni uczeni zatrudnieni w dziedzinie budowy maszyn zostali odznaczeni tytułem Laureata Stalinskowej Premii.

W Związku Radzieckim nastąpił okres niezwykłego zespolenia uczonych z robotnikami, zatrudnionymi w zakładach wytwórczych. *J. W. Stalin* nazwał mianem nauki przodującej taką naukę, która nie odgradza się od społeczeństwa, nie trzyma się zdala od mas i jest gotowa służyć narodowi, przekazywać mu wszystkie swe zdobycze oraz taką naukę, która nie obsługuje narodu tylko z konieczności, lecz dobrowolnie i z ochotą.

M. W.

Opracowano na podstawie artykułu *E. A. Czudakowa* i *I. I. Artobolewskiego* ogłoszonego w zeszycie 1/50 czasopisma „Wiestnik Akademiji Nauk ZSRR”.

DŹWIGI I PRZENOŚNIKI

Mechanizmy wyrównawcze w napędach przenośników członowych dużej wydajności

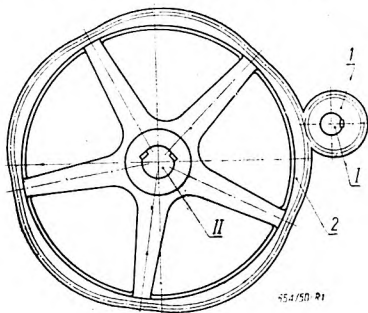
Prof. dr inż. ALEKSY PIĄTKIEWICZ

Artykuł omawia stosowane mechanizmy wyrównawcze, dając krótki przegląd i omówienie kinematyki typowych układów w zakresie wystarczającym dla konstrukcji. Stanowi on praktyczne rozwinięcie podstaw teoretycznych podanych w artykule pt. „Kompensacja przy napędzie łańcuchów długoogniowych” zamieszczonym w zeszycie 4—6/50 „Przeglądu Mechanicznego”. Poruszone zagadnienia wiążą się z projektowaniem mechanizmów napędowych dla przenośników członowych dużej wydajności i mają na celu naświetlenie sposobów, umożliwiających bardziej ekonomiczną budowę. W polskim piśmiennictwie technicznym nie było publikacji o podobnej tematyce.

Dążenie do mechanizacji transportu i robót ziemnych stwarza konieczność projektowania urządzeń przenośnikowych o dużych mocach, co wymaga rozpowszechnienia podstawowych wiadomości z tej stosunkowo mało znanej dziedziny.

Pierwsze mechanizmy wyrównawcze, oparte na zasadzie nadawania wielobokom napędowym zmiennej szybkości kątowej, posiadały nieokrągłe koła zębate. Najstarszy typ takiego mechanizmu zawierał jedną parę zębatach kół eliptycznych. Dla uzyskania, na wale wieloboków napędowych, właściwej liczby pulsacji szybkości kątowej ostatnia przekładnia posiadała przełożenie liczbowo równe ilości boków zastosowanego wieloboku napędowego. Nie wielki efekt wyrównania oraz trudności technologiczne, związane z wykonywaniem nieokrągłych kół zębatach, stały się przyczyną poszukiwania innych rozwiązań.

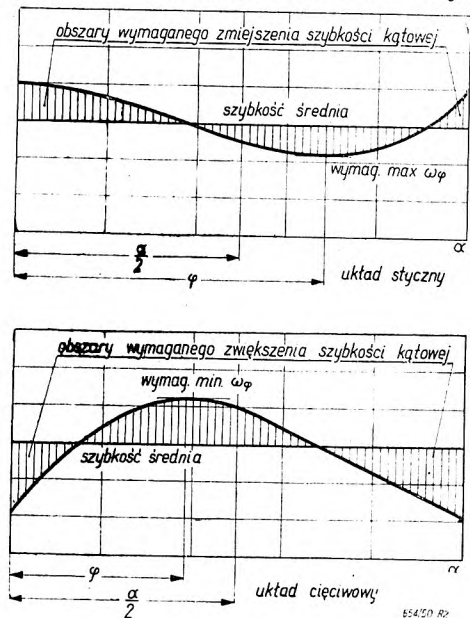
Wytwornie europejskie unikają naogół stosowania bezkrzywkowych mechanizmów wyrównawczych, jako niedających całkowitego wyrównania szybkości. Natomiast wytwornie amerykańskie nie zwracają zbyt wiele uwagi na wysoki efekt wyrównania i zadawalają się modyfikacją poprzednio opisanego mechanizmu, przedstawioną na rys. 1. W mechanizmie tym stosowanym aż po dzień dzisiejszy pod nazwą „Link-Belt equalizing gears“, walcowe koło zębate 1 mimośrodowo osadzone na wale I zazębia się z faliście ukształtowanym wieńcem koła 2, zaklinowanego na wale II wieloboków



Rys. 1.

napędowych. Krzywizna wieńca 2 jest tak dobrana, że każdorazowo $r_1 + r_2 = const.$, zaś ilość powtarzających się krzywizn profilu wieńca jest równa liczbie boków użytego wieloboku napędowego.

Przez odpowiedni dobór wielkości mimośrodu koła 1 można uzyskać zmienność szybkości kątowej wału II, powodującą zmniejszenie wahań liniowej szybkości ciągną nabeigającego. Jednak charakter zmienności szybkości

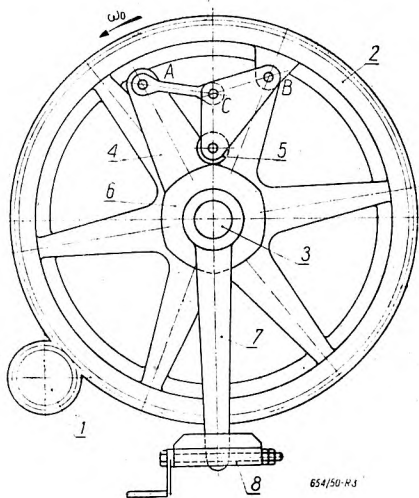


Rys. 2.

kątowej wieloboków napędowych uzyskany przy pomocy takiego mechanizmu nie odpowiada wymaganej zmienności, uwarunkowanej cechami kinematycznymi wieloboku napędowego i sposobem prowadzenia nabeigającego ciągną. Nie wdając się w szczegółową analizę wystarczy stwierdzić, że skutkiem mimośrodu osadzenia koła 1, maximum i minimum szybkości kątowej wieńca 2 będzie zachodzić dla położenia przesuniętych względem siebie o kąt odpowiadający połowie kąta obrotu wału II określanego w okresie jednej pulsacji szybkości. Kąt ten jest równy kątowi środkowemu wieloboku napędowego. Zatem położenia wieńca 2 odpowiadające maximum i minimum szybkości kątowej będą przesunięte względem siebie o kąt równy $\frac{\alpha}{2}$.

Z wykresu (rys. 2) przedstawiającego przebieg niewyrównanych szybkości liniowych cięgna nabiegającego widać, że dla uzyskania wyrównania przy nabieganiu w ustalonym minimum szybkości kątowej ω_φ wieloboku napędowego, powinno odpowiadać położeniu $\varphi = 0$, względnie $\varphi = \alpha$. Wówczas maximum szybkości kątowej, uwarunkowane kinematycznymi cechami omawianego mechanizmu zawsze będzie zachodzić dla położenia odpowiadającego obrotowi wieloboku o kąt $\frac{\alpha}{2}$. Natomiast z wykresu jasno wynika, że maximum szybkości kątowej powinno przypadać w położeniu, dla którego $\varphi > \frac{\alpha}{2}$.

Podobne wyniki otrzymujemy przy badaniu nabiegania w układzie cięciwowym, z tą jedynie różnicą, że dla położenia $\varphi = 0$, względnie $\varphi = \alpha$ mechanizm powinien dawać maximum szybkości kątowej. Wówczas minimum wytworzone przez mechanizm zajdzie podobnie jak poprzednio dla $\varphi = \frac{\alpha}{2}$, natomiast z wykresu wynika, że minimum powinno odpowiadać położeniu dla którego $\varphi < \frac{\alpha}{2}$. Widać stąd, że żadnym mechanizmem wytwarzającym symetryczną zmienność szybkości kątowej wieloboków napędowych nie można uzyskać zadawalającego wyrównania liniowej szybkości cięgna nabiegającego. Dalszym wnioskiem jest stwierdzenie, że mechanizmy bezkrzywkowe, umożliwiające uzyskanie asymetrycznej zmienności szybkości kątowej wieloboków napędowych konstruowane na podstawie żądanej asymetrii i wartości $\max \omega_\varphi$ i $\min \omega_\varphi$, mogą dać praktycznie wystarczające przybliżenie do zadanej krzywej zmienności ω_φ . Ale tylko mechanizmy z krzywkami sterującymi zezwalają na uzyskanie zmienności

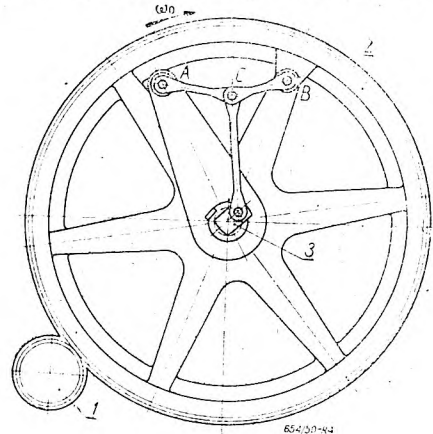


Rys. 3.

metrycznej zmienności szybkości kątowej wieloboków napędowych konstruowane na podstawie żądanej asymetrii i wartości $\max \omega_\varphi$ i $\min \omega_\varphi$, mogą dać praktycznie wystarczające przybliżenie do zadanej krzywej zmienności ω_φ . Ale tylko mechanizmy z krzywkami sterującymi zezwalają na uzyskanie zmienności

ω_φ odpowiadającej zadanej, ze ścisłością uwarunkowaną jedynie dokładnością wykonania mechanizmu.

Przykładem wykonania pierwszych mechanizmów z krzywkami sterującymi jest mechanizm przedstawiony na rys. 3. Mecha-



Rys. 4.

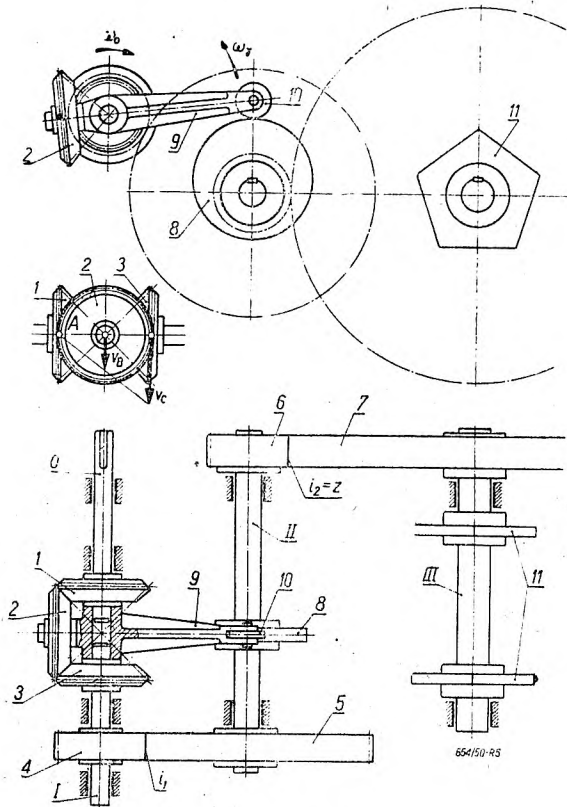
nizm ten składa się z koła zębatego 1, napędzającego ze stałą szybkością kątową koło 2, osadzone obrotowo na wale 3, wieloboków napędowych. Koło 2 jest związane układem dźwigniowym ACB z ramieniem 4, zaklinowanym na wale 3. Koniec dźwigni CB jest zaopatrzony w rolkę toczną 5. Promieniowe ruchy rolki 5 wywołane obrotem układu ACB dookoła nieruchomej krzywki sterującej 6 powodują zmianę odległości AB, warunkującej wielkość kąta β . Zmienność kąta β wywołuje nałożenie na stałą szybkość kątową ω_0 koła 2, zmiennej składowej ω_β , zależnej od profilu użytej krzywki sterującej. Zachodzi przy tym związek $\omega_\varphi = \omega_0 + \omega_\beta$.

Znajomość zależności $\beta = f(\varphi)$ (podanej w artykule „Kompensacja przy napędzie łańcuchów długoogniwnych”) pozwala na wyznaczenie profilu krzywki sterującej. W mechanizmie według rys. 3 krzywka musi posiadać profil powtórzony na jej obwodzie tyle razy, ile boków posiada użyty wielobok napędowy. Dla ułatwienia właściwego ustawienia krzywki sterującej, dostawanego do położenia wieloboków względem układu ACB służy mechanizm nastawczy 7, 8. Wadą opisanego mechanizmu wyrównawczego są znaczne siły występujące w ruchomych częściach układu sterującego.

Modyfikacją mechanizmu krzywkowego (rys. 3) jest przedstawiony na rys. 4 mechanizm wyrównawczy korbowo-dźwigniowy. W mechanizmie tym zmiana odległości AB jest wywołana ruchami przegubu C, sterowanymi przez mechanizm korbowy. Przy ruchu wieńca w kierunku wskazanym strzałką jest słuszna zależność: $\omega_\varphi = \omega_0 - \omega_\beta$. Względna liczba obrotów korby 3 w odniesieniu do wieńca zębatego musi być równa ilości boków użytego

wieloboku napędowego, zaś promień korby powinien być tak dobrany, aby zadość uczynić warunkowi wymaganego obszaru zmienności kąta sterującego $\beta - \beta_0$.

Mechanizm nie zawierający wad mechanizmu z krzywką centralną (wg rys. 3) jest przedstawiony na rys. 5. Zmniejszenie sił działających



Rys. 5.

na części układu sterującego uzyskano tu przez przeniesienie krzywki na wał pośredni i sterowanie kąta na wale posiadającym największą liczbę obrotów. Budowa mechanizmu jest następująca: wał $O-I$ jest dzielony i napęd z części O na część I jest przenoszony za pomocą układu kół stożkowych 1, 2, 3. Koło stożkowe 2 jest obrotowo osadzone na osi związanej z dźwignią 9, ułożyskowaną na końcach wałów O i I . Koniec dźwigni 9 jest zaopatrzony w rolkę toczną 10, stykającą się z krzywką sterującą 8, zaklinowaną na wale II .

Napęd z wału I zostaje przeniesiony na wał III wieloboków napędowych 11 za pomocą dwóch przekładni 4, 5 i 6, 7. Ruchy koła stożkowego 2 wywołane wahaniami dźwigni 9, sterowanej krzywką 8, powodują zjawienie się na kole stożkowym 3, a co za tym idzie i na wale wieloboków napędowych, zmiennej składowej szybkości kątowej. Krzywka sterująca 8 jest tak wykonana, że powoduje przy jednym obrocie wału II powstanie jednej pulsacji szybkości kątowej.

Przełożenie pomiędzy wałem II a wałem wieloboków napędowych musi być liczbowo równe ilości boków użytego wieloboku napędowego. Natomiast przełożenie pomiędzy wałem I i II jest dowolne, i może być dobrane stosownie do wymagań konstrukcyjnych.

Dla wyznaczenia kinematycznych parametrów układu omawianego mechanizmu, rozpatrzmy początkowo zespół stożkowych kół zębatach 1, 2, 3. Przyjmijmy chwilowo, że koło 1 jest nieruchome, zaś dźwignia 9 posiada szybkość kątową ω_γ . Wówczas koło 2, którego oś jest związana z dźwignią 9 będzie zmuszone do toczenia się po nieruchomym kole 1, powodując nadanie kołu 3 szybkości kątowej ω_3 . Związek pomiędzy szybkościami ω_γ i ω_3 wyznaczamy na tej zasadzie, że środkiem obrotu chwilowego dla koła 2 jest punkt A :

$$v_A = 0; v_B = \omega_\gamma r_1; v_C = \frac{v_B}{r_2} \cdot 2r_2 = 2v_B.$$

zaś $v_3 = v_C = \omega_3 r_3$ ale $r_1, = r_3$ czyli $\omega_3 = 2\omega_\gamma$.

Ponieważ koło 1 posiada szybkość kątową $-\omega_0$, przeto na kole 3 zjawi się szybkość wypadkowa, wynosząca $\omega_3 = \omega_0 + 2\omega_\gamma$ przy czym kierunek szybkości ω_γ , przeciwny kierunkowi szybkości koła 1, wywołuje wzrost szybkości wypadkowej ω_3 na kole 3. Ponieważ pomiędzy wałem I i wałem wieloboków napędowych III istnieje przełożenie równe $i_{1,z}$, szybkość kątowa wieloboków napędowych wyniesie:

$$\omega_\psi = \frac{\omega_0}{i_{1,z}} + \frac{2\omega_\gamma}{i_1}. \text{ Szybkością podstawową}$$

jest zatem iloraz $\frac{\omega_0}{i_{1,z}}$ czyli $\frac{\omega_0}{i_{1,z}} = \alpha \frac{v_0}{L}$.

Jeżeli więc żądamy, aby ciągnio łańcuchowe było napędzane ze stałą szybkością liniową v_0 m/sek, to wał O powinien posiadać liczbę obrotów wynoszącą:

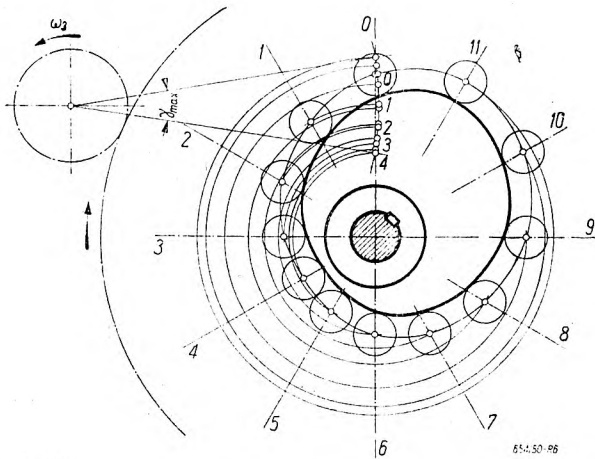
$n_0 = \frac{60 \cdot v_0 \cdot i_1}{L}$ obr/min; zmienna zaś składowa szybkości kątowej powinna być równa

$$\omega_\beta = \frac{2\omega_\gamma}{i_{1,z}}$$

Z powyższego wyniku, że kąty γ , wychYLENIA dźwigni 9 są związane z wymaganymi kątami sterującymi β zależnością $\gamma = \frac{i_{1,z}}{2} \beta$

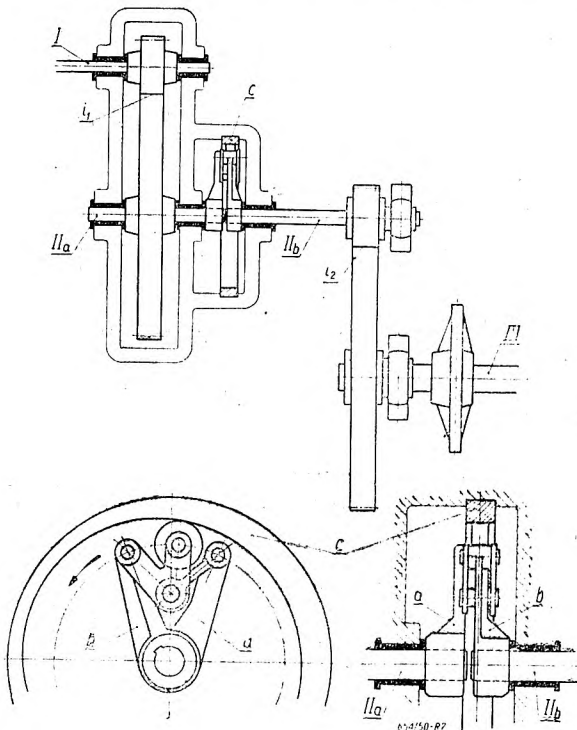
Konstrukcja profilu krzywki sterującej nie nastęrcza więc żadnych trudności pod warunkiem, że znana jest funkcja $\beta = f(\varphi)$ dla przyjętego układu nabiegania ciągnia na wielobok napędowy. Wystarczy bowiem podzielić kąt środkowy α wieloboku napędowego na n równych części, to wówczas kątom φ_i wynoszącym $\frac{\alpha}{n}; \frac{2\alpha}{n}; \frac{3\alpha}{n} \dots$, itd., odpowiadają wartości kątów sterujących β_i , określone funkcją $\beta_i = f(\varphi_i)$. Wobec istnienia przełożenia z , pomiędzy wałami II i III , kątom podziału φ_i będą

odpowiadać na krzywe sterującej kąty $\frac{2\pi}{n}$; $\frac{47}{n}$; $\frac{67}{n}$... itd. Korzystając ze związku $\gamma_i = \frac{i_1 z}{2} \beta_i$ określamy wartości γ_i wymaganych kątów wychylenia dźwigni 9, co umożliwia budowę zarysu krzywki sterującej w sposób wskazany na rys. 6.



Rys. 6.

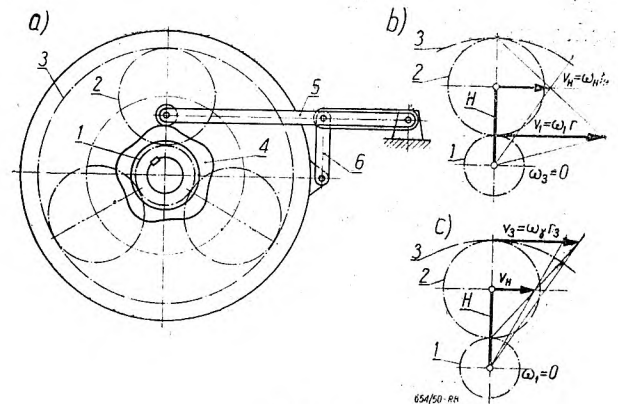
Przykładem rozwiązań radzieckich jest mechanizm zaproponowany przez prof. Spiwakowskiego. Budowę mechanizmu wyjaśnia rys. 7. Pośredni wał układu jest dzielony;



Rys. 7.

pomiędzy odcinkiem wału *IIb* a wałem wieloboków napędowych *III*, znajduje się przekładnia o przełożeniu równym liczbie boków użytego wieloboku napędowego. Części wału *IIa* i *IIb* są ze sobą związane układem wyrównawczym przedstawionym w dolnej części rys. 7. Układ wyrównawczy typu dźwigniowego jest podobny do podanego uprzednio na rys. 3, z tą jednak różnicą, że zamiast krzywki zastosowano tu profilową prowadnicę *c*, dającą na jeden obrót wału *IIa* jedną pulsację szybkości kątowej. Mechanizm ten, jak każdy mechanizm krzywkowy, umożliwia zupełne wyrównanie liniowej szybkości ciągną nabiegającego, jednak posiada technologicznie niewygodny element w postaci profilowanej prowadnicy.

Przekładnie obiegowe, dzięki właściwości ułatwionego nakładania na stałą szybkość kątową zmiennej składowej, znalazły szerokie zastosowanie w układach mechanizmów wyrównawczych. Przykładami zastosowania przekładni obiegowej są: omówiony wyżej mechanizm z układem kół stożkowych (rys. 5), zawierający elementy różnicowej przekładni



Rys. 8.

obiegowej, oraz mechanizm przedstawiony na rys. 8a. Koło centralne 1 tego mechanizmu jest napędzane ze stałą szybkością kątową ω_1 . Układ satelitów 2 jest złączony z wałem wieloboków napędowych, na którym jest zaklinowana krzywka sterująca 4. Wieniec 3 przekładni obiegowej znajduje się w odpowiednio ułożonej obudowie, dokonującej ruchów wahadłowych, spowodowanych układem dźwigniowym za pomocą krzywki 4. Ruchy wienca 3 wywołują zwiększenie, bądź zmniejszenie szybkości kątowej układu satelitów, i związanego z nim wału wieloboków napędowych. Dla określenia przełożeń należy rozpatrzyć dwa przypadki: nieruchomego wienca 3, oraz nieruchomego koła centralnego 1. Zgodnie z wykresem szybkości podanym na rys. 8b dla wypadku nieruchomego wienca 3 otrzymamy:

$$\frac{v_1}{2r_2} = \frac{v_H}{r_2}; v_H = \frac{v_1}{2} = \omega_H (r_1 + r_2)$$

ale $2r_2 + r_1 = r_3$; stąd $\omega_H = \omega_1 \frac{r_1}{r_3 + r_1}$ lub oznaczając $\frac{r_2}{r_1} = i$ ostatecznie $\omega_H = \frac{\omega_1}{1+i}$.

Natomiast przy unieruchomionym kole centralnym 1, zgodnie z wykresem szybkości podanym na rys. 8c, zależności pomiędzy szybkością ω_γ wieńca 3, a szybkością ω'_H układu satelitów można określić w następujący sposób:

$$v_3 = \omega_\gamma r_3; \frac{v_3}{2r_3} = \frac{v'_H}{r_2}; v'_H = \frac{v_3}{2} \omega'_H (r_1 + r_2)$$

$$\text{stąd} \quad \omega'_H = \omega_\gamma \frac{r_3}{r_1 + r_3} = \frac{i \omega_\gamma}{1+i}$$

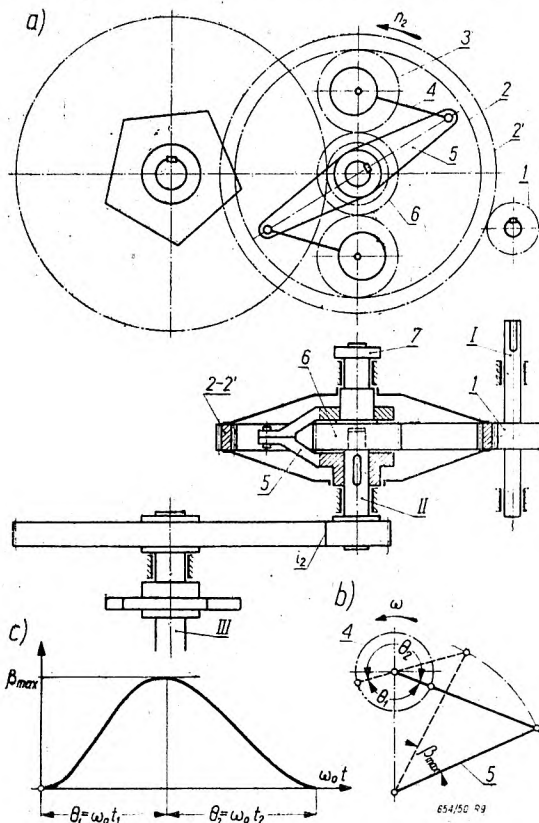
Wypadkowa więc szybkość kątowna wieloboków napędowych wyniesie:

$$\omega_p = \frac{\omega_1}{1+i} = \frac{i \omega_\gamma}{1+i}$$

Aby szybkość liniowa ciągła łańcuchowego wynosiła v_0 m/sek musimy nadać kołu centralnemu 1 liczbę obrotów równą:

$$n_1 = \frac{60 v_0 (1+i)}{z \cdot L} \text{ obr/min}$$

gdzie: z — liczba boków użytego wieloboku napędowego, L — długość ogniwa łańcucha.



Rys. 9.

Związek pomiędzy kątem sterującym β , danym zależnością $\beta = f(\varphi)$, a kątem γ wychylenia wieńca 3, jest określony jako $\omega_\beta = \frac{i \omega_\gamma}{1+i}$

czyli $\gamma = \frac{1+i}{i} \beta$. Związki powyższe umożliwiają wyznaczenie profilu krzywki sterującej w podobny sposób, jak podano poprzednio.

Analiza cech mechanizmów bezkrzywkowych w świetle możliwości ich stosowania w układach wyrównawczych nasunęła autorowi artykułu pomysł mechanizmu przedstawionego na rys. 9a. Jak wspomniano tylko mechanizmy umożliwiające uzyskanie żądanej asymetrii przebiegu ω_β mogą dać zadawalające przybliżenie do zadanej zmienności szybkości kątowej wieloboków napędowych. Takim mechanizmem jest nieosiowy (dezaksjalny) mechanizm korbowy, lub mimośrodowy. Rys. 9b wyjaśnia tę właściwość. Mimośród 4 napędzany ze stałą szybkością kątową ω skutkiem złączenia z ramieniem 5 posiadającym punkt obrotu w O wywoływać będzie nierównomierność zmian kąta β w czasie. Miara tej nierównomierności (asymetrii) jest stosunek kątów środkowych $\frac{\theta_1}{\theta_2} = m$.

Przez odpowiedni dobór kinematycznych parametrów układu można stosunek ten uczynić równym obliczonemu z wykresu teoretycznego funkcji $\beta = f(\omega_0 t)$ (rys. 9c).

Działanie mechanizmu jest następujące: przekładnia obiegowa z wieńcem o podwójnym ząbieniu wewnętrznym 2 i zewnętrznym 2', posiada układ satelitów 3 związany mimośrodami dezaksjalnymi 4 z ramionami 5, zaklinowanymi na wale II, złączonym przekładnią i_2 z wałem III wieloboków napędowych. (rys. 9a). Koło centralne 6 jest nieruchome, jednak tak osadzone, że są możliwe ruchy nastawcze przy pomocy mechanizmu 7, 8 uwidocznionego na rys. 10a. Jeżeli napędzać wieńiec 2 ze stałą szybkością kątową ω_2 to szybkość kątowna łącznika H układu satelitów, wyniesie: zgodnie z rys. 10b.

$$r_6 = 0; \frac{v_2}{2r_3} = \frac{v_H}{r_3}; v_H = \frac{v_2}{2} = \omega_H (r_3 + r_6);$$

$$\omega_H = \frac{\omega_2 r_2}{2(r_3 + r_6)} = \omega_2 \frac{r_2}{r_2 + r_6}; \text{ oznaczając } \frac{r_2}{r_6} = i,$$

$$\text{otrzymamy} \quad \omega_H = \frac{i \omega_2}{1+i}$$

Gdyby więc osie satelitów były związane z ramionami 5 zwykłymi łącznikami, to wał wieloboków napędowych posiadałby szybkość kątową równą:

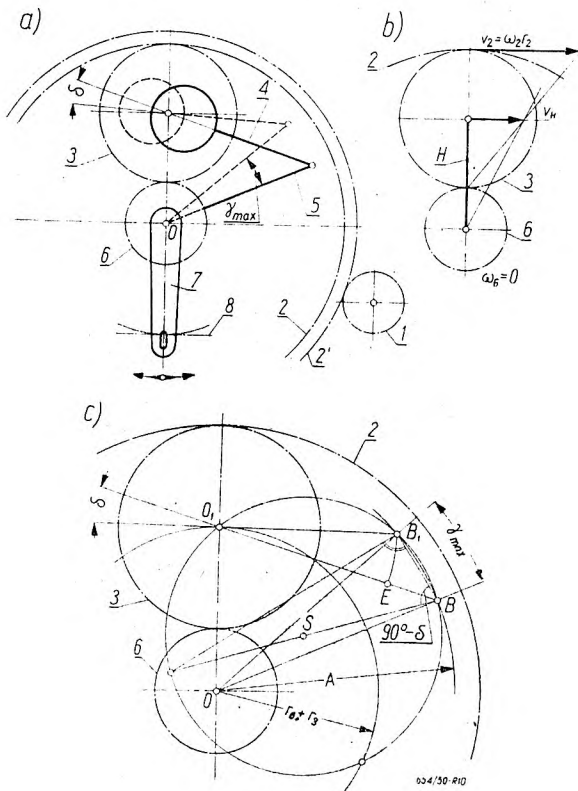
$$\frac{\omega_H}{i_2} = \frac{i}{i_2} \frac{\omega_2}{1+i};$$

Dzięki jednak powiązaniu satelitów 3 z ramionami 5 mimośrodami 4, na szybkość kątową ω_H zostaje nałożona zmienna składowa ω_γ powodująca powstanie na wale wieloboków napędowych

wych szybkości wypadkowej o wielkości równej:

$$\omega_{\varphi} = \frac{i_2}{i} \frac{\omega_2}{1+i} + \frac{\omega_{\gamma}}{i_2}$$

Przełożenie i_2 jak wiadomo nie może być dowolne i musi być tak dobrane, aby przy jednym obrocie wału III liczba zachodzących pulsacji była równa ilości boków zastosowanego wieloboku napędowego. Zatem przełożenie to zależeć będzie od liczby pulsacji szybkości wytworzonej przez mechanizm wyrównawczy, przy jednym obrocie wału II lub, co na jedno wychodzi, przy jednym obrocie łącznika H. Z rys. 10b wynika, że bezwzględne szybkości kątowe satelity 3 i łącznika H są związane zależnością: $\omega_3 r_3 = \omega_H (r_3 + r_6)$. Ale w ruchomym układzie łącznika H i ramienia 5, (złączonych mimośrodem 4) o liczbie pulsacji szybkości ramienia 5, decyduje nie bezwzględna liczba obrotów satelity 3, lecz względna odniesiona do



Rys. 10.

łącznika H. Wobec równoległości osi satelity i łącznika, zamiast równania wektorowego napiszemy zatem, że względna szybkość kątowa satelity jest równa:

$$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H = \left(1 + \frac{r_6}{r_3}\right) \omega_H = \omega_H \frac{r_6}{r_3}$$

Lub z uwagi na to, że $r_3 = \frac{r_2}{2} \cdot \frac{r_6}{i}$ ostatecznie

$$\omega_3^H = \omega_H \frac{2}{i-1}$$

A więc dla uzyskania na wale wieloboków napędowych z pulsacji na jeden obrót, przełożenie i_2 powinno spełniać zależność

$i_2 \frac{2}{i-1} = z$; czyli $i_2 = \frac{z}{2} (i-1)$, co daje dla szybkości kątowej wieloboków napędowych związek:

$$\omega_{\varphi} = \frac{2 i \omega_2}{z (i^2 - 1)} + \frac{2 \omega_{\gamma}}{z (i - 1)}$$

Szybkość podstawową reprezentuje tu wyraz $\frac{2 i \omega_2}{z (i^2 - 1)}$ zatem aby ciągnio łańcuchowe posiadało liniową szybkość v_0 m/sek należy nadać wieńcowi 2 liczbę obrotów:

$$n_2 = \frac{30 v_0}{L} \cdot \frac{i^2 - 1}{i} \text{ obr./min.}$$

Zależność pomiędzy kątem sterującym β , a kątem wychylenia ramienia 5 jest określona

związkiem $\omega_{\beta} = \frac{2 \omega_{\gamma}}{z (i - 1)}$ z którego znajdujemy:

$$\gamma = \frac{z}{2} (i - 1) \beta.$$

W mechanizmie tym nie możemy dobrać kątów γ w sposób ściśle odpowiadający wymaganej zmienności kąta sterującego β . Możemy jedynie uzyskać pewne przybliżenie uwarunkowane kinematycznymi cechami dezaksjalnego mimośrodów. Aby uzyskać najlepsze przybliżenie należy spełnić dwa warunki: zadośćuczynić wymaganej nierównomierności (asymetrii) zmian kąta β zadanej wykresem $\beta = f(\omega_0 t)$, oraz uzyskać niezbędny zakres zmienności kąta sterującego. Warunki te pozwalają na jednoznaczne określenie kinematycznego układu omawianego mechanizmu wyrównawczego. Istotnie: zadaną symetrię zmienności kąta β możemy określić z wykresu

$\beta = f(\omega_0 t)$ jako $m = \frac{\theta_1}{\theta_2} = \frac{\omega_0 t_1}{\omega_0 t_2}$ (rys. 9c). stąd

wymagany kąt δ , zawarty pomiędzy skrajnymi położeniami łącznika mimośrodów wyniesie $\delta = 180^\circ \frac{1-m}{1+m}$. Z tego samego wykresu

wyznaczamy również wymagany zakres zmienności kąta β i co za tym idzie i kąt

$$\gamma_{\max} = \frac{z}{2} (i - 1) \beta_{\max}.$$

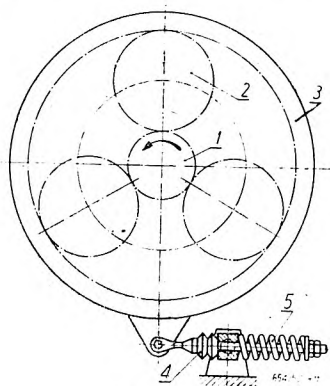
Jeżeli założyć, że znany jest promień A ramienia 5 to wielkość kąta γ_{\max} określa skrajne położenia tego ramienia, i odległość BB' jest znana. Kierunki zaś odpowiadające skrajnym położeniom łącznika mimośrodów powinny utworzyć ze sobą kąt δ . Miejscem geometrycznym punktów czyniących zadość temu warunkowi jest okrąg koła o promieniu równym połowie

przeciwprostokątnej trójkąta prostokątnego, zbudowanego na BB' w sposób wskazany na rys. 10c. Zatem oś obrotu satelity powinna być położona na tym okręgu. Z drugiej strony oś satelity musi leżeć na okręgu o promieniu $r_a + r_s$ zatoczonym z punktu O jako ze środka. Przecięcia tych dwóch okręgów wyznaczają położenia osi satelity (osi obrotu mimośrod), uwarunkowane kątami δ i γ_{max} .

Odległość $O_1B = e + l$, gdzie e jest wielkością niezbędną mimośrodowości. Z drugiej strony $O_1B' = l - e$, przeto $2e = O_1B - O_1B' = EB$, zaś długość łącznika mimośrodowo $l = O_1B - EB/2$. W ten sposób przyjęcie promienia A pociąga za sobą jednoznaczne określenie wszystkich wymiarów mechanizmu wyrównawczego. Wielkość A może być określona konstrukcyjnie po dokonaniu wytrzymałościowych obliczeń przekładni obiegowej.

Opisany mechanizm wyrównawczy daje odchylenia od zadanej szybkości liniowej v_0 wynoszące dla czworoboku około $\pm 3\%$.

Złożona na ogół budowa mchanizmów wyrównawczych stała się przyczyną poszukiwania prostych rozwiązań niezapewniających wyrównania szybkości lecz powodujących złagodzenie szczytów obciążenia wywołanych dynamiczną składową siłą ciągnącej. Takimi mechanizmami są rozmaitego rodzaju *kompensatory sprężynowe*. Dla wyjaśnienia działania kompensatora sprężynowego rozpatrzmy mechanizm napędowy z przekładnią obiegową, w której podobnie jak w mechanizmie z rys. 8 wieniec 3 może dokonywać ruchów wahadłowych.

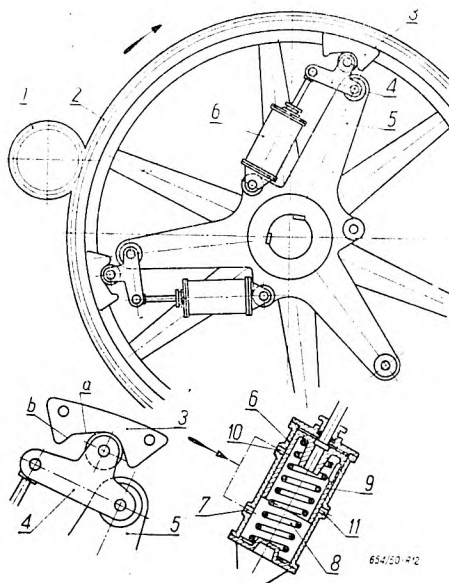


Rys. 11.

Jeżeli połączyć wieniec 3 z ramą układu zespołem sprężyn 4, 5 (rys. 11) to określonym siłom obwodowym na wieńcu 3 będą odpowiadać pewne ugięcia sprężyn. Zmiany tych ugięć będą powodować wychylenie wienca 3 o kąt γ . W ten sposób zjawieniu się w cięgnie łańcuchowym przyspieszenia, spowodowanego niewyrównanym napędem wieloboków, będzie towarzyszyć wzrost wymaganej siły ciągnącej, co wywoła zwiększenie siły obwodowej na wieńcu 3 i ugięcie sprężyny 5, pozwalając na zmniejszenie szybkości kątowej wieloboków napędowych i złagodzenie szczytu obciążenia.

Kompensatory sprężynowe w połączeniu z wyzwaczami przeciążeniowymi znalazły duże rozpowszechnienie w napędach przenośników koparek. Mechanizm taki przedstawia

rys. 12. Koło zębate 1 napędza ze stałą szybkością kątową koło 2, obrotowo osadzone na wale wieloboków napędowych. Wieniec koła 2 działa za pomocą krótkich krzywek 3 na dźwignię 4, złączoną przegubowo z ramieniem 5, zaklinowanym na wale wieloboków napędowych. Końce dźwigni 4 są połączone z kompensatorami sprężynowo-powietrznymi 6.



Rys. 12.

Przekrój kompensatora 6 podany jest w dolnej części rys. 12. W położeniu odpowiadającym pracy, sprężone powietrze poprzez otwarty kanał 7 przedostaje się do wnętrza cylindra 6 i współdziała ze sprężyną 8, wywierając na tłok 9 nacisk skierowany ku górze. Ruchy wyrównawcze kompensatora zachodzą w obszarze uwarunkowanym częścią „a” krzywki 3. Zachodzące przy tym ruchy tłoka 9 w dół nie wywołują otwarcia kanałów 10 i 11. Dopiero przy przeciążeniu część b krzywki 3 powiększa skok, co powoduje zamknięcie przez tłok kanału 7 i otwarcie kanałów 10 i 11. Powietrze z przewodu zasilającego przedostaje się kanałem 10 ponad tłok, przewycięża nacisk sprężyny i powoduje utrzymanie tłoka w pozycji dolnej, odpowiadającej rozłączeniu wienca 2 z ramieniem 5. Powietrze znajdujące się pod tłokiem wychodzi przy tym z cylindra 6 przez kanał 11.

Po usunięciu przyczyny przeciążenia następuje ponowne złączenie wienca 2 z ramieniem 5, a więc i z wałem wieloboków napędowych, przez połączenie kurkier trójdrogowym przewodu zasilającego z atmosferą. Wówczas powietrze z przestrzeni ponad tłokiem uchodzi swobodnie i tłok zostaje przez sprężynę 8 uniesiony ku górze w położenie robocze. Po wprowadzeniu rolek dźwigni 4 (przez obrót wienca 2) w wycięcia krzywek 3, ponowne połączenie

przewodu zasilającego ze zbiornikiem sprężonego powietrza, doprowadza mechanizm do stanu gotowości, odpowiadającego normalnym warunkom ruchu.

Różnorodność form konstrukcyjnych mechanizmów wyrównawczych przy braku rozwiązań stereotypowych dowodzi, że zagadnienie rapędu przenośników członowych z ciągnami długoogniowymi wciąż jeszcze oczekuje właściwego rozwiązania. Wysiłki przemysłowego

opanowania tego zagadnienia, czynione na szeroką skalę w fabryce maszyn Buckau Wolf dały szereg typów mechanizmów (rys. 3, 8, 11, 12), zainstalowanych w pracujących urządzeniach, posiadających moc, sięgającą w niektórych jednostkach 650 KM. Działania wojenne wywołania nimi dezorganizacja sprawozdawczości naukowej, uniemożliwiły niestety wyciągnięcie wniosków, co do technicznej i ekonomicznej wartości zastosowanych mechanizmów.

Z prac Podsekcji Budowy Maszyn I Kongresu Nauki Polskiej

W wyniku uchwał Ogólnokrajowego Zjazdu Grupy Problemowej Dźwignic i Przenośników, który odbył się w dniu 31 maja 1950 r., Grupa Problemowa prowadziła dalsze obrady w sprawie klasyfikacji dźwignic. Na zebraniu Grupy w dniach 18 i 19 czerwca 1950 r. przy udziale *prof. inż. Ignacego Bracha*, *prof. inż. Stanisława Króla*, *prof. dr. Aleksiego Piątkiewicza* i *inż. Alfreda Rachalskiego* rozpatrzono projekty klasyfikacji dźwignic, a mianowicie projekt *prof. Bracha* wydany przez P. W. T. w książce pt. „Wykaz maszyn i urządzeń do transportu bliskiego” oraz projekt *inż. Rachalskiego*, opracowany na zlecenie Komisji Dźwignic P. K. N.

Jako podstawę do dyskusji przyjęto projekt *inż. Rachalskiego* jako dalej idący. W wyniku przeprowadzonej dyskusji uchwalono szereg definicji i nazw, które będą stanowiły podstawę do wszelkich opracowań naukowych z dziedziny dźwignic, a przede wszystkim do opracowania normy klasyfikacji dźwignic, do pracy zbiorowej o dźwignicach w poradniku technicznym „Mechanik” oraz do nowego wydania „Wykazu maszyn”.

Podajemy poniżej przyjęte ważniejsze określenia.

1) *Dźwignice* lub *dźwigi* są to maszyny robocze, służące do przenoszenia materiałów stałych w sposób przerywany.

2) Każda dźwignica zbudowana jest z jednej lub więcej podstawowych części składowych. Dźwignica składająca się z jednej podstawowej części nosi nazwę *dźwignicy prostej*, natomiast gdy składa się z kilku podstawowych części — *dźwignicy złożonej*. Podstawowe części składowe dźwignic mogą występować albo w roli samodzielnej dźwignicy prostej, albo jako część składowa dźwignicy złożonej.

3) Rozróżnia się następujące dźwignice proste, lub podstawowe części składowe dźwignic złożonych: *D* — *Dźwigniki*, *C* — *Ciągniki*, *W* — *Wózki*, *S* — *Suwnice*, *P* — *Wspornice*, *Z* — *Żurawie*.

4) Ustala się następujące definicje podstawowych składowych części dźwignic:

Dźwigniki unoszą materiał w kierunku pionowym, lub zbliżonym do pionowego za pośrednictwem różnych elementów z wyłączeniem ciągnów.

Ciągniki ciągną materiał w jakimkolwiek kierunku za pośrednictwem ciągnów. Dzieli się one na

przyciągarki, *wciągarki*, *wodzarki*, *wyciągi* i *podnośniki*.

Podnośniki tym różnią się od *wyciągów*, że platforma, czyli nośnia, na której spoczywa ciężar, jest obciążona zewnątrz momentem.

Wózki przenoszą wraz z sobą w płaszczyźnie poziomej lub nieznacznie nachylonej zawieszony, lub spoczywający na nim materiał z tym, że źródło napędu wózka porusza się razem z wózkiem. Wózki dzielimy na *jezdniowe* i *torowe*. Wózki jezdniowe są to wózki beztorowe (bezszynowe), które poruszają się po jezdniach. Ruch wózka nazywamy *jazdą*. Jeśli jakaś podstawowa część dźwignicy jest ustawiona na wózku i porusza się z nim, mówimy, że jest to *dźwignica przejezdna*. Wciągarkę ustawioną na wózku nazwiemy inaczej *wciągarką przejezdną*.

Suwnice, *wspornice* i *żurawie* są to podstawowe części dźwignic złożonych i składają się z konstrukcji żelaznej czyli ustroju i mechanizmu. Ustroje suwnic nazywamy *mostami* i dzielimy je na *pomostowe*, *bramowe*, *półbramowe* i *mostowce*. Ustroje wspornic i żurawi nazywamy *wspornikami*.

Dźwignicę złożoną określamy, wymieniając kolejno jej podstawowe części składowe. Jeśli jedną z podstawowych części składowych jest *suwnica*, wymieniamy całą nazwę w ten sposób, że *suwnica* występuje jako określenie główne, a pozostałe podstawowe części występują w roli przydawek lub dopełnień. Np. *suwnica z przejezdną wciągarką*.

Jeśli jedną z podstawowych części jest *żuraw*, wymieniamy całą nazwę w ten sposób, że *żuraw* występuje jako określenie podstawowe, a pozostałe części składowe, jako przydawki lub dopełnienia, np. *żuraw przejezdny z wciągarką dwubębnową*.

Jeśli dźwignica złożona obejmuje jako podstawowe części składowe tak *suwnice*, jak i *żuraw*, wymieniamy nazwę w ten sposób, że albo *suwnica*, albo *żuraw* jest określeniem podstawowym, a pozostałe części składowe występują w roli przydawek lub dopełnień, np. *suwnica z przejezdnym żurawiem*, albo *żuraw przejezdny suwnicowy*.

I. B.

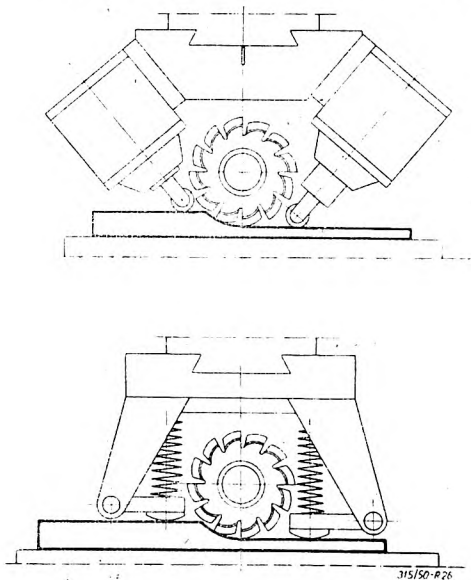
TECHNIKA TURBINOWA

Niektóre zagadnienia produkcji łopatek zamiennych do turbin parowych (doko czenie)

Inż. mech. BENEDYKT WIECZOREK

Krytycznym punktem w produkcji łopatek typu 5 jest czynność 16 ÷ 17 także i z powodu trudności jakie sprawia właściwe zamocowanie przedmiotu w czasie frezowania. W czynnościach 7 ÷ 15 istnieją dogodnie zamocowania w postaci dolnej części prostokątnego kształtu wyjściowego lub też w postaci zaczepek stopki. Jedyną możliwością prawidłowego zamocowania łopatki w czynnościach 16 ÷ 17 polega na dociśnięciu obrobionego grzbietu łopatki do wyżłobienia w uchwycie. Zacisk wykonujący tę czynność leży w zasięgu pracy freza i powinien zatem być umocowany w stałej, możliwie małej odległości od freza, tzn. winien przesuwac się wraz z nim na łopatce. Przedstawia to rys. 26 w dwu znanych dotychczas wykonaniach.

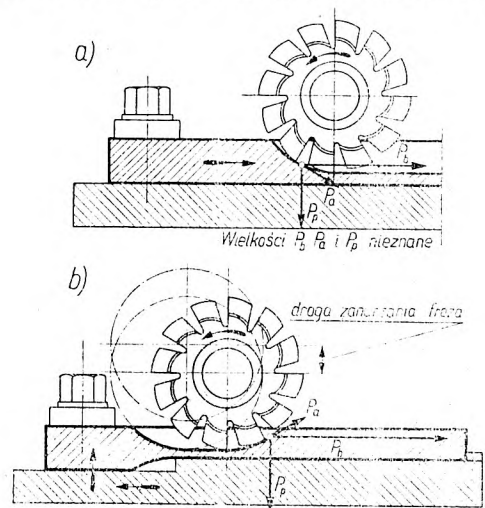
Zaciski zamocowane, bądź sprężynami, bądź też serwomotorami, gwarantują przyleganie grzbietu łopatki do wyżłobienia uchwytu i zapobiegają niebezpiecznemu podrywaniu przedmiotu przez pracujące zęby freza. W obu metodach zaciski pozostawiają jednak ślady na obrabianej płaszczyźnie; poza tym w momencie zamocowywania przez drugi zacisk, na skutek zwiększonego nacisku zwiększa się ugięcie uchwytu, co powoduje zgrubienie profilu łopatki widoczne w postaci prugu o wysokości



Rys. 26. Metody wykańczającego frezowania w czynnościach 16 ÷ 17.

0,15 mm. Dalszy błąd polega na tym, że siła nacisku jako niezwiązana przez uchwyt powoduje odkształcenie korpusu obrabiarki.

W rozwiązaniu autora (rys. 27) łopatkę ustala się jedynie poosiowo przez zamocowanie części zaczepek stopki. Funkcję przyciskania grzbietu łopatki do wyżłobienia uchwytu wykonuje składowa pionowa siła skrawających freza; przez odpowiedni kierunek posuwu roboczego zrównoważona jest składowa, która w tym



Rys. 27. Metoda wykańczającego frezowania czynności 16 ÷ 17; a — frezowanie metodą współbieżną, b — frezowanie metodą zagłębiania freza.

układzie nie może poderwać obrabianego przedmiotu. W tym celu frez przed rozpoczęciem właściwej pracy musi zagłębić się w obrabiany przedmiot na głębokość ściśle kontrolowaną odpowiednio umieszczonym czujnikiem.

Analogiczny układ sił skrawających freza można uzyskać przez obrót freza współbieżny z kierunkiem posuwu stołu, przy czym uniknąć można by zagłębienia freza, rozpoczynając obróbkę od wierzchołka łopatki, jak to podaje rys. 27a. Z powodu zgodności składowej poziomej z kierunkiem posuwu, stół musi się poruszać bez luzu, występującego normalnie między śrubą pociągową stołu i jej nakrętką. Luz ten bowiem spowodowałby w momencie rozpoczynania skrawania podciągnięcie stołu o wielkość luzu, co może spowodować uszkodzenie freza.

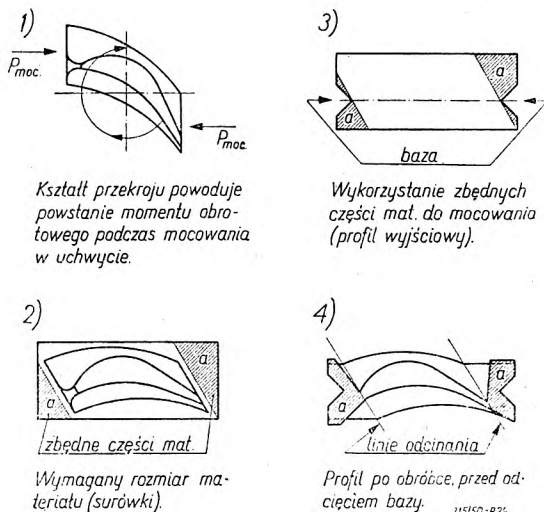
Przy frezowaniu współbieżnym zachodzi konieczność zwiększenia $\angle \gamma$ freza, który w normalnej konstrukcji równy jest zeru, do wielkości około 15° , co utrudnia w znacznym stopniu zarówno wykonanie jak i konserwację takich frezów ze względu na trudność otrzymania dokładnego profilu (patrz niżej). Wymienione

trudności obniżają znacznie niewątpliwe zalety frezowania współbieżnego, polegające na zwiększonej sprawności obróbki i lepszym wyglądzie obrobionej powierzchni, tak że stosowanie tej metody ograniczone jest do specjalnie dogodnych przypadków.

Możliwość stosowania zupełnie odmiennych od dotychczas omawianych metod mocowania podaje plan obróbki rys. 28. Łopatką wykonaną według tego planu przedstawiona jest na rys. 1 i

Nr kol.	Czynność	Szkic	Rys. uchwytu	Stano-wisko	Uwagi
1	Przyciąć materiał na długość		rys. 11	Frezarka uniw. lub pozioma	—
2	Frezować płaszczyznę podstawową			—	rys. 29
3	Frezować bazę			—	—
4					
5	Frezować nit			—	—
6					
7	Frezować zaczep			—	—
8					
9	Frezować profil zewn. stopki			—	rys. 30
10					
11	Frezować profil wewn. stopki			—	—
12					
13	Frezować profil parowy wewn.		—	—	—
14					
15	Frezować profil parowy zewn.		—	—	—
16					
17	Odciąć bazę		Imadto masz.	—	—
18	Polerować część parową		—	Polerawn.	—

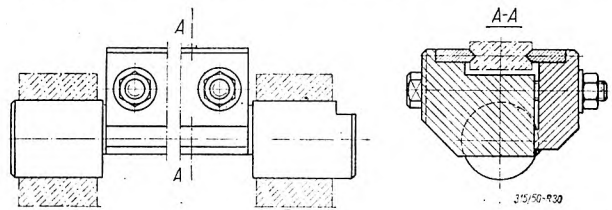
Rys. 28. Plan obróbki łopatki typu 4.



Rys. 29. Wykorzystanie części odpadkowych do mocowania.

i należy do typu 4. Jak widać z rys. 29 kształt profilu łopatki nie zapewniał właściwego zamocowania w początkowych operacjach (porównać czynności 7 ÷ 15 planu rys. 23) przy równoczesnej oszczędności materiału. Ponieważ nawet minimalny rozmiar materiału pozostawiał część odpadkową (oznaczoną *a*), wykorzystano te części materiału do wyfrezowania „fałszywego”, dogodnego do zamocowania profilu. Po wykonaniu obróbki zbędne części profilu podlegają odcięciu.

Na skutek jednolitej podczas całej obróbki bazy, zaprojektowany i widoczny na szkicach planu obróbki profil (rys. 28) daje jako dodatkową korzyść znaczne uproszczenie konstrukcji i zredukowanie ilości uchwytów. Dla wykonania łopatki przy 17 czynnościach wystarczają tylko 3 uchwyty, z których jeden podano na



Rys. 30. Podstawowy uchwyt planu obróbki (rys. 28).

rys. 30 (pozostałe stanowią nieznaczną odmianę) bez podstawy nastawnej, która posiada analogiczną, jak uchwyt na rys. 37, konstrukcję. Zamocowywanie odbywa się, podobnie jak przy szeregu dotychczas omówionych uchwytów, przez zaciskanie elementu sprężynującego. Ten typ zamocowania odznacza się, poza prostotą konstrukcji, także i niezmiennym położeniem zacisku, które nie może się zmienić na skutek braku jakichkolwiek części ruchomych i podlegających zużyciu. Dlatego uchwyty tego rodzaju, jak to już wspomiano, nie odkształcają przedmiotu, i co zatem idzie są dokładne i dogodne w produkcji.

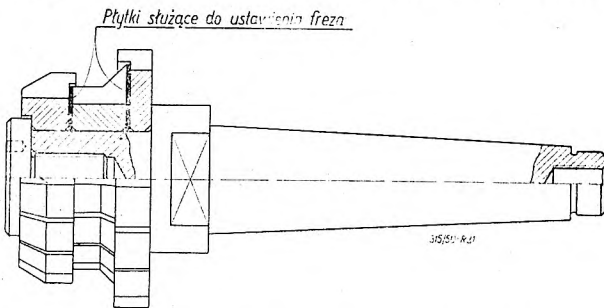
Oszczędności możliwe do uzyskania drogą normalizacji uchwytów ilustruje poniższe porównanie. Do wykonania opracowanej przez autora produkcji, obejmującej 27 różnych typów łopatek, należałoby normalnie (tzn. bez uchwytów uniwersalnych i normalizacji) wykonać około 400 różnych uchwytów, które po wyprodukowaniu łopatek stały by się bezużyteczne. Podstawa cyfry 400; 27 typów × 18 czynności równoważnych około 16 uchwytom, 27 × 16 = 432. Przez opracowanie 5 typów uchwytów uniwersalnych zredukowano ilość 400 uchwytów do 85 sztuk. Ilość ta byłaby jeszcze o 30% mniejsza, gdyby od razu dostrzeżono możliwość konstrukcji i normalizacji uchwytów uniwersalnych. Nie było to jednak możliwe z powodu stopniowego powiększania się ilości opracowanych typów, częściowo nawet w czasie produkcji.

Produkcja narzędzi tnących, szczególnie frezów, potrzebnych do obróbki łopatek turbino-

wych, wysuwa szereg zagadnień specjalnych, które muszą być uwzględnione obok normalnie występujących.

Do obróbki zaczepów stopki stosować należy, ze względu na wysoką dokładność wykonania, frezy zespołowe, z których prostszy podany jest na rys. 31, a jeden z bardziej złożonych na rys. 32. Konstrukcja freza zespołowego najlepiej gwarantuje zachowanie odchyłek stopki, ponieważ te ostatnie zależą wtedy od jakości ustawienia narzędzia.

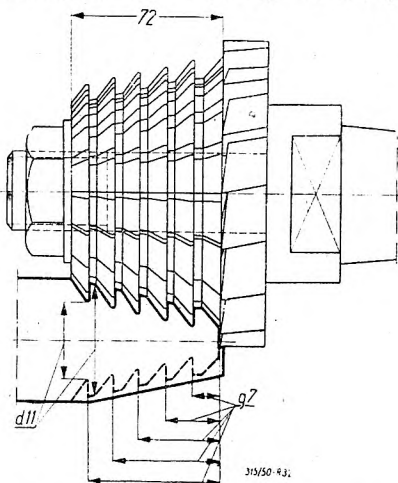
Podział freza na kilka części umożliwia wprowadzenie dla każdej części najodpowiedniejszego podziału zębów i dogodnej długości zębów. Wpływa to także na zmniejszenie odkształceń narzędzia, powstających przy obróbce cieplnej, oraz umożliwia choć częściową korektę poszczególnych części narzędzia przy szlifowaniu i ostrzeniu. Frez zamocowujemy na trzpieniu jednostronnie osadzonym we wrzecio-



Rys. 31. Frez zespołowy do obróbki zaczepów stopki.

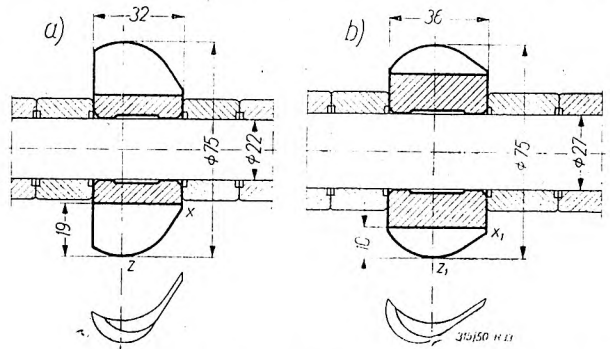
nie i nie podpartym w czasie pracy. W poszczególnych frezach nie wykonujemy, wbrew przyjętemu zwyczajowi, rowków na kliny, ponieważ frez z klinem, niedostatecznie zamocowany, z reguły pęka przy przeciążeniu, przy czym pęknięcie rozpoczyna się w rowku klina. Frez bez klina może się przy przeciążeniu obrócić na trzpieniu i tym obrotem dodatkowo zacisnąć nakrętkę trzpienia.

Frezy kształtowe do obróbki profili łopatki należy konstruować według zasad, podanych



Rys. 32. Frez zespołowy do obróbki zaczepów stopki.

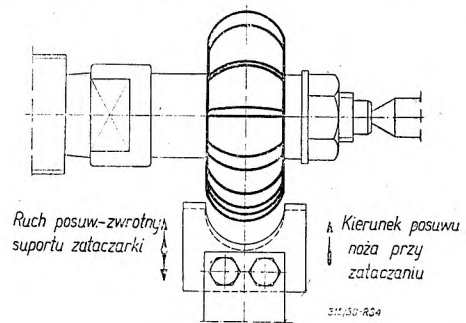
na rys. 33. Widać tu jasno korzyści wynikające z dodatkowego pochylenia profilu. Frez b posiada, przy tej samej średnicy użytego materiału, ząb krótszy i osadzony, mimo więk-



Rys. 33. Zasada konstrukcji frezów profilu parowego.

szej średnicy otworu, w większej masie materiału, aniżeli frez a. Frez b posiada zatem ząb mniej skłonny do drgań i odkształceń, co przy większej średnicy trzpienia przyczynia się do spokojniejszej od freza a pracy. W frezie a istnieje między punktami z i x większa różnica szybkości skrawania, co pogarsza w stosunku do freza b jakość obrabianej powierzchni. Dodatkową zaletą freza b jest brak sił skrawających bocznych, dzięki lepszemu rozłożeniu obrysu ostrza.

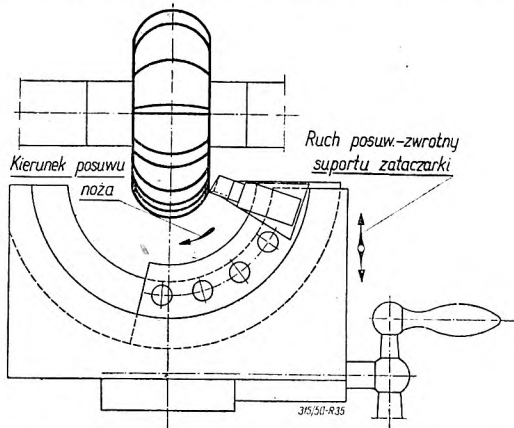
Zasadnicza obróbka, mająca na celu nadanie ostrzu freza odpowiedniego profilu, odbywa się na zataczarce przy użyciu noża krążkowego,



Rys. 34. Zataczanie freza nożem krążkowym.

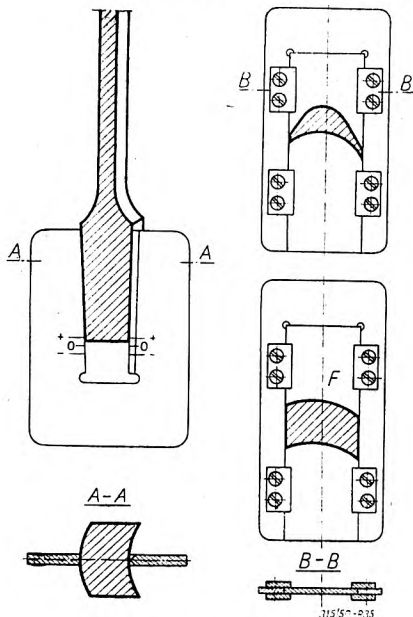
jak to widać na rys. 34. Wykonanie noża krążkowego jest kosztowne, poza tym ulega on łatwo uszkodzeniom, gdyż podczas pracy oddziałują nań znaczne siły, wywołane skrawaniem na całym obwodzie. Dlatego też pracy tym narzędziem może się podjąć tylko tokarz o wysokich kwalifikacjach. Metodą podaną i opracowaną przez autora według rys. 35, można obróbkę frezów na zataczarce, poza ustawieniem, powierzyć pracownikowi przyuczonemu. Suport kołowy tu stosowany podobny jest w zasadzie do suportu z rys. 22; różni się od niego tylko mniejszymi wymiarami. Suport zamocowany jest na imaku nożowym zataczarki i umożliwia obróbkę zwykłym nożem tokarskim.

Po obróbce cieplnej, narzędzia wykazują szereg ujemnych cech, polegających na obniżeniu twardości powierzchniowej i odkształceniach, powstałych skutkiem naprężeń wewnętrznych. Zmiana twardości na powierzchni jest wynikiem oddziaływania aktywnej atmosfery poza piecowej podczas przenoszenia freza do kąpielii chłodzącej. Dlatego też powierzchnię freza należy zabezpieczyć powłoką ochronną najlepiej chromu o grubości 0,007 mm. Zniekształcenia profilu, wywołane obróbką cieplną, usuwa się przez szlifowanie powierzchni robo-



Rys. 35. Zataczanie freza przy pomocy suportu obrotowego.

czej zębów. Do kontroli profili łopatek i narzędzi stosuje się komplety sprawdzianów kształtu (rys. 36). Sprawdziany te muszą być dokładnie doszlifowane tak, aby przy złożeniu nie przenikał przez szczelinę najmniejszy pro-



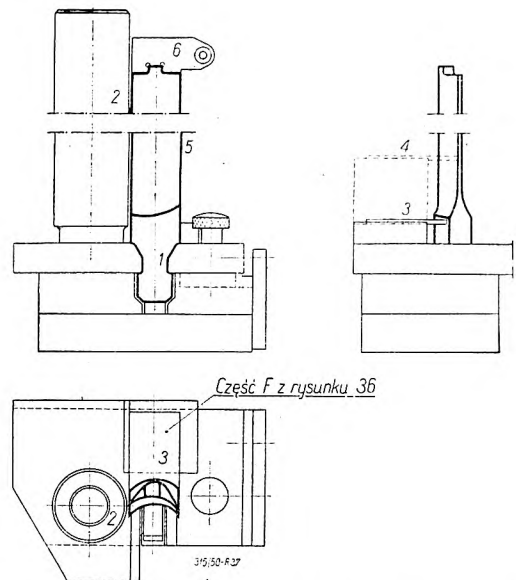
Rys. 36. Zespół sprawdzianów profilowych do kontroli profilu łopatki.

mień światła. Kontrola „na światło” mimo swej prostoty pozwala wykryć odchylenia profili mniejsze od 0,005 mm.

Większość czynności kontrolnych skupia się w sprawdzianie zespołowym według rys. 37, przy pomocy którego wykonuje się kontrolę:

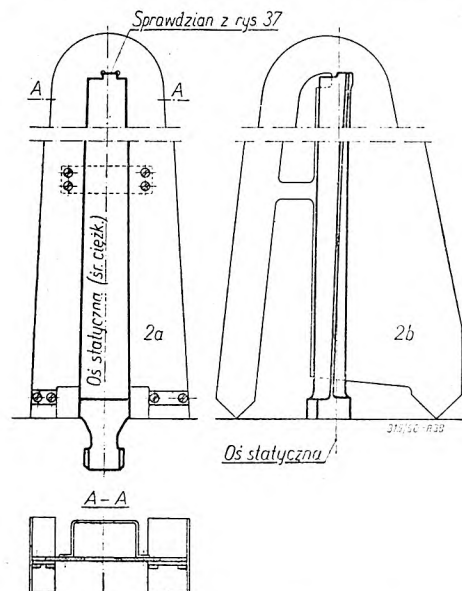
1. odchyłek stopki,
2. pionowego ustawienia łopatki,
3. ustawienia profilu stopki,
4. ustawienia profili parowych,
5. długości,
6. odchyłek nitów,

Odpowiednie czynności oznaczono liczbami na rys. 37.



Rys. 37. Sprawdzian zespołowy do kontroli ustawienia łopatek.

Kontrola ustawienia łopatek o zwiniętym profilu podana jest dodatkowo na rys. 38. Grubość profilu parowego i stopkowego i ich wzajemne położenie kontroluje się sprawdzianami



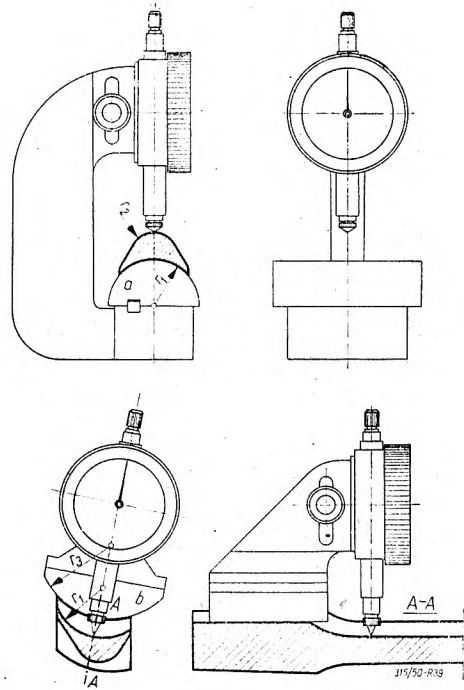
Rys. 38. Kontrola łopatek o profilu zwiniętym na sprawdzianie zespołowym z rys. 37.

czujnikowymi (rys. 39). Są to sprawdziany uniwersalne; przystosowaniu do profilu ulegają tylko elementy *a* i *b*, które wykonane są jako części wymienne.

Do kontroli frezów po wykonaniu oraz każdorazowo po ostrzeniu służy sprawdzian do frezów. Sprawdza się nim kąt natarcia γ , i wysokość poszczególnych zębów. Równą wysokość zębów sprawdza się „na światło”, co i w tym wypadku jest metodą dostatecznie dokładną. Brak widocznej szczeliny przy zetknięciu wszystkich zębów z linią wzorcową jest dowodem, że frez bije w granicach niższych od $\pm 0,005$ mm.

ŹRÓDŁA

- Bauman, Swieczkow i in. — „Technologia turbostrojania” — Moskwa 1948.
 Flügel — „Dampfturbinen” — Leipzig 1931.
 Judge — „Modern Gas Turbines” — London 1947.
 Kraft — „Die neuzeitliche Dampfturbine” — Berlin 1930.
 Kraft — Die Dampfturbine im Betrieb“ Berlin 1935.
 Krueger — „Dampfturbinenschaukeln” — Berlin 1930.
 Łosiew — „Parowye turbiny” — Moskwa 1947.
 Mołoczek — „Remont parowych turbin” — Moskwa 1946.
 Swieczkow — „Pierelop. rotorow par. turbin” — Moskwa 1944.
 Stodola — „Dampf- u. Gasturbinen” — Berlin 1924.
 Oehler — „Grundzüge der Berechnung und des Baues von Dampfturbinen” — Berlin 1942.
 Zietemann — „Berechnung u. Konstruktion der Dampfturbinen” — Berlin, 1930.



Rys. 39. Sprawdziany czujnikowe do kontroli grubości i odstępu profilów.

- Janowski — „Konstruowanie i rachunek na przyczynę detal, par. turbin” — Moskwa 1947.
 Brillong — „Verluste in d. Schaufeln von Freistrahl-dampfturbinen“ Mitt. Forsch.-Arb. Ing. wes. H. 68.

Bibliografia

Recenzje

„MECHANIKA GÓRNICZA”, format 70×100, str. VIII + 536. Państwowe Wydawnictwa Techniczne. Katowice, 1950 r.

Część IV „Mechaniki górniczej”, stanowiącej tłumaczenie niemieckiego podręcznika napisanego przez prof. Maercksa, obejmuje zarys mechaniki cieczy i gazów, przystosowany do potrzeb górnictwa. Szczególną zaletę podręcznika stanowi wielka liczba przykładów ilustrujących umiejętnie zwięzły wywód podstawowych praw hydro- i aeromechanicznych. Tematem tych przykładów są przeważnie zagadnienia wyłaniające się w praktyce górniczej. Pewna część przykładów dotyczy techniki pomiarów.

W ponownym wydaniu „Mechaniki górniczej” należałoby zwrócić większą uwagę na poprawność słownictwa, które w wydaniu obecnym jest tak dowolne, że nawet na tym samym miejscu (np. na rysunku 449 i w objaśnieniach do tego rysunku) to samo zjawisko jest określone dwiema różnymi nazwami („Przepływ pasmowy” obok „przepływu warstwowego” oraz „przepływ zaburzony” obok „przepływu burzliwego”). Wskazana byłaby także większa staranność w przytaczaniu nazwisk. Współtwórca hydrodynamiki teoretycznej figuruje bowiem w omawianym podręczniku stale jako „Bernouilli” (zamiast *Bernoulli*), zaś nazwisko *Poiseuille* jest systematycznie przekręcane na „Poiseulle”.

Mimo wskazanych drobnych usterek stanowi część IV „Mechaniki górniczej” pożądany nabytek literatury podręcznikowej.

Prof. M. Broszkowski

Prof. dr inż. Ewa Neyman-Pilatowa „PŁYNNE PALIWA SILNIKOWE”. Wydanie I, format A5, stron XI + 147, rysunków 39, tablic 18. Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa, 1950.

Krótką, a pożyteczną książką zmarłej przedwcześnie prof. dr inż. E. Neyman-Pilatowej wypełnia lukę w naszej powojennej literaturze technicznej w dziedzinie paliw.

Książka ta właściwie ma dwa różne poziomy. Poziom niższy — popularny, to wprowadzenie czytelnika w zagadnienie chemii naftowej. Wprowadzenie to nie narządza żadnych trudności, czytelnikowi nawet zupełnie nie przygotowanemu. Do części przystępnej zaliczyć należy również opis pracy silnika wraz z rozdziałem o liczbie oktanowej. Nieco trudniejsze, wymagające pewnego odczytania technicznego, są rozdziały przedstawiające różne metody produkcji paliw; jednak i te rozdziały nie przedstawiają wielkich trudności przy uważnym ich studiowaniu.

Książka ta jest bardzo pożyteczna dla techników naftowych i dla szerszych kół interesujących się paliwami silnikowymi, dla których po jej przeczytaniu pojęcia takie jak: kraking, reformowanie, synteza, alkilowanie itp. nabiorą właściwego sensu.

inż. A. Rausch

F. J. Camm „NEWNES ENGINEER'S REFERENCE BOOK”, George Newnes Ltd. London, 1949.

Trzecie wydanie popularnego poradnika technicznego „Newnes Engineer's Reference Book” różni się od

wydań poprzednich rozszerzonym zakresem treści (dodano 29 nowych tematów) oraz objętością, zwiększoną o 300 stron. Natomiast dotychczasowy, dość przypadkowy układ treści nie uległ zmianie. Dla przykładu podamy tytuły pierwszych rozdziałów: Skróty. Stowarzyszenia naukowe i techniczne. Jednostki miar. Termodynamika. Hydromechanika. Rachunki warsztatowe. Rysunek techniczny. Zagadnienia patentowe. Kółka i rekojeści. Wytrzymałość materiałów. Napędy pasowe itd. itd.

Ze względu na małą ilość rycin i stosowanie angielskiego systemu jednostek miar, przydatność tego poradnika dla polskiego technika jest niewielka. Natomiast poradnik *Camma* stanowi niewyczerpane źródło poprawnej terminologii angielskiej z zakresu mechaniki, nieskażonej wpływami amerykańskimi.

A. T. T.

Court J. M. A. „FUELS and LUBRICATING OILS for INTERNAL COMBUSTION ENGINES”.

W pierwszej części omawianej książeczki autor zapoznaje czytelnika z budową i rodzajami węglowodorów, wchodzących w skład paliw, pokrótce z destylacją ropy naftowej i procesami wtórnymi produkcji paliw jak kraking, uwodornienie, synteza benzynu z lekkich węglowodorów nienasyconych z zastosowaniem polimeryzacji i alkilacji, z produkcją izooktanu. Omawia proces spalania w ogóle, spalanie w silniku, podstawowe pojęcia o pracy silnika i detonacji; zaznajamia czytelnika z metodami pomiaru własności przeciwstukowych paliw i sposobami ich wyrażania, następnie podaje metody badań paliw i znaczenie różnych własności paliw dla pracy w silniku.

Drugą połowę książki autor poświęca smarowaniu silnika; a więc omawia systemy smarowania, zachowanie się oleju podczas pracy, znaczenie poszczególnych prób stosowanych do oceny olejów, opis aparatów i metod pomiaru poszczególnych własności olejów. Na zakończenie autor podaje najnowsze normy dla paliw i olejów.

Książka powyższa zawiera niezbędne i najnowsze wiadomości z dziedziny paliw i smarów do silników niskoprężnych, podane w sposób rzeczowy i przystępny.

inż. Bolesława Mielnikowa

P. H. Bilington „BALL AND ROLLER BEARINGS”. Mechanical World Monographs Nr 51. London, 1949.

Zgodnie z zamierzeniem autora, książka ta ma przedstawiać w krótkiej i popularnej formie zagadnienie łożysk tocznych w nowoczesnej technice.

Autor wykorzystując w bardzo szerokim zakresie dane i opracowania katalogowe szeregu angielskich i amerykańskich fabryk łożysk tocznych, tak iż omawiana książeczka stanowi właściwie dość dobrze opracowaną reklamę szeregu typów łożysk produkowanych przez firmy, wymienione w przedmowie powyższej książeczki.

Książeczka ta o materiale dość skromnym i to potraktowanym w sposób dość nie jednolity nie zasługiwałaby na większe zainteresowanie, gdyby nie fakt, że podaje nieco wiadomości i kilka ciekawych ilustracji dotyczących niektórych nowszych i mniej w praktyce znanych rozwiązań konstrukcyjnych łożysk tocznych.

Jedno z takich rozwiązań stanowią łożyska Pollard o rolkach cylindrycznych spiralnych. łożyska tego typu, spotykane dotychczas w praktyce niemiernie rzadko, propagowane są obecnie przez wymienioną firmę w całym szeregu trudnych i odpowiedzialnych rozwiązań, gdzie dają jakoby doskonałe wyniki.

Rozwiązanie ciekawsze pod względem konstrukcyjnym stanowią łożyska rolkowe firmy „Coopers Roller Bearing Co” dzielone w płaszczyźnie osi wału. łożyska, tego typu posiadają niewątpliwie ogromną przewagę nad łożyskami nie dzielonymi z punktu wi-

dzenia łatwości montażu. W książce podano szereg ilustracji przedstawiających charakterystyczne wypadki zastosowania łożysk tego typu.

Jako specjalnie interesujące zanotować należy: mażnicę wagonu kolejowego oraz ciężkie łożysko przystosowane do przyjmowania dużych obciążeń poprzecznych i wzdłużnych. Niestety, w książeczce nie podano żadnych informacji dotyczących zachowania się tych łożysk w pracy, w szczególności ich trwałości i dokładności.

Interesujący szczegół konstrukcyjny stanowią sprężynujące pierścienie osadce „Seeger Circlip”, służące do ustalania łożyska na wale lub w otworze oprawy.

Rozdział VII zawierający analizę rozkładu sił działających na łożyska w kilku typowych mechanizmach stanowi przykład jasnego i przystępnego wykładu.

Inż. Janusz Babiński

Książki nadesłane

J. I. Perelman „MECHANIKA W KALEJDOSKOPIE”, Format A5, str. 149, rys. 89. Wydawnictwo PWT, rok 1950, cena zł 4.—

Książka ma na celu odświeżenie zapomnianych wiadomości z mechaniki. Postawione sobie zadanie autor osiąga rozpatrując ciekawe zagadki i zadania zaczerpnięte z otaczających nas zjawisk, przy czym odstąpił on od praktykowanego powszechnie, w tego rodzaju publikacjach, zwyczaju pomijania strony matematycznej zagadnień; dlatego też w niektórych przypadkach spotykamy się z obliczeniami matematycznymi, zresztą na poziomie elementarnym.

Książka przeznaczona jest dla czytelnika posiadającego skromny zasób wiadomości z mechaniki; jest ona szczególnie pomocna jako lektura uzupełniająca dla młodzieży technicznych szkół zawodowych.

CHEMIA I TECHNIKA. Tom V. Współczesne problemy inżynierii chemicznej. Format A5, str. 784, rys. 233, chemat 6, tablic 39. Wydawnictwo PWT, rok 1950, cena zł 42.—

Cykl wykładów dla inżynierów i techników chemików. Praca zbiorowa. Na treść książki składają się następujące rozdziały: procesy podstawowe inżynierii chemicznej, ruch ciepła, wymiana (ruch) mas, wymienniki ciepła, zasady techniki próżni, pompy próżniowe i pomiary próżni, elektrofiltry, prostowniki, zarys chłodniczych urządzeń absorcyjnych, reaktory dla reakcji gazowych, postępy w budowie aparatury tłuszczowej, główne wytyczne konstrukcji pieców elektrycznych i postępy technologii karbidu, bezpieczeństwo w przemyśle chemicznym.

Herman Ulich „ZARYS CHEMII FIZYCZNEJ”, Format A5, str. 478, rys 84. Wydawnictwo PWT, rok 1950, cena zł 33.—

Książka omawia ogólne zagadnienia chemii fizycznej, do których obecnie brak jest źródeł polskich.

Przeznaczona jest dla studiujących chemię na poziomie wyższym oraz dla inżynierów chemików i magistrów w zakresie chemii.

Prof. inż. Ladislav Homola „MASZYNY ELEKTRYCZNE PRĄDU ZMIENNEGO”. Tom I — maszyny synchroniczne. Format B5, str. 191, rys. 175. Wydawnictwo PWT, rok 1950, cena zł 13.50.—

Książka omawia zasadę działania, rodzaje uzwojeń, przebieg obliczenia i konstrukcje prądnic synchronicznych oraz podaje ogólne wiadomości o silnikach synchronicznych, kompensatorach i przetwornicach.

Książka przeznaczona jest dla projektujących maszyny elektryczne w przemyśle i może również stanowić cenną pomoc dla uczniów i nauczycieli szkół technicznych.

H. M.

Wiadomości SIMP

SPRAWOZDANIE Z DZIAŁALNOŚCI KOMISJI USPRAWNIEŃ ZAWODOWYCH SIMP

W oparciu o Ustawę o Stopniu Inżyniera z dnia 28 stycznia 1948 r. Art. 7 lit. a i Art. 8 p. 3 — Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich — poprzez swą Komisję Usprawnień Zawodowych rozpatruje wnioski i potwierdza praktykę zawodową kandydatów odpowiadających wymaganiom powyższej Ustawy.

Komisja w okresie od 1 kwietnia 1950 r. do dnia 1 stycznia 1951 r. odbyła 42 posiedzenia robocze, na których rozpatrywano ziożone 335 podań.

Pozytywnie załatwiono (potwierdzono praktykę) 197 podań, w czym 32 wnioski o zwolnienie od egzaminów dla Komisji Egzaminacyjno-Werifikacyjnych.

Nie potwierdzono praktyki 47 petentom. Zwrócono akta do uzupełnienia 25 petentom. W toku rozpatrywania pozostało 75 spraw. Około 50 podań było rozpatrywanych 2- i 3-krotnie ze względu na niekompletne złożenie dokumentów, braku sprawozdań oraz zawzięłość spraw.

Według zestawionych danych, o pochodzeniu społecznym, na podstawie potwierdzonych praktyk, 80% stanowią kandydaci ze środowiska robotniczego i chłopskiego.

Poza tym przedstawiciele Komisji udzielali bezpośredniego porad i konsultacji kandydatom na stopień inżyniera.

Komisja ma za zadanie nie tylko potwierdzić praktyki, ze względu ich czasokresu, lecz ma obowiązek zbadać kierunek zawodowy, specjalizację, poziom praktyki, czas praktyki wymaganej przez Ustawę na poziomie inżynierskim, oraz zgodność jej z kierunkiem specjalności reprezentowanej przez kandydata.

Komisja współdziała z Komisją Oświatową SIMP, inicjując powołanie do życia poradni dla kandydatów, organizując kursy korespondencyjne, udzielając pomocy i opieki kolegom ubiegającym się o stopień inżyniera z tytułu „Ustawy”.

Z AKCJI SZKOLENIOWEJ SIMP

W celu podniesienia poziomu wiedzy technicznej i zaznajomienia naszych Kolegów pracujących na kierowniczych stanowiskach z nowoczesnymi problemami techniki — Komisja Szkoleniowa SIMP — zorganizowała Kurs na najwyższym poziomie na temat: „Nowoczesne Problemy Techniki Wytwarzania w Przemśle Metalowym”.

Kurs odbył się w dniach 6 ÷ 21 grudnia na Politechnice Warszawskiej. W tematyce wykładów położono główny nacisk na dziedzinę procesów wytwórczych, a następnie na planowanie, organizację i kontrolę.

Na Kurs złożyły się następujące dwugodzinne wykłady:

1. Zagadnienia gładkości — *prof. W. Biernawski*
2. Ekonomiczna produkcja narzędzi *Inż. A. Józefik*
3. Obrabiarki agregatowe i automatyczne linie obrabiarek agregatowych — *prof. W. Szymanowski*
4. Obróbka cieplna — *prof. K. Wesółowski*
5. Obróbka plastyczna — *inż. J. Jarocki*
6. Powłoki ochronne — *inż. P. Kosieradzki*
7. Spawalnictwo — *inż. Z. Dobrowolski*
8. Odlewnictwo — *inż. J. Lutostawski*
9. Planowanie operacyjne — *inż. Zb. Lutostawski*
10. Statystyczna kontrola jakości — *dr inż. J. Odefeld*
11. Zastosowanie kart dziurkowanych w warsztacie wytwórczym — *dyr. J. Bogdanowicz*

12. Transport wewnętrzny — *inż. J. Tymowski*
13. Organizacja przedsiębiorstw — *dr inż. Z. Zbihowski*

Wykładowcami byli wybitni specjaliści co zapewniło wysoki poziom wykładów.

Należy podkreślić wielkie zainteresowanie wśród słuchaczy, co wynika z tego, że na stu siedmiu zgłoszonych słuchaczy Kurs wysłuchało (pełne wykłady) sto jedna osoba. — Niektóre wykłady były przedłużane ponad godziny kończących się wykładów przy pełnej frekwencji słuchaczy.

Na podstawie przeprowadzonej ankiety wśród słuchaczy Kursu podajemy niektóre dane jak:

Kurs wysłuchało inż. magistrów	5
techników	44
techników	49
innych	9
	107

W tym według zajmowanych stanowisk w przemyśle

Dyr. Techn. i szef, produkcji	31
Naczeln. — Ref. Wydz.	38
Inspektorów Techn.	30
Innych	8

Pod względem wieku było ponad 40 lat uczestników 41, poniżej 40 lat uczestników 66.

Z wyżej podanych cyfr nasuwają się następujące wnioski: połowa uczestników to ludzie z wyższym wykształceniem technicznym, a druga połowa to technicy zajmujący poważne stanowiska techniczne w naszym przemyśle metalowym, a wreszcie to 60% ludzi młodych co jest wielce dodatnim momentem znamionującym wielkie możliwości dla rozwoju naszego przemysłu w Planie 6-cio letnim.

Kursy o podobnej tematyce zostaną w roku bieżącym zorganizowane w niektórych ośrodkach przemysłowych Kraju.

E. M.

KURS SZYBKOŚCIOWEGO SKRAWANIA METALI

W wykonaniu Uchwał I Ogólno-Polskiej Konferencji Szybkościowego Skrawania Metali, SIMP łącznie ze Związkiem Zawodowym Metalowców w Warszawie, zorganizował Kurs Szybkościowego Skrawania Metali dla tokarzy i frezerów fabryk przemysłu metalowego w Warszawie.

Kurs odbywa się w Szkole Inżynierskiej im. Wawelberga w godz. wieczorowych.

Program Kursu obejmuje 140 godzin wykładów o teoretycznych podstawach szybkościowego skrawania, o narzędziach, uchwytach i przyrządach, oraz ćwiczenia praktyczne w Zakładzie Obróbki Metali Szkoły Inżynierskiej im. Wawelberga.

Wykłady na Kursie objęli profesorowie Szkoły Inżynierskiej z ob. Rektorem *prof. inż. L. Uzarowiczem* na czele.

Organizatorzy Kursu pragną przygotowywać dla potrzeb przemysłu metalowego kadre fachowców, która potrafi wprowadzić w naszych zakładach pracy metody radzieckich racjonalizatorów obróbki jak: *Henryka Bartkiewicza* i *Pawła Bykowa* oraz racjonalizatorów naszych fabryk.

Inicjatywa Zw. Zawodowego Metalowców zorganizowania tego Kursu, jest próbą wprowadzenia w praktyce metod nowoczesnej techniki drogą bezpośredniego podnoszenia kwalifikacji załóg fabrycznych.

K. R.

Kronika

PODSEKCYJA BUDOWY MASZYN SEKCYI BUDOWY MASZYN I TECHNOLOGII MECHANICZNEJ KONGRESU NAUKI POLSKIEJ

Sprawozdanie z działalności

Podsekcja zajmuje się zagadnieniami naukowymi w budowie maszyn a w szczególności maszynami napędowymi stacyjnymi i maszynami roboczymi.

W skład Prezydium Podsekcji wchodzi: *prof. inż. Ignacy Brach* i *dyr. inż. Zygmunt Keh*. Członkami Grupy Organizacyjnej są: *dyr. inż. Janusz Ditrzyk*, *prof. inż. Czesław Kanafojski*, *dyr. inż. Tadeusz Kosowski*, *prof. inż. Stanisław Król*, *prof. inż. Tadeusz Lewicki*, *prof. inż. Adolf Polak*, *dyr. inż. Kazimierz Raczyński*, *dyr. inż. Adolf Szmosz*.

Sekcja została podzielona na 9 grup Problemowych, w których przewiduje się opracowanie trzynastu referatów głównych i pomocniczych. Zgłoszonych zostało szereg referatów, w większości już opracowanych w formie skróconej, z których to referatów Prezydium Podsekcji opracowało zbiorcze tezy Podsekcji.

Poszczególne Grupy Problemowe odbywają Zjazdy Naukowe, na których dyskutowane są referaty i ustalane wytyczne dla zagadnień naukowych w powiązaniu z planami gospodarczymi kraju w oparciu o socjalistyczną metodę planowania prac naukowych i przy zastosowaniu marksistowskiej metodologii.

Odbyły się dotychczas następujące Zebrania i Zjazdy:

- a) Zjazd Grupy Maszyn Rolniczych w dniu 6 maja 1950 r. w Poznaniu.
- b) Zjazd Grupy Dźwignic i Przenośników w dniu 31 maja 1950 r. w Warszawie.
- c) Zebranie Grupy Pomp i Silników Wodnych w dniu 13 czerwca 1950 r. w Gliwicach.
- d) Zebranie Grupy Turbin Parowych i Spalinowych w dniu 28 czerwca 1950 r. w Warszawie.

Ponadto odbyły się dwa plenarne zebrania Podsekcji. Opracowane przez Podsekcję Tezy, jako wynik nadesłanych prac, podajemy na str. 33. Skrócone referaty poszczególnych Grup Problemowych, będą drukowane w „Przeglądzie Mechanicznym“.

I. B.

KOMUNIKAT PKPG

Przewodniczący PKPG Zarządzeniem Nr 339 z dnia 9 grudnia 1950 r. powołał przy Państwowej Komisji Planowania Gospodarczego Komisję do opracowania zagadnień produkcji i zaopatrzenia zakładów pracy w urządzenia i instalacje pomiarowe, kontrolne i sterujące.

Zadaniem Komisji jest:

- 1) ustalenie potrzebnych w latach 1951—1955 ilości, rodzajów, typów i asortymentów urządzeń i instalacji pomiarowych, kontrolnych i sterujących;
- 2) ustalenie zbiorowego planu importu urządzeń, o którym mowa w pkt. 1) ze szczególnym uwzględnieniem urządzeń i instalacji do dokonywania pomiarów oraz kontroli i sterowania: temperatur, ciśnień, przepływów, poziomów, analiz składu i wielkości elektrycznych;
- 3) ustalenie projektu planu produkcji urządzeń i instalacji pomiarowych, kontrolnych i sterujących;
- 4) zaprojektowanie zakładów pracy, które przystąpią do produkcji urządzeń i instalacji pomiarowych, kontrolnych i sterujących oraz ich elementów;

- 5) sprawdzanie użyteczności opatentowanych w Polsce wynalazków i dokonanych usprawnień, dotyczących urządzeń i instalacji pomiarowych i sterujących oraz w razie dodatkowej oceny włączenie ich do planu produkcji tych urządzeń i instalacji;
- 6) zbieranie dokumentacji technicznej istniejących urządzeń i instalacji pomiarowych, kontrolnych i sterujących;
- 7) ustalenie planu szkolenia kadr w dziedzinie stosowania produkowanych instalacji.

Miejszem urzędowania Komisji jest Państwowa Komisja Planowania Gospodarczego — Departament Techniki.

ZEBRANIE SEKRETARZY GENERALNYCH STOWARZYSZEŃ I SEKRETARZY ODDZIAŁÓW NOT

Dnia 10 stycznia b. r. odbyło się w Domu Technika w Warszawie zebranie Sekretarzy Generalnych Stowarzyszeń i Sekretarzy Oddziałów NOT.

W zebraniu uczestniczyło 30 osób.

Obrady zagał *mgr inż. Czarnowski*, Sekretarz Generalny NOT, poddając obszernej analizie całokształt działalności NOT i Stowarzyszeń we wszystkich działach pracy. Jednocześnie *kol. Czarnowski* omówił wytyczne dalszego usprawnienia i rozwoju ruchu stowarzyszeniowego, omawiając szczegółowo obecny stan organizacyjny NOT oraz wszystkie zasadnicze działy pracy Stowarzyszeń i Oddziałów, udzielając praktycznych wskazówek odnośnie realizacji ich zadań.

Specjalny punkt porządku dziennego poświęcony był sprawom finansowym, w którym wyjaśnione zostały zagadnienia budżetów Stowarzyszeń i Oddziałów NOT na rok 1951, subwencji dla Stowarzyszeń oraz opracowywanej instrukcji finansowej.

W związku z akcją werbunkową do Stowarzyszeń, przeprowadzoną z okazji Rejestracji Inżynierów i Techników, omówiono sprawę szybkiego dotarcia do zgłoszonych kandydatów, oficjalnego przyjęcia ich w szeregi członków, a także zainteresowania ich zadaniami i celami Stowarzyszeń oraz mobilizacji do pracy w Stowarzyszeniach.

Odnośnie planów prac poszczególnych Stowarzyszeń ustalono generalną linię postępowania, w której programy działalności oparte na wytycznych Sekretariatu Generalnego NOT, powinny być uzgadniane z odpowiednimi ministerstwami oraz ściśle powiązane z zatwierdzonymi budżetami.

W punkcie 5 porządku obrad *inż. Gajewski* omówił przygotowania do dorocznych zjazdów Stowarzyszeń oraz Walnych Zgromadzeń Oddziałów NOT.

Podsumowując dyskusję, *kol. Czarnowski* stwierdził, że mimo pewnych niedociągnięć prace NOT rozwijają się pomyślnie.

Naczelna Organizacja Techniczna zajmuje poważne stanowisko w życiu państwowym, dąży do najściślejszego włączenia się w budowę Polski Socjalistycznej — przez najaktywniejszy udział w realizacji planów gospodarczych.

MONOGRAFIE POSTĘPOWYCH UCZONYCH POLSKICH

Z inicjatywy Prezydium Komitetu Wykonawczego I Kongresu Nauki Polskiej utworzony został w dniu 18 stycznia br. Komitet Redakcyjny do spraw „Monografii Postępowych Uczonych Polskich“.

Na członków Komitetu powołano *prof. dr B. Leśno-doińskiego, prof. dr A. Grodka, prof. dr Olszewicza, prof. dr T. Jaczewskiego, dr A. Halicką, prof. I. Bracha, prof. dr St. Ziemeckiego i dr F. Widy-Wirskiego.*

Na przewodniczącego Komitetu wybrano *dr F. Widy-Wirskiego.*

Komitet Redakcyjny „Monografii“ utworzony został w wyniku uchwały Prezydium Komitetu Wykonawczego I-go Kongresu Nauki Polskiej, której myślą przewodnią była konieczność spopularyzowania i uczczenia postaci oraz dorobku postępowych uczonych polskich.

Komitet Redakcyjny ustali przede wszystkim, jaki charakter nosić winny opracowania monograficzne,

a następnie dokona wyboru uczonych, którym monografie takie należałoby poświęcić.

W chwili obecnej Komitet pracuje nad ustaleniem kryteriów według których sporządzana zostanie lista uczonych postępowych. Jednym z momentów decydujących będzie niewątpliwie dorobek pracy naukowej uczonego, związanej w danym okresie czasu z ruchem postępowym. W każdej monografii uwzględnione będzie tło epoki ze wszelkimi elementami ówczesnej sytuacji społeczno-ekonomicznej, które miały bezpośredni wpływ na życie i pracę uczonego.

Poszukując kandydatów do „Monografii“, Komitet Redakcyjny wydobędzie z zapomnienia szereg uczonych polskich.

Nowe Polskie Normy z dziedziny mechaniki

W miesiącu wrześniu 1950 r. zostały przez PKN wydane drukiem następujące normy.

Hutnictwo:

- PN/N-94022 Analiza surówki żeliwa i stali. Oznaczenie całkowitej zawartości glinu (2 ark.).
 H-94300 Odkuwki stalowe matrycowane. Projektowanie odkuwek,
 H-94301 Odkuwki stalowe matrycowane. Dopuszczalne odchyłki wymiarowe.
 H-94303 Odkuwki stalowe matrycowane. Dokładność gratowania i dopuszczalne przeszerzenia odkuwek.
 H-94500 Stal. Pręty kute. Wymiary.

Technika warsztatowa:

- PN.M-55011 Zastosowanie stożków Morse'a i metrycznych do obrabiarek, narzędzi, uchwytów i przyrządów.
 M-59680 Wiertła kręte do nakiełków.
 M-50151 Trzpienie frezarskie zabierakowe z chwytem stożkowym 7 : 24 do frezów walcowo-czołowych.
 M-60152 Trzpienie frezarskie zabierakowe wydłużone z chwytem stożkowym 7 : 24 frezów walcowo-czołowych.
 M-60155 Oprawki zaciskowe z chwytem stożkowym Morse'a do frezów; zaciskowe z chwytem cylindrycznym.
 M-60158 Tulejki sprężynujące do oprawek zaciskowych do frezów z chwytem cylindrycznym.

- M-60221 Przyrządy i uchwyty. Trzpienie zabierakowe z chwytem stożkowym Morse'a do rozwiertaków nasadzanych.
 M-60651 Uchwyty tokarskie samocentrujące. Wielkości.
 M-60652 Tarcze do uchwytów tokarskich. Półfabrykaty.
 M-61222 Przyrządy i uchwyty. Zarzutki.
 M-64975 Klucze nastawne podwójne; nastawiane rękojeści.

W zeszycie 10/50 „Wiadomości PKN“ zostały opublikowane następujące projekty norm:

Tłoczniki:

- PN/M-66501 Prostokątne korpusy tłoczników z bocznymi prowadnicami słupowymi.
 M-66502 Prostokątne podstawy tłoczników z bocznymi prowadnicami słupowymi.
 M-66503 Prostokątne płyty głowicowe tłoczników z bocznymi prowadnicami słupowymi.
 M-66504 Prostokątne korpusy tłoczników z przeciwnymi prowadnicami słupowymi.
 M-66505 Prostokątne podstawy tłoczników z przeciwnymi prowadnicami słupowymi.
 M-66506 Prostokątne płyty głowicowe tłoczników z przeciwnymi prowadnicami słupowymi.
 M-66507 Okrągłe korpusy tłoczników z bocznymi prowadnicami słupowymi.
 M-66508 Okrągłe podstawy tłoczników z bocznymi prowadnicami słupowymi.
 M-66509 Okrągłe płyty głowicowe tłoczników z bocznymi prowadnicami słupowymi.

SPRZYSTOWANIE. W zeszycie 10—11/50 „Przeglądu Mechanicznego“, (str. 371) na wykresie rys. 2 błędnie podana została skala pionowa. Zamiast gr/KMh powinno być t/h, a istniejące liczby należy podzielić przez 100. A więc zamiast liczby 200 winna być cyfra 2, zamiast 300 — 3 itd.

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

Komitet Redakcyjny: *prof. inż. IGNACY BRACH, inż.-mech. PAWEŁ KOSIERADZKI, inż.-mech. EDWARD ŁYSAKOWSKI, inż.-mech. EUGENIUSZ MAŁKIEWICZ, inż.-mech. PIOTR MOROZ, inż.-mech.*

JAN OBALSKI, prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI, inż.-mech. ADAM TADEUSZ TROSKOLAŃSKI,

Redaktor Naczelny: *inż.-mech. MARIAN WAKALSKI*

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

Redaktor Techniczny: *CZESŁAW PIEKARSKI*

Sekretarz redakcji: *HALINA MIKULSKA*

PKO Nr konta I-4665

PRZEGLĄD BIBLIOGRAFICZNY MECHANIKI

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODKI DOKUMENTACJI
GŁÓWNEGO INSTYTUTU MECHANIKI

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „PRZEGLĄD MECHANICZNY”

ROCZNIK 2

WARSZAWA, LUTY 1951

NR 2

OŚRODEK DOKUMENTACJI TECHNIKI CIEPLNEJ

P — PALIWA I SMARY

18 P01w : A01z 662.7 : 621.43 B4 2—51

V. P. Paliwa silników benzynowych. „Paliwa benzynowych motoru”. Svět Motoru, Praha, 2-tyg. nr 73, luty 50, s. 75, A4, 5 str., 4 rys., 10 wykr. — W sposób przystępny dla eksploatatora względnie badacza silników benzynowych opisano własności paliw stosowanych w silnikach benzynowych. Autor podaje sposoby przeróbki ropy naftowej i węgla, tj. sposoby otrzymywania benzyny naturalnej i syntetycznej oraz wytwarzania alkoholów i innych paliw.

19 P01z : A01z 546.22 : 665.531.2 : 621.43 B4 2—51

Siemionow N. Wpływ zawartości siarki w benzynie na pracę silnika. „Wlijanie sodierżanija siery w benzynie na robotu dwigatiela”. Awtomobil, Moskwa, mies., nr 2, 1950, A4, 3,5 str., 8 rys., 3 tab. — Autor podaje rezultaty badań i prób, przeprowadzonych z 4 gatunkami benzyny zawierającej od 0,033%—0,723% siarki. Do prób użyto cztery małowielkościenne silniki motocyklowe. Wykresy i rysunki przedstawiają szkodliwy wpływ siarki na moc, ekonomiczność i sprawność silnika (od 25—35%). Należy więc używać benzyny zawierającej od 0,05—0,07% siarki. Artykuł cenny, dzięki przytoczeniu szeregu cyfr, dotyczących pracy silników i nie oświetlonych należycie w istniejącej literaturze.

20 P02t 662.66 B4 2—51

Cassan H., Martin R. Ku międzynarodowej klasyfikacji węgla. „Vers une classification internationale des charbons”. Chaleuert Industrie, Paris, mies. stycz. 50, A4, 8 str., 2 fot., 1 rys., 5 tab. — Sprawozdanie z prac wyłonionej przez O. N. Z. komisji dla spraw klasyfikacji węgla. W pracach biorą udział delegaci siedemnastu narodów. Pierwsze posiedzenie komisji odbyło się w dniach 21 i 22 lutego 49 r. Ustalono na nich dokładnie cel i metody pracy komisji. Na drugiej sesji (24, 25 i 26 paźdz. 50) ustalono, że klasyfikacja ma się opierać na dwóch wielkościach. Jako pierwszą przyjęto zgodnie stosunek części lotnych do czystego węgla. Co do drugiej wielkości wywniesiono różne propozycje, wymagające jeszcze uzgodnienia. Zajęto się też klasyfikacją węgla w zależności od wielkości bryły.

21 P02w : Z05 662.74 B4 2—51

Jilek J. Zgazowanie paliw stałych w obecności tlenu i pary wodnej pod ciśnieniem. Gaz, Woda i Technika Sanitarna, Warszawa, nr 5, maj 50, s. 165, A4, 17 str., 5 rys., 9 wykr., 12 tab. — Po omówieniu historii rozwoju zgazowywania paliw stałych, autor przeprowadza rozumowania, związane z przebiegiem procesów fizykochemicznych w gazogeneratorach, posilkując się szeregiem tablic i wykresów; i określa korzyści stosowania podwyższonych ciśnień (wzrost CH_4 i H_2); przewidywania teoretyczne zostają poparte wynikami badań w skali laboratoryjnej i półtechnicznej. Na przykładzie gazowni miejskich wybudowanych w Żytawie, Böhlen i Mostach omawia autor bilanse cieplne procesu zgazowania, po czym opisuje urządzenia gazowni oparte na zastosowaniu nowszych generatorów typu Lurgiego oraz podaje wyniki ich pracy. Przedstawienie sposobów regulacji i kontroli procesu gazowania, bilansów energetycznych i materiałowych, składów produktów procesu — powoduje, że praca autora może zainteresować zarówno początkującego jak i praktyka-specjalistę.

22 P02x 662.74 B4 2—51

H. M. Fies (Alabama Power Comp.). Podziemna gazyfikacja węgla. „Underground Gasification of Coal”. Combustion, New York, mies., stycz. 50, s. 58, A4, 1 str. — Autor rozważa procesy zachodzące podczas podziemnej gazyfikacji węgla, wskazując przy tym, że pozytywne wyniki osiągnęli już w tej dziedzinie Rosjanie w Basenie Donieckim i że usilne próby przeprowadzają prócz Ameryki, w zagłębiu Alabama, także i Francuzi, Belgowie oraz Anglicy. W wyniku obserwacji poczynionych w Alabamie, autor dochodzi do wniosku, iż podziemne spalanie węgla jest rzeczą zupełnie możliwą i nietrudną. Twierdzi on również, że zastosowanie turbiny gazowej przy takiej gazyfikacji spowoduje zwiększenie ogólnej sprawności użytecznej od 25 do 50%.

23 P03w 621.315 : 66 : 071 B4 2—51

Buxton H. F. Zastosowanie urządzeń elektrycznych w wytwarzaniu i rozdziale gazu. „The Application of El. Equipment in the Manufacture and Distribution of Gas”. Gas Times, Leighton (Ang.) mies., 5 maj 50, s. 220 i 19 maj 50, s. 329, A4, 10 str. — Dobór urządzeń do tłoczenia gazu oraz do napędu (prąd stały lub zmienny). Dobór napędu generatora. Rozpatrzenie możliwości stosowania silników gazowych. Linie rozdzielcze i ich zabezpieczenie. Zabezpieczenie silników.

24 P032z : Z06 665.7 B4 2—52

Simmonds W. A. Przegląd problemów badawczych wiążących się z użytkowaniem gazu miejskiego. „A Survey of Research Problems in the Use of Town Gas”. Gas Times, 5 maj 50, s. 199, A4, 7 str., 8 fot. — Badanie spalania przez pomiar podaży paliwa, optymalnych stosunków mieszanki palnej i spektrograficzne badanie płomienia. Zastosowanie spektrografu mas do analizy spalania przez odchylenie cząstek w polu elektrycznym i magnetycznym. Aerodynamiczne metody badania zachowania się płomienia. Ustalenie charakterystyk spalania i wpływ ilości powietrza. Zachowanie się tzw. pierwszego i drugiego powietrza. Pomiar szybkości przepływu gazu przez domieszki pyłu niepalnego. Badanie obszaru spalania. Oddawanie ciepła przez płomień, konwekcja, promieniowanie (metody pomiaru promieniowania). Korozja pod wpływem przepływu produktów spalania i zapobieganie jej.

25 P 662.7 . 629.135 B4 2—51

Curtiss R., Schaffer. Wskaźnik paliwa w samolotach. „Airplane Fuel Gauge”. Electronics, New York, mies., kwiec. 50, s. 77, A4, 3 str., 1 fot., 4 rys. — Zamiast normalnego typu piwowakowego wskaźnika poziomu paliwa stosuje się typ elektryczny, oparty na pomiarze pojemności elektrycznej. Wskazania jego odnoszą się do jednostek ciężaru paliwa a nie objętości zmiennej z temperaturą. Brak części ruchomych w zbiorniku ułatwia konserwację aparatu i nie wymaga wymiany części ruchomych. Większa dokładność wskazań pozwala zmniejszyć rezerwę paliwa uwzględniając błąd wskaźnika.

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE I BADAWCZE

26 Z01 : C07z 620.191.7 : 669 : 621.18 B4 2—51

Powell S. T., von Lossberg L. G., Rummel J. K. (Consulting Chem. Eng. Baltimore Md). Przyczyny powstawania i sposoby zapobiegania tworzeniu się tlenku

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE I BADAWCZE

żelaza w kotłach. „Causes and Prevention of Iron Oxide in Boilers“. *Combustion*, New York, mies. lip. 50, s. 37, A4, 8 str., 1 fot., 5 wykr., 2 tab., 23 poz. bibl. — Analiza przyczyn powstawania tlenku żelaza w kotłach parowych oraz podanie środków, jakie należy przedsięwziąć dla ochrony kotła przed korozją i dla złagodzenia jej skutków, o ile całkowita eliminacja jest niemożliwa lub nieopłacalna. W rozważaniach autorzy powołują się na wyniki prac badaczy amerykańskich.

27 Z01 : C07z 620.191.7 : 669.683 : 621.18 B4 2—51

Rivers H. M., Sonnett W. M. **Miejscowe tworzenie się magnetycznego tlenku żelaza w kotłach parowych przemysłowych.** „Localized Formation of Magnetic Iron Oxide in Power Boilers“. *Combustion*, New York, mies., czerw. 50, s. 41, A4, 6 str., 6 fot. — Opis procesu korozyjnego oddziaływania wody na blachy kotłowe, polegającego na wyzeraniu blach przez rozpuszczony tlen, oddziaływaniu alkali w większych stężeniach na ściany powierzchni ogrzewalnej, oddziaływaniu wodoru itp. Autor wymienia środki walki z korozją blach kotłowych, podkreślając konieczność właściwego ich stosowania, po uprzednim stwierdzeniu właściwej przyczyny korozji.

28 Z02 621.036.2 B4 2—51

Kondratow G. M. **Przyczynę do teorii ochładzania w sposób systematyczny kuli wykonanej z dwu różnych materiałów, dla określenia przewodnictwa złych przewodników ciepła (metoda „kula w kuli“).** „Prilożenie teorii reguliarnego ochładzania dwusortownego szara k opriedieleniu ciepłoprowodnosti plochich prowodnikov tiepla (metod „szar w szarie“). *Iz v. Akad. Nauk SSSR — Otd. Tiech. Nauk*, Moskwa, mies., nr 4, 1950, s. 536, B4, 7 str., 3 rys. — Ochładzanie względnie ogrzewanie metalowej kuli, zaopatrzonej w termoparę i otoczonej warstwą izolatora (w metalowej kulistej osłonie), przy zachowaniu stałej temperatury na powierzchni zewnętrznej, rozpatrzone w dwu wariantach. Zaproponowano i ułożono do nich dwie metody matematyczne: jedną, którą określono jako metodę kulistego bikalorymetru i drugą, którą nazwano metodą „kula w kuli“. Przytoczono również pewne dane o konstrukcjach niektórych bikalorymetrów kulistych oraz podano pewną ilość danych doświadczalnych, uzyskanych na tych kulistych i bikalorymetrach, dla porównania ich z wynikami zaproponowanych obliczeń teoretycznych.

29 Z02 621.036.2 B4 2—51

Surimov J. A. **Analiza niektórych zasadniczych pojęć i zagadnień teorii promieniowania cieplnego.** „Analiz niekotorych osnovnykh poniatij i zadacz teorii tieplo-wogo izluczienija“. *Iz v. Akad. Nauk SSSR — Otd. Tiech. Nauk*, Moskwa, mies., nr 4, 1950, s. 543, B4, 24,5 str. — Rozpatrzone następujące zagadnienia: 1) wywód i interpretacja kinetyczna układów liniowych niejednorodnych, algebraicznych i całkowych równań promieniowania, niezbędnych dla określenia wymiany promieniowania prostych układów ciał, z uwzględnieniem promieniowania padającego, wypadkowego, efektywnego i innych jego rodzajów; 2) określenie pojęć efektywnych współczynników absorpcji (pochłaniania) i odbicia, w wypadkach prostych ciał wklęsłych, a także niektórych innych pokrewnych pojęć; 3) rozkład gęstości promieniowania wypadkowego wnętrza sfery, ze stanem adiabaty-cznym na jej powierzchni. Wymienione zagadnienia zostały rozważone w głównej mierze w odniesieniu do dwu fundamentalnych teorii promieniowania cieplnego i ich zastosowania do układu prostych ciał rozdzielonych osrodkiem diatermicznym, ściślej dla najogólniejszego wypadku układu promieniującego dowolnej konfiguracji i dla powierzchni oraz wypadku przemian adiabatycznych.

30 Z02 699.844 : 699.86 B4 2—51

Chapman W. P. **Projekt sufitu antyakustycznego z ogrzewaniem promieniowym.** „Design of a Radiant-Acoustic Ceiling“. *Heating and Ventilating*, New York, mies., marz. 50, s. 67, 21×28 cm, 3 str., 3 fot., 1 rys., 1 tab. — Omówienie zagadnienia umieszczenia urządzenia antyakustycznego w suficie, który spełnia jednocześnie rolę powierzchni grzejnej. Przykład zastosowania kraty z materiału antyakustycznego z otworami o wymiarach 24"×24" i głębokości 6", w wypadku którego osiągnięto zmniejszenie hałasu na sali z 60 do 5,2 decibeli z jednoczesnym zmniejszeniem własności grzejnych sufitu przy tej samej temperaturze wody zasilającej o 39% (ze 100 na 61%).

31 Z02 561.564 B4 2—51

Nowy czynnik chłodniczy. „New Refrigerant“. *Heating and Ventilating*, New York, mies., kwiec. 50, s. 98, 28×21 cm, 0,7 str. — W Ameryce wyprodukowano nowy czynnik chłodniczy: Carrene-7. Czynnik ten posiada o 18% większą wydajność od Freonu-12, ma zbliżone do niego własności termodynamiczne, jest niepalny, nietrujący i nie powoduje korozji.

32 Z02 621.6 : 669—45 B4 2—51

Kramer A. W. **Zwykle zjawiska nie są proste.** (Rura Hilsch'a). „Common Phenomena Are Simple“ (*The Hilsch Tube*). *Power Engineering*, U. S. A., mies., nr 6, czerw. 50, s. 79, 22×21 cm, 0,5 str. — Opis rury Hilsch'a (prosta rura, do której dostarcza się powietrze stycznie do obwodu w jednym końcu, a otrzymuje na wylocie dwa strumienie powietrza: jeden ogrzany, drugi oziębiony). Podanie przypuszczalnego wyjaśnienia tego fenomenu.

33 Z02 621.036.7 B4 2—51

Durcham F. P. (University of Colorado). **Zwiększenie ciągu przez niekompletne rozprężenie.** „Increased Jet Thrust from Pressure Forces“. *Journal of the Aeronautical Sciences*, U. S. A., mies., t. 17, nr 7, lip. 50, s. 425, A4, 4 str., 2 wykr., 9 poz. bibl. — W napędzie przepływów lub turboodrztowym stosując niecałkowite rozprężanie w dyszy można osiągnąć większy ciąg niż przy ekspansji całkowitej. Autor wykazuje w zakresie jakich sprężów i współczynników prędkości zachodzi ta możliwość.

34 Z02 621.036.7 B4 2—51

Trilling L. (California Inst. of Technology). **Nieściśliwa warstwa przyścienna z gradientem ciśnienia i wysysaniem.** „The Incompressible Boundary Layer with Pressure Gradient and Suction“. *Journal of the Aeronautical Sciences*, U. S. A., mies., t. 17, nr 6, czerw. 50, s. 335, 29×27 cm, 8 str., 3 wykr., 22 poz. bibl. — Przybliżona metoda określania warunków stateczności warstwy przyściennej przy dowolnym gradientcie ciśnienia i rozkładzie ssania. W związku z powyższym, podano kilka uwag na temat warstw budowanych przez Blasiusa i Schlichtinga oraz przytoczono przykład zastosowania tej metody do warstwy na górnej powierzchni profilu laminarnego.

35 Z02 621.036.2 B4 2—51

Goldenberg S. A. **Konwekcja turbulentna w procesach wymiany ciepła, dyfuzji oraz w procesach chemicznych.** „Turbulentnyj pierienos w procesach tieploolmenia, diffuziji i w chemiczeskich procesach“. *Iz v. Akad. Nauk SSSR — Otd. Tiech. Nauk*, Moskwa, mies., nr 5, 1950, s. 689, B5, 6 str. — Wykazano, że współczynnik dyfuzji turbulencyjnej, uzyskany w sposób eksperymentalny w wielu kanałach dla gazów pary wodnej i cieczy, oraz integralny współczynnik turbulencyjnej wymiany ciepła, uzyskany przy pomocy przyjętej metody średnich całkowitych, można znaleźć, dla pewnego zakresu liczb Reynoldsa, przy pomocy wzoru empirycznego. Udowodniono również, iż powyżej pewnej wartości (większej od 400.10³)

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE I BADAWCZE

wartość tych współczynników nie zależy od wartości Re. Procesy wymiany ciepła w gazach, wymieszania gazów w rurach cylindrycznych i procesy chemiczne zostały jednoznacznie opisane i ujęte przy pomocy bezwymiarowych współczynników.

36 Z02 662.61 B4 2—51

Rawicz M. B. **Spalanie bezpłomienne**. „Biesplamienne gorenje“. Wiestnik Akad. Nauk. SSSR. Moskwa, mies., luty 50, s. 35, B5, 13 str., 3 rys. — Spalanie zupełne paliwa oraz bardzo wysokie temperatury mogą być osiągnięte bez widocznego płomienia. Stają się przy tym coraz bardziej zbyteczne niasywnie wielkie paleniska, a wydają się możliwe do wykorzystania nowe typy aparatów cieplnych bezpaleniskowych: pieców, kotłów, urządzeń technologicznych, suszarek itp., odznaczające się małymi wymiarami i wysokim współczynnikiem sprawności. Gazy dymowe, uzyskiwane przy spalaniu bezpłomiennym, nie zawierają sadzy, tlenku węgla, węglowodorów i innych produktów spalania niezupełnego i mogą być wykorzystane jako bezplatne źródło dwutlenku węgla i gazów nieaktywnych. Bardzo łatwo można spalać w sposób bezpłomienno paliwa gazowe. Przy odpowiednim rozpyleniu paliwa płynnego w obecności katalizatorów, można również doprowadzić do zupełnego spalania bezpłomienno. Zastosowanie katalizatorów podczas spalania paliwa stałego można również zagwarantować zupełność jego spalania

37 Z02 621.785 B4 2—51

Payntor D. A. **Usuwanie warstwy tlenków w regulowanym procesie starzenia**. „Scale Reduction in Controlled Atmosphere Cycle Annealing“. Industrial Gas, Philadelphia, mies., lip. 50, s. 10, A4, 5 str., 3 fot., 2 rys. — Redukcja warstwy tlenków podczas obróbki cieplnej półgotowych wyrobów kutech i kutołanych przez wprowadzenie atmosfery ochronnej wodoru. Rozłożenie i kontrola temperatur w komorach obróbki cieplnej.

38 Z02 621.036 B4 2—51

Rurkert P. A. **Grzanie skupione**. „Localized Heating“. Industrial Gas, Philadelphia, mies., czerw. 50, s. 6, A4, 4 str., 3 fot. — Omówienie metody miejscowego podgrzewania pewnej wydzielonej części przedmiotu metalowego oraz stosowania jej do przedmiotu metalowego, oraz stosowania jej do przedmiotów, w wypadku których grzanie prądami wysokiej częstotliwości sprawia kłopoty. Grzanie płomieniem przez pośrednictwo roztopionych soli. Lutowanie rolkami metalowymi.

39 Z02 621.6 B4 2—51

Thompson A. S. **Przepływ gazów podgrzewanych**. „Flow of Heated Gases“. Journal of Applied Mechanics, New York, mies., marz. 50, s. 91, A4, 8 str., 5 rys. — Celem dociekań jest znalezienie związków funkcjonalnych między odpowiednimi zmiennymi, uwikłanymi w wypadku przechodzenia ciepła ze ściany kanału do gazu poruszającego się z dużą prędkością w tym kanale. Zależności, ułożone dla przepływu o zmiennym przekroju i ze zmienną temperaturą ścianek, przedstawiono graficznie posługując się podobieństwem Reynoldsa między przenoszeniem ciepła i tarcieniem. Rozważania odnoszą się tylko do przepływu jednowymiarowego.

40 Z02 621.036.7 (C2) B4 2—51

Wukałowicz M. P., Nowikow I. I. **Równanie stanu gazów rzeczywistych**. „Ucrawnienie sostojania riealnych gazow“. Moskwa-Leningrad, 1948, Gos. Enierg. Izdat. D—B5, 340 str., 75 rys. — W książce tej można znaleźć, poprzedzony uwagami o kryteriach ścisłości, naukowy wywód wszystkich ważniejszych równań stanu gazów rzeczywistych, a mianowicie: równania Van der Waalsa, Clausiusa, Berthelota Dieteriego, Wohla, Van Laara, Kamerlingh — Onnesa, Wukałowicza i Mawera-Bogoljubowa jak również

zbiór 150 różnych równań mniej ważnych. Przeprowadzony został szczegółowy wywód i analiza równania Van der Waalsa, z jednoczesnym omówieniem właściwości stałych tego równania, zasady stanów odpowiednich, ciepła właściwego dla gazów Van der Waals oraz równania stanu dla mieszaniny. Rozpatrzone również ogólną teorię równania stanu gazów rzeczywistych na podstawie fizyki statystycznej metodę Ursella i Bogoljubowa, teorię Mayera i jej konsekwencje, teorie asocjacji Banda, Frenkela oraz Wukałowicza i Nowikowa.

41 Z02r B4 2—51

Eichelberg G. **Wykładnik adiabaty dla gazów i par**. „Der Adiabatenexponent für Gase und Dämpfe“. Schweizer Bauzeitung, t. 67, nr 3, stycz. 49, s. 38, A4, 3 str. — Autor stwierdza, że w literaturze fachowej na ogół nie jest spotykane rozgraniczenie między pojęciem wykładnika do izochorycznego. Dla gazów doskonałych obie te wielkości są sobie równe. Dla gazów rzeczywistych i par występują dość znaczne różnice między obu wielkościami. Dla scharakteryzowania zjawiska autor wprowadza oznaczenie: $k_s - k_r \cdot c_p/c_v$, w którym k_s oznacza wykładnik adiabaty, k_r — wykładnik izotermii; c_p — ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu; c_v — ciepło właściwe przy stałej objętości.

42 Z02t : A01z : P0z : A06z : C02z B4 2—51

Solberg H. L., Cromer O. C., Spalding A. R. **Podstawowe wiadomości o urządzeniach i silnikach cieplnych**. „Elementary Heat Power“, wyd. 2, New York, 1947, John Wiley & Sons, Inc. i Londyn, Chapman & Hall, Ltd., D — 21×15 cm, 480 str., 37 fot., 202 rys., 50 wyk., 19 tab., 4 poz. bibl. — Podręcznik dla studentów napisany wg nowego programu nauczania w U. S. A., wprowadzający poglądowo studium w zagadnienia praktyczne i podstawowe zasady przed omówieniem właściwej teorii. Opisano działanie i konstrukcję oraz podano charakterystykę zasadniczych typów urządzeń do przetwarzania energii cieplnej. Na wstępie przypomniano elementarne wiadomości z fizyki i mechaniki. W następnych rozdziałach omówiono rodzaje paliw, ich pochodzenie, własności, procesy spalania, analizę spalin, zasady działania i budowy silników spalinowych (z omówieniem m. in. mieszanek paliwowych, korbucji i wtrysku), palenisko kotłowe na paliwo stałe płynne i pył węglowy, wytwarzanie pary, stosowane cykle w pracy w silownikach parowych, typy maszyn parowych łokowych i turbin, pompy, wentylatory, sprężarki, podgrzewacze, kondensatory, wymienniki ciepła, działanie turbiny gazowej i urządzenia chłodnicze. Uwzględniono również elementarne wiadomości dotyczące badań laboratoryjnych urządzeń cieplnych. Wiele zagadnień zilustrowano przykładami liczbowymi.

43 Z02 : A04z 621.036 : 621.438 B4 2—51

Withers J. G. **Obliczanie sprawności spalania w turbinie gazowej**. „Gas turbine Combustion Efficiency Calculations“. Aircraft Engineering, Lond., mies., t. 22, nr 258, sierp. 50, s. 218, 25×31 cm, 5 str., 4 wyk., 5 tab., 3 poz. bibl. — Podanie wyrażeń empirycznych, określających entalpię składników i produktów spalania. Wskazane rozbieżności, jakie zachodzą między wartościami sprawności spalania, oznaczonymi wg rozmaitych definicji w warunkach ekstremalnych, i przedstawienie wzoru na proponowaną przez autora nową, praktyczną definicję tej sprawności. Omówienie błędów doświadczalnych, popełnianych przy określaniu sprawności spalania.

44 Z02 : A10 zg B4 2—51

Knowlton P. H., Hartwell R. W. **Możliwości regeneracyjnego obiegu pary przy temperaturach do 870° C**. „Possibilities of the Regenerative Steam Cycle at Temperatures up to 1600 F“. Combustion, New York, mies., stycz. 50, s. 39, A4, 5 str., 8 rys., 1 tab. — Artykuł przedłożony w formie referatu na dorocznym

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE I BADAWCZE

zebraniu ASME. Autorzy rozpatrują teoretyczne korzyści, wypływające ze stosowania w silowniach obiegu pary o wysokiej temperaturze i ciśnieniu oraz podają analizie straty zachodzące przy takim obiegu uwzględniając również koszty ogólne. Pod uwagę wzięto ciśnienia pary między 60,5 eta (860 psi) i 210 eta (3000 psi) oraz temperatury od 482° C (900° F) do 870° C (1600° F).

45 Z02 : C05z 681.4 : 621.036 B4 2—51

Soboliew N. N., Szczietinin T. L. **Optyczna metoda pomiaru temperatury w zamkniętym płomieniu technicznym.** „Optičeskij metod izmierenija tiempieratury w zakrytom tiechničeskom płamieni“. Żurnał Ekspierim. i Tieor. Fiziki, Moskwa, mies., t. 20, kwiec. 50, s. 356, A4, 15 str., 9 rys., 7 tab., 9 poz. bibl. — Omówienie badania właściwości optycznych świecenia zamkniętego płomienia technicznego (spalane nafty) w strumieniu powietrza, przy niezmiennym ciśnieniu, w celu ustalenia możliwości zastosowania optycznej metody określenia temperatury płomienia (w zakresie 1500°—3000° K), wg rozdziału energii w widzialnym obszarze widma. Omówiono pomiar efektywnej i lokalnej temperatury płomienia.

46 Z02 : C11z 66.047 (C2) B4 2—51

Lure M. J. **Podstawy suszenia.** „Suszylnoj dieło“. Moskwa—Leningrad, 1948, Gos. Enierg. Izdat., D — B5, 711 str., 310 rys., 3 tab. — Książka, prócz podstawowych wiadomości z tych dziedzin termodynamiki, które są konieczne dla zrozumienia istoty procesów suszenia, w sposób wyczerpujący i bardzo przystępny łączy praktyczne wiadomości, dotyczące użytkowania i eksploatacji, z dobrze opracowanymi rozdziałami teoretycznymi i konstrukcyjnymi, nieodzownymi dla konstruktora. przy obliczeniu cieplnym suszarek wszelkiego typu i do najróżniejszych celów. Prócz właściwości podstawowych praw i równań gazów mokrych i dymowych, wymiany ciepła, odparowania kryteriów podobieństwa, czy szczegółowej analizy wykresu I—d (entalpia, ilość wody w g na 1 kg pow.), książka zawiera rozdziały, traktujące o najróżniejszych odmianach sposobów suszenia powietrzem i gazami spalinowymi, rozdziały rozważające istotę procesów suszenia oraz występujących tu współczynników, ze specjalnym uwzględnieniem zagadnień: odparowania wilgoci z materiału suszonego, dopuszczalnych temperatur czynnika suszącego, stopnia nasycenia czynnika suszącego, wpływu suszenia na jakość materiału i wyboru wymiarów wzgl. pojemności suszarki. Znajdujemy w niej również klasyfikację podstawowych typów suszarek i ich kolejne omówienie. W wyczerpujący sposób są omówione suszarki atmosferyczne o działaniu ciągłym i periodyczne, typu bębnowego, komorowego, tunelowego, rurowe, transportowe, z mieszalnikami, szybowe, siłowe, pneumatyczne, cylindryczne, turbinowe, próżniowe, działające w sposób ciągły i periodyczny. Na specjalną uwagę zasługuje rozdział o niektórych nowych sposobach suszenia, takich jak suszenie parą przegrzaną, suszenie w polu wytwarzanym przez prąd o wysokiej częstotliwości, osuszanie promieniowaniem infraczerwonym, o filtracji i osuszaniu w jednym aparacie, jak również oddzielny rozdział o oddzielaczach pyłu, filtrach materiałnych i elektrycznych. O wszechstronności omawianej pracy świadczy najwymowniej obszerny rozdział, z którego dowiadujemy się jak suszyć produkty chemiczne, drzewo i mączkę drzewną, wióry i opłki, fornieri i sklejki, płyty izolacyjne, zapalki węgiel, torf, ziarno, owoce, suchary, herbatę, formy odlewnicze, przedzę w szpulach, sztuczny jedwab, siersę, bawełnę, papier, celulozę, produkty i materiały ceramiczne, tkaniny lniane i konopne, przedmioty lakierowane, słomę i wiele innych.

47 Z02 : D140r 621.036.7 : 621.133 B4 2—51

Engelman W. H. **Wykresy dla projektowania urządzeń siłowni.** (Jak obliczać przewody parowe). „Basic Power Plan Figuring“. Power Generation, U. S. A., mies., nr 4, kwiec. 50, s. 88. 28×21 cm,

2,5 str., 2 tab., 1 wykr. — Podano praktyczny wykres dla szybkiego określania przekrojów, spadków ciśnień i prędkości w przewodach parowych, oparty na formułach Unwina. Wyjaśniono na przykładzie sposób jego użytkowania.

48 Z02 : D17z 621.133" B4 2—51

Konakow P. K. **Odbiór ciepła w palenisku kotłowym.** „Ob otdacze tiepla w kotielnoj topkie“. Izw. Akad. Nauk SSSR — Otd. Tiechnic. Nauk, Moskwa, mies., nr 6, 1950, s. 888, B5, 13 str., 3 rys. — Z zależności określających roboczy proces paleniska kotła parowego, w oparciu o teorię podobieństwa, wyprowadzono nowe równania, określające na jakie współczynniki czy wielkości konstrukcyjne oraz termodynamiczne paleniska można wpływać i w jaki sposób, aby osiągnąć żadaną temperaturę gazów w wylotowym przekroju paleniska kotłowego. Zgodność otrzymanych wyników z doświadczeniem, w wypadku szeregu palenisk na pył węglowy, ropę, gaz i węgiel, z ilustrowano odpowiednimi wykresami.

49 Z02 : D17k 536.2 : 621.133" B4 2—51

Percherot R., Kuntzmann J. **Przyczynę do studiów nad żebrami przejmującymi ciepło przez promieniowanie i przenoszenie.** „Contribution à l'étude des ailettes recevant de la chaleur par rayonnement et par convection“. Chaleur et Industrie, Paris, mies. marz. 50, s. 57, A4, 8 str., 4 rys., 3 wykr. — Rozpatrzono zagadnienie doboru kształtu przekroju poprzecznego wzdłużnych żeber rur, stanowiących ekran wodny w paleniskach. Żebro o przekroju trapezowym lepiej odprowadza ciepło oraz zagrzewa się do niższej temperatury u podstawy i przy wierchołku od żebra o przekroju prostokątnym. Dokładne obliczenie żebra wymaga zcałkowania równania różniczkowego, które daje się przeprowadzić metodą przybliżoną, podaną w artykule.

50 Z02 : Z05 621.036.2 B4 2—51

Bogdanow F. F. **Badanie naturalnej cyrkulacji pośredniczącego w przenoszeniu ciepła medium organicznego o wysokiej temperaturze wrzenia.** „Issledowanie jestiestwiennoj cirkuliacji wysokokipiaszcziego organiczeskiego tieplonositiela“. Izw. Akad. Nauk SSSR — Otd. Tiechn. Nauk, Moskwa, mies., nr 3, 1950, s. 374, B4, 12,5 str., 12 rys. — Przedmiotem badań był układ rur chromomolibdenowych o średnicy 56/70 mm, tworzący obieg zamknięty, z separatorem, spełniającym rolę kotła, oraz kondensatorem zastępującym konsumenta pary. Układ zużywał 50 do 100 kg paliwa płynnego na godzinę. Działanie jego opierało się na zastosowaniu medium organicznego (difeniloksidu), którego temperatura wrzenia wynosiła 257° C. Po opisanu metody przeprowadzenia prób i pomiarów, autor podaje w postaci wykresów uzyskane rezultaty badań. Z wykresów tych można się zorientować o prędkości cyrkulacji badanego czynnika w zależności od różnych ciśnień (od 2 do 12 ata).

51 Z02 : Z05 621.036.2 B4 2—51

Bojarincew D. J. **Wymiana ciepła w wypadku powierzchni kulistej i przy swobodnej konwekcji.** „T.eplotodacza sfieričieskich powierchnosti pri swobodnej konwekcji“. Izw. Akad. Nauk SSSR — Otd. Tiechn. Nauk, Moskwa mies., nr 2, 1950, s. 249. B4, 4 str., 3 rys. — W latach 1939—41 przeprowadzono szereg doświadczeń nad wymianą ciepła przez powierzchnię kulistą. Próby te przeprowadzono nad kulami o średnicach od 3 do 50,9 cm. Ośrodkiem była woda, cienki węgiel i powietrze przy normalnym ciśnieniu atmosferycznym. Po opisanu warunków, w jakich przeprowadzane były próby, oraz analizie błędów, przedstawia autor rezultaty badań w postaci 2 wykresów; współczynnika przewodzenia ciepła a fa w funkcji gradientu temperatury oraz liczby Nusselta Nu w funkcji (GrPr).

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE I BADAWCZE

- 52 **Z023** 621.036.2 B4 2—51
 Michejew M. A. **Zasady wymiany ciepła**. „Osnovy tieploperedaczi“. Moskwa-Leningrad, 1949, Gosud Energ. Izdat. D—B5, 396 str., 223 rys., 50 tabl. — Złożone procesy wymiany ciepła są tu rozważane najpierw z rozbięciem ich na elementarne zjawiska: przewodnictwa, konwekcji, przemijania czy oddawania ciepła. Opracowano wyczerpująco podstawowe definicje i prawa dotyczące przewodnictwa ciepła w układach ustalonych, dla wypadków płaskiej ścianki cylindrycznej i kuli, jak również w układach niestacjonarnych, dla konwekcyjnej wymiany ciepła z uwzględnieniem teorii podobieństwa termoaerodynamicznego i różniczkowymi równaniami wymiany ciepła. Rozpatrzono wymianę ciepła, przy swobodnym dla płaszczyzny, walca i kuli oraz wymuszonym ruchu medium w rurach, kanałach czy wzdłuż płaskiej ścianki, jak również zjawiska wymiany ciepła podczas wrzenia cieczy przy kondensacji par. Poddano szczegółowej analizie promieniowanie cieplne, od pojęć ogólnych i podstawowych praw promieniowania cieplnego — do wymiany ciepła przez promieniowanie gazów i ciał stałych oraz promieniowania płomienia. Dalej zostały opracowane złożone procesy wymiany i przewodnictwa ciepła przez ściankę płaską, cylindryczną, kulistą i uźebrowaną, z uwzględnieniem izolacji cieplnej oraz wymiana ciepła dla układów niestacjonarnych, z podaniem metod rozwiązywania zagadnień tego typu. Najbardziej cenne dla inżyniera-konstruktorów są cztery końcowe rozdziały książki, traktujące o obliczaniu i konstruowaniu urządzeń czy aparatów, w których zachodzi wymiana ciepła wraz z promieniowaniem a specjalnie rozdział ostatni, w którym podano rozwiązania szeregu różnego typu technicznych zagadnień, jak np. przechodzenie ciepła przez sworzeń, żebra, warstwę cieczy; metodę elementarnych bilansów i jej zastosowanie oraz szereg tablic parametrów i niektórych funkcji ciepła.
- 53 **Z023 Z024** 535.23 : 662.61 B4 2—51
 Szorin S. N. **Rola energii promieniowania w procesach spalania**. „Rod luziskoj energii w procesach gorenia“. Iz w. Akad. Nauk. Otd. Tiejn. Nauk., nr 7, 1950, s. 995, B5, 20, 5 str., 8 rys. — Molekuły absorbujące promienie w gorących gazowych mieszaninach, przy naświetlaniu od odpowiedniego źródła, mogą kosztem absorpcji energii promieniowania pobudzać się do nieodzownego przy reakcji spalania poziomu energetycznego. Przy wzajemnych zderzeniach pobudzonych molekuł z innymi molekułami, drogą złożonego przegrupowania, zachodzi formowanie się nowych molekuł z wydzieleniem się ciepła i światła. Intensywny ruch cieplny molekuł z lokalnym wydzieleniem ciepła reakcji spalania podwyższa w składzie mieszanki liczbę molekuł zdolnych aktywować inne molekuły gorącej mieszanki W ten sposób, jak twierdzi autor, rozwijają się w głównej mierze pobudzenie do reakcji spalania — energią promieniowania. W pracy omówiono rozchodzenie się tej energii świetlnej, aktywację molekuł gorącej mieszanki i wyznaczenie szybkości rozchodzenia się płomienia w procesach spalania.
- 54 **Z025** 621.036.2 B4 2—51
 Weinik A. I. **Teoria przybliżonego podobieństwa w zjawiskach przewodnictwa ciepła**. „Teorija pribliżennogo podobia w jawlenijach tieploprawodnosti“. Żurnal Techn. Fiz. wyd. 3, 1950, s. 295, B5, 12,5 str., 5 rys. — Teoria przybliżonego podobieństwa pozwala znaleźć dla pewnych, małych wartości przybliżonego podobieństwa praktycznie ściśle wartości temperatury w odległości od powierzchni i wartość średnią temperatury w pobliżu i na samej powierzchni ciała o skomplikowanych kształtach. Eksperymentalne dane i obliczenia świadczą o znacznej rozciągłości strefy centralnej, gdzie pole rozkładu temperatur danego ciała o złożonych kształtach praktycznie mało odbiega od jednorodnego pola rozkładu temperatur ciała mu ekwiwalentnego.
- 55 **Z05 : Z02** 529.4 B4 2—51
 Daniłowska W. I. **Naprężenie spowodowane temperaturą, powstające w cieple sprężystym, jednowymiarowym, w wyniku nagłego przegrzania**. „Temperaturnyje naprijażenija w uprugom połuprostranstwe moznikajuszczije wsledstwie wnezapnogo nagrewa ego granicy“. Prikl. Matemat. i Mechan. wyd. 3, 1950, s. 316, B5, 3 str. — W zagadnieniach wytrzymałości termicznej typu niustalonego, jak np. przy podgrzaniu lub ostudzeniu, szybka zmiana rozkładu temperatury powoduje naprężenia termiczne o charakterze dynamicznym. Rozważono zagadnienie wytrzymałości termicznej ciała jednowymiarowego, z uwzględnieniem sił bezwładności w równaniach ruchu.
- 56 **Z01** 539.4 B4 2—51
 Gradwell C. F. **Asymetryczne zginanie tarcz stożkowych**. „Asymmetrical Bending of Tapered Disks“. Aircraft Engineering, t. 22, nr 257, lip. 50, s. 209, 31×24 cm, 3,5 str. 2 rys., 1 wyk., 3 poz. bibl. — Rozważono problem skracania tarczy o ściankach stożkowych i z otworem w środku, dokoła średnicy, przy założeniach, że obieg wewnętrzny jest zamocowany sztywno, a krawędź zewnętrzna pozostaje kołem w płaszczyźnie lub odwrotnie. Rozwiązanie staje się możliwe, gdy tylko grubość tarczy zmienia się z pewną potęgą promienia.
- 57 **Z04** B4 2—51
 Traupel W. **Potencjalna teoria przepływu przez palisadę**. „Zur Potentialtheorie des Schaufelgitters“. Technische Rundschau Sulzer, nr 2, 1948, s. 12, A4, 17 str. — Praca ta jest rozszerzeniem teorii palisady opublikowanej przez Traupla w r. 1945. Pozwala ona na jednolite rozpatrywanie warunków przepływu przy zmiennych kątach napływu na palisadę. Gdy dany jest, np. dla pewnej palisady, rozkład szybkości na profilu i kąt splywu dla pewnego określonego kąta napływu (zależności te wyznaczone mogą być dla pojedynczego wypadku doświadczalnie, np. za pomocą analogii elektrycznej lub też obliczeniowo, za pomocą teorii palisady Traupla z 1945 r.), to możliwe jest wy prowadzenie z tego szczególnego rozwiązania, rozwiązania ogólnego, czyli przedstawienie rozkładu prędkości dokoła profilu i kąta splywu dla danej palisady. Przykłady liczbowe.
- 58 **Z04** 621.6 B4 2-51
 Poritsky, Sells i Danforth, **Graficzna, mechaniczna i elektryczna pomoc dla odtworzenia przepływu cieczy ściśliwej**. „Graphical, Mechanical and Electrical Aids for Compressible Fluid Flow“. Journal of Applied Mechanics, marz. 50, s. 37, A4, 70 str. 22 rys. — Przedstawiono graficzno-mechaniczno-elektryczną metodę odtworzenia przepływu bezwrotnego, dwuwymiarowego, osiowo symetrycznego, ściśliwej cieczy nielepkiej oraz zagadnienia rozwiązane przy jej pomocy. Na podstawie przekształconego i rozszerzonego równania Bernoulliego, uwzględniającego ściślność, określono potencjał prędkości i posługując się analogicznym równaniem potencjału elektrycznego i jego związkami z natężeniem prądu elektr. opisano sposób użytkowania aparatury, która odtwarza, wzgl. pozwala potwierdzić warunki przepływu medium ściśliwego przy pomocy palisady z wtyczek i oporników (kołeczków i drutów). Dla właściwego rozmieszczenia w badanym kanale sieci i przewodów wprowadzono metodę graficzną „rozkładu strug“, polegającą na narysowaniu linii prądu oraz linii ekwipotencjalnych. Pomoc stanowi tu zastosowanie specjalnych sworzni z dwoma otworami, dzięki którym druty przechodzące poprzez palisadę tych właśnie sworzni-wtyczek mogą być ustawione pod właściwym kątem.
- 59 **Z04** 662.69 : 533.68 B4 2—51
 Smith A. **Gazy naturalne w badaniach lotniczych**. „How Natural Gas Serves Aeronautical Research“. Industrial Gas, czerw. 50, s. 8, A4, 4 str., 4 fot. — Użycie gazów naturalnych przy badaniach lotniczych

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE I BADAWCZE

szybkości naddźwiękowych. Gazowe osuszanie powietrza przed wejściem do tunelu aerodynamicznego. Dość szczegółowy opis urządzeń zasilających tunele aerodynamiczne, sprężarek, ich napędu itp.

60 ZO4 B4 2—51

Vavra M. H. **Przepływ ustalony cieczy ściśliwej i nielepkiej przez kanały osiowo symetryczne.** „Steady Flow of Nonviscous Elastic Fluids in Axially Symmetric Channels“. *Journal of the Aeronautical Sciences*, t. 17, nr 3, marz. '50, s. 149, 28,5×21 cm, 8,2 str., 6 rys., 4 wykr., 7 poz., bibl. — Podano metodę określania pola prędkości i gradientów ciśnień w przepływie pomiędzy dwiema współosiowymi powierzchniami obrotowymi, dla dowolnego rozkładu prędkości obwodowej, przy założeniu stałej całkowitej energii oraz cieczy ściśliwej i nielepkiej. Na dwóch przykładach przedstawiono przepływy bez rotacji i z rotacją oraz sposób zastosowania tej metody do kolektora lub dyfuzora sprężarki.

61 ZO4 B4 2—51

Townseud A. A. (Emmanuel College) **Dyfuzja w burzliwej warstwie spływowej za cylindrem.** „Diffusion in the Turbulent Wake of a Cylinder“. *Proc. of the Seventh Intern. Congress for Applied Mech.*, t. 2, 1948, s. 227, 20×16 cm, 20 str. 8 wykr. 8 poz. bibl. — Referat jest sprawozdaniem z badań warstwy spływowej za cylindrem. Autor wymienia swoje spostrzeżenia na temat struktury strumienia i występujących w nim zjawisk oraz dokładnie opisuje same doświadczenia i użyte metody pomiarowe.

62 ZO4 B4 2—51

Brun E., Vasseur M. **Mechanika zawieszin w cyklonie.** „La mécanique des suspensions dans le cas d'un cyclone“. *Proc. of the Seventh Intern. Congress for Applied Mech.*, t. 2, 1948, s. 264, 20×16 cm, 15,5 str. 2 poz. bibl. — Przedstawiono studium drobnych ruchów cząstek stałych zawieszonych w cieczy, będącej w ruchu wirowym, ze źródłem ujemnym pośrodku. Autorzy wyznaczają torę cząstek i rozważają różne, mogące zajść przypadki. Wskazana teoria może mieć zastosowanie techniczne do obliczeń urządzeń cyklonowych oczyszczających, odwadniających itp.

63 ZO4 B4 2—51

Abody-Anderlik E. **Tarcie w cieczy o zmiennej gęstości.** „Friction in Variable Density Fluid“. *Proc. of the Sev. Int. Congress for Applied Mech.*, t. 2, 1948, s. 177, 20×16 cm, 9,5 str. 5 wykr. — Autor wyprowadza wzór na tarcie w cieczy o zmiennej gęstości dla wypadku przepływu laminarnego opierając się na teorii kinetycznej gazów, następnie na uproszczonym przykładzie przedstawia przybliżony sposób rozwiązania zagadnienia.

64 ZO4 621.165.8 : 620.1 B4 2—51

Rathbone T. G. (The Fidelity and Casalty Co of N. Y.) **Nie wyważaj wirnika przez wycinanie łopatek.** „Don't Balance Rotor by Cutting Blade“. *Power*, kwiec. 50, s. 114, A4, 2 str. 1 schem. 3 wykr. — Podano sposób wyważenia statycznego i dynamicznego wirnika turbiny parowej w wypadku konieczności uruchomienia turbiny, mimo braku czy też odłamania się jednej lub kilku łopatek. Artykuł zawiera wzory obliczeniowe, wykresy oraz przykład przeliczenia wyważenia.

65 ZO4 533.68 B4 2—51

Roberts H. E., Langtry B. D. **Wpływ parametrów geometrycznych na sprawność poddźwiękowego chwytu powietrza.** „The Influence of Design Parameters on the Performance of Subsonic Air Inlets“. *Journal of the Aeronautical Sciences*, t. 17, nr 7, lip. 50, s. 429, A4, 7 str. 1 rys. 21 wykr. 3 tab. 4 poz. bibl. — Omówiono wyniki doświadczeń nad chwytami

powietrza umieszczonymi w powłokach ciał opływowych. Zbadano chwytę ze szczeliną upływową na prędkości poddźwiękowej określając wpływy poszczególnych parametrów geometrii i przepływu na sprawność chwytu powietrza. Rezultaty badań przedstawiono no wykresach, które mogą posłużyć jako materiał dla projektujących.

66 ZO4 621.6 B4 2—51

Katzoff S., Finn R. S., Laurence J. C. (Langley Memorial Aeronautical Laboratory) **Metoda interferencyjna obliczenia przepływu potencjalnego przez palisadę dowolnych profilów.** „Interference Method for Obtaining the Potential Flow Past an Arbitrary Cascade of Airfoils“. *N. A. C. A. Technical Note*, nr 1252, maj 47, Washington, D — 21×15 cm, 56 str. 6 rys. 10 wykr. 10 tab. 14 poz. bibl. — Podano metodę obliczania przepływu przez palisadę dwuwymiarową czynnika nieściśliwego i nielepkiego. Określono bezpośrednio wpływ na poszczególną łopatkę pozostałych łopatek palisady, przez zastąpienie tych ostatnich zastępczymi wirami i źródłami, stosując kolejne przybliżenia aż do uzyskania jednakowego obciążenia wszystkich łopatek. Ostateczne przybliżenie otrzymuje się przez wprowadzenie układu wirów rozłożonych w sposób ciągły na konturze profilu tak, aby ściśle naśladowały dany profil. Kilka przykładów liczbowych ilustrujących wskazaną metodę.

67 ZO4 621.6 B4 2—51

Friedrich H. **Mechanika przepływu w stopniu turbiny parowej pracującym w zmiennych warunkach.** „Strömungsmechanik einer Dampfturbinenstufe bei wechselnden Betriebsumständen“. *Tüm mels Buchdruckerei, Nürnberg*, stycz. 48, D — A4, 31 str. 25 wykr. — Praca habilitacyjna z dziedziny mechaniki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem przepływów w turbinach parowych i gazowych, złożona na Politechnice w Karlsruhe i referowana przez prof. Spannacke i prof. Soerensena. Opierając się na wynikach doświadczeń, przeprowadzonych na jednostopniowej turbinie doświadczalnej Politechniki Drezdeńskiej (kontynuacja doświadczeń publikowanych przez W. Hartmanna), układa autor zależności i wyprowadza wzory uwzględniające wpływ zmienności reakcyjności. W rozwiązaniach swych ogranicza się do rozpatrywania jednostopniowej turbiny akcyjnej o wirniku bezbandażowym i proponuje za Soerensenem stosowanie zredukowanych wykresów, charakterystycznych w obliczaniu turbin parowych i gazowych.

68 ZO4 : CO 54 518 : 621.6 B4 2—51

Rousselet R. **Wpływ przez otwory z prędkością krytyczną.** „Ecoulement à la vitesse critique à travers les orifices“. *Chaleur et Industrie*, luty 50, s. 40, A4, 2,5 str. 1 tab. — Wyprowadzono znany wzór na prędkość krytyczną wypływu cieczy elastycznej. Podano następnie myśl, że zjawisko wypływu z prędkością krytyczną można wykorzystać w praktyce np. do cehowania przyrządów mierzących wydatek gazu, a to dzięki temu, iż prędkość krytyczną, a więc i wydatek, łatwo znaleźć w drodze rachunku.

69 ZO4p : CO54t B4 2—51

Fokeew B. M. **Przyrząd do jednoczesnego badania wiskozy oraz zmian faz węglowodorów płynnych.** „Pribor dla odnowremennogo issledowanija wjaskosti uglewodorodnych sistem i izmienenija ich fazowych sostojanij w usłowijach neftjanogo plasta“. *Iz w. Akad. Nauk S. S. S. R. Otd. Tiechn. Nauk*, 1 stycz. 50, B5, 6 str. 6 rys. 6 tab. — Przyrząd, mający służyć do jednoczesnego badania wiskozy i zmian faz przez pomiar ciśnienia nasycenia oraz lepkości, którego schematy ideowe przedstawiono na rysunkach, ma postać kondensatora cieczy. Podany szereg uzyskanych na tym przyrządzie danych doświadczalnych odnosi się do oktanu, benzolu, chlorofilu, nafty itp.