

A 11926

PRZEGLĄD MECHANICZNY



ORGAN
STOWARZYSZENIA
INŻYNIERÓW
I TECHNIKÓW
MECHANIKÓW
POLSKICH

Rok VIII

Warszawa, Grudzień 1949 rok

Zeszyt 12

Prezydium Zarządu Głównego SIMP na posiedzeniu w dniu 16 grudnia br. uchwaliło przesłać z okazji 70-lecia urodzin Generalissimusa Józefa Stalina telegram gratulacyjny następującej treści:

Do

GENERALISSIMUSA JÓZEFA STALINA

M O S K W A
K R E M L

Zarząd Główny Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich SIMP przesyła Tobie Wodzu Narodów Związku Radzieckiego i całej klasy pracującej świata z okazji 70-letniej rocznicy urodzin najserdeczniejsze życzenia.

Polscy Mechanicy z podziwem patrzą na rozwój przemysłu i techniki Radzieckiej, który dokonuje się pod Twoim przewodem i zawsze dążyć będą do wzorowania się na osiągnięciach i zdobyczach przodującej Techniki Radzieckiej.

Zapieramy Cię w imieniu wszystkich naszych członków, że całą swoją wiedzę techniczną i trud poświęcimy dla lepszego jutra mas pracujących i utrwalenia pokoju światowego zgodnie z Twoimi wskazaniem.

ZARZĄD GŁÓWNY SIMP

Sekretarz Generalny SIMP:
E. Małkiewicz

Prezes SIMP:
Inż. M. Wakalski

CZŁONKOWIE ZARZĄDU:

Inż. E. Berezowski
Inż. J. Bidziński
Inż. E. Demidowski
Inż. S. Grzymałowski

Rektor L. Uzarowicz
Inż. J. Sawiczewski
Inż. R. Gdulewski
Inż. J. Kozarzewski

Konferencja pomiarowa

W dniach 5, 6 i 7 grudnia odbyła się w Domu Technika w Warszawie Konferencja Pomiarowa, zorganizowana przez Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich przy współudziale Ministerstwa Ciężkiego Przemysłu i Głównego Urzędu Miar.

W pierwszych latach powojennych uwaga władz i sfer gospodarczych w dziedzinie odbudowy kraju była zwrócona przede wszystkim na wzmożenie produkcji. „Ilość” była głównym hasłem, pod którym rozwijało się życie gospodarcze. Na Kongresie Techników w grudniu 1946 r., na którym była omawiana sprawa planu 3-letniego, a także na wielu innych zjazdach i konferencjach przeważały zagadnienia ilości.

Gdy obecnie „ilość” przestała być w pewnym stopniu zagadnieniem, a planowanie i realizacja planu w Polsce stały na wysokości, zapewniającej pokonywanie wszelkich nieomal trudności pod względem ilościowym — rzeczą naturalną było wysunięcie na pierwsze miejsce sprawy „jakości produkcji”, t. j. cechy określającej stopień trwałości przedmiotu lub stopień posiadania przez niego ściśle zdefiniowanych własności, dostosowanych do potrzeb.

Zagadnienia „ilości” i „jakości” łączą się ściśle ze sobą, gdyż wysoka jakość, w znaczeniu dużej trwałości, zapewniając dłuższe „życie” produktu, zmniejsza potrzeby ilościowe, a więc ułatwia zaspokojenie rynku. Wysoka jakość w drugim z podanych znaczeń, zapewniając jednolitość wymiarów i innych własności, umożliwia produkcję masową i zamienność części i czyni produkt dostępnym dla szerokich warstw ludności.

Sprawa jakości produkcji nabiera szczególnego znaczenia przy systemie współzawodnictwa pracy, dającego tak wybitne wyniki w dziedzinie ilościowej, które jednak w razie braku kontroli może powodować obniżenie jakości i w rezultacie prowadzić do skłód gospodarczych.

Kontrola jakości jest jednym z podstawowych warunków podniesienia jakości i stanowi dziś zagadnienie, będące szczególną troską czynników kierujących przemysłem.

Z drugiej strony kontrola jakości jest sprawą mierzenia, a skuteczność kontroli jest uwarunkowana należytych poziomem dokonywanych pomiarów. Racjonalna organizacja kontroli musi uwzględniać wielkie postępy w tej dziedzinie.

W ostatnich 30 latach równoległe ze zdobyciami nauki i techniki obserwujemy ogromny rozwój nauki o mierzeniu — metrologii.

Ujawnia się on w powstawaniu coraz to nowych metod pomiarów, wykorzystujących nierzadko zjawiska, w konstruowaniu coraz nowszych przyrządów, pozwalających mierzyć z większą dokładnością, szybkością i niezawodnością, w mierzeniu coraz większej liczby wielkości fizycznych o wzrastającym obszarze mierniczym.

Wśród nowych metod i zasad mierniczych podkreślić należy np. wykorzystanie szeregu zjawisk optycznych, szczególnie interferencji światła, która

pozwała mierzyć z dokładnością do setnych części m. krona, co stanowi 10-krotny wzrost dokładności w stosunku do stanu sprzed 50 lat. Wspomnieć tu wypada o powszechnym dziś zastosowaniu do mierzenia zjawisk elektrycznych i elektronowych, pozwalających na przenoszenie wskazań na dowolne odległości i nie wykazujących praktycznie bezwładności, a więc mierzących szybko. Zjawiska fotoelektryczne dają możliwość mierzenia bez zetknięcia z przedmiotem mierzonym, nawet gdy znajdzie się on w ruchu i uniezależniają wynik pomiaru od niedoskonałości wzroku. Stosowane są liczne urządzenia automatyczne, mierzące od razu wiele wymiarów, samoczynnie sortujące lub dające przebieg zmian wymiaru podczas obróbki. Wspomnieć też należy o wspaniałym wynalazku radarze, jednym ze szczytowych osiągnięć techniki pomiarowej i techniki w ogóle.

Wyrazem rozwoju metrologii jest też ogromna literatura specjalna i specjalizacja zawodowa, szkoły i kursy, kształcące inżynierów i techników pomiarowców, zjazdy i konferencje krajowe i międzynarodowe.

Sprawy mierzenia są u nas coraz bardziej doceniane. Zarówno pozytywne ustosunkowanie się władz jak i zainteresowanie się świata technicznego i gospodarczego tymi sprawami wskazuje, że rola dokładnego mierzenia stopniowo znajduje należycie zrozumienie.

SIMP dawał już niejednokrotnie wyraz temu zrozumieniu, o czym świadczy również zorganizowanie Konferencji Pomiarowej. W roku ubiegłym został wydany specjalny potrójny zeszyt pomiarowy czasopisma „Mechanik”, sprawom metrologii ogólnej (poza metrologią warsztatową) zostało poświęcone około 600 stron w I tomie „Poradnika technicznego Mechanik”.

Jednak mimo ogólnego zainteresowania sprawą mierzenia w przemyśle w ogóle, a szczególnie w przemyśle metałowym nie stoją w tej chwili dobrze. Nie ma w tym zresztą nic dziwnego. Przemysł zniszczony rabunkową gospodarką okupanta i działaniami wojennymi zaopatrywał się w pierwszych latach odbudowy w narzędzia miernicze najrozmaitszego, często niewiadomego pochodzenia, przeważnie przez nikogo nie sprawdzane.

To też w chwili obecnej pomiary fabryczne nie są oparte na m. arodajnych wzorcach, brak jest norm, przepisów i instrukcji o sprawdzaniu, brak danych, które ustalałyby rodzaj narzędzi, jakie powinny być stosowane w zależności od niezbędnej dokładności, brak wytycznych w sprawie zaopatrywania fabryk w sprzęt pomiarowy, na ogół nie ma również na zycie urządzonych laboratoriów, a personel wykonujący pomiary jest w wielu przypadkach niewykształcony. Często nie jest też ustalone kto jest odpowiedzialny za pomiary w poszczególnych fabrykach.

Poczynionych uwag nie należy jednak zbyt generalizować, gdyż nie brak też fabryk, stojących na wysokości zadania.

W tych warunkach należy postawić pytanie: jaką drogą powinno pójść uporządkowanie spraw po-

miarowych w przemyśle metalowym? Od czego należy zacząć?

Na te pytania dała odpowiedź Konferencja Pomiarowa.

Pierwszym i najważniejszym krokiem ku poprawie obecnego stanu powinno być utworzenie Izb Pomiarowych, kierujących gospodarką pomiarową poszczególnych fabryk. Organizacja Izb powinna być oparta na jednolitych zasadach zapewniających utrzymanie w całym przemyśle jednej miary, związanej z wzorcami państwowymi, co stanowi warunek zabezpieczenia zamienności części i współpracy różnych zakładów.

Do tego zmierza ostatnio wydane Zalecenie PKPG o utworzeniu Izb Pomiarowych w fabrykach przemysłu metalowego i elektrotechnicznego, które zostało zreferowane na Konferencji. Były też podane szczegółowe wskazania co do realizacji tego zalecenia, a między innymi sprawa zaopatrzenia w sprzęt pomiarowy w ramach planu 6-letniego oraz zagadnienie szkolenia pomiarowców.

W szeregu referatów przedstawiono konstrukcje przyrządów mierniczych, odpowiadające nowoczesnym wymaganiom dokładności i sprawności pomiarów, a w szczególności konstrukcje czujników mechanicznych, optycznych, pneumatycznych, elektrycznych i innych oraz aparatów do pomiarów automatycznych.

Postępy techniki pomiarowej były poruszone w serii referatów o gładkości powierzchni, pomiarze gwintów, kół zębatach i innych, omówiono właściwe

metody sprawdzania przyrządów mierniczych oraz wskazano zasady doboru narzędzi mierniczych do poszczególnych rodzajów pomiarów. Zagadnienia normalizacji gwintów, analizy wymiarowej, kontroli statystycznej znalazły również właściwe oświetlenie.

Podano też wyniki prac nad ustalaniem sposobów regeneracji zużytych narzędzi mierniczych. Daje to możliwość znacznego przedłużenia okresu użytkowania tych narzędzi, a tym samym prowadzi do dużych oszczędności w gospodarce narodowej.

„Nie ludzimy się“ — powiedział w swym końcowym przemówieniu Przewodniczący Komitetu Organizacyjnego Konferencji *prof. E. Oska* — „by Konferencja miała wyczerpać zagadnienia, będące przedmiotem jej obrad. Byłoby to niemożliwe w ciągu dwóch dni i nie było to zamierzeniem organizatorów Konferencji. Uważamy jednak, że przez samo poruszenie szeregu spraw, zwrócenie na nie uwagi i wskazanie na ważność dla gospodarki narodowej — cel konferencji został osiągnięty“.

„Sądzimy jednak, że każdy z uczestników tej Konferencji będzie się starał pogłębić za pośrednictwem fachowej literatury rzucone tu myśli i realizować je na terenie swego warsztatu pracy, co wówczas stać się może poważnym ogniwem na drodze do dalszego rozkwitu Polski Ludowej“.

Redakcja czasopisma „Przeгляд Mechaniczny“ uznając ważność Konferencji i solidaryzując się z tym apelem do jej uczestników, dążyć będzie w najbliższych zeszytach do możliwie wszechstronnego i gruntownego oświetlenia zagadnień pomiarowych, poruszonych na Konferencji.

Wykreślne sposoby wyznaczania drgań własnych skrętnych wałów korbowych silników spalinowych

Prof. inż. KAZIMIERZ SZAWŁOWSKI

Dla wyznaczenia drgań rezonansowych skrętnych wielocylindrowych silników spalinowych, najwięcej pracy zajmuje określenie drgań własnych wału korbowego. W artykule podane są dwa sposoby wykreślne wyznaczania drgań własnych, Waimanna i Kutzbach-Baranowa, które pozwalają szybko, a przy tym wystarczająco dokładnie wyznaczyć te drgania nawet wyższych stopni.

Zagadnienia łączące się z wyznaczaniem obrotów krytycznych wielocylindrowych szybkoobrotowych silników spalinowych, obejmują rezonansowe drgania skrętne wałów korbowych z doczepionymi masami. Dla wyznaczenia tych drgań musimy znać przede wszystkim drgania własne skrętne wału, a mianowicie drgania nietłumione, które raz wzbudzone i niepodtrzymywane powtarzają się ze ściśle określoną częstotliwością, zależną od budowy sprężystego modelu. Wał korbowy wielocylindrowego silnika, jako model sprężysty, składa się z odcinków, na których umieszczone są jednorodne masy obrotowe pochodzące od korb, łączników korbowodowych i tłoków poszczególnych cylindrów oraz masy ciężkie, które tworzą koła zamachowe, rotory prądnic elektrycznych, śruby okretowe, śmigła lotnicze itp. Wielomasywa wał posiada tyle drgań własnych, ile jest sprężystych odcinków między masami, względnie — ile jest węzłów drgań między masami. Dla ogólnej liczby n mas obrotowych na wale, może być $(n-1)$ różnych drgań własnych, przy czym te drgania mają

tym wyższą częstotliwość, im więcej tworzą węzłów. Otrzymamy więc drgania jednowęzłowe czyli pierwszego stopnia, dwuwęzłowe — drugiego stopnia, trzywęzłowe — trzeciego stopnia itd.

Dla przeliczeń drganiowych wału korbowego silnika o różnych wymiarach i różnych masach zamieniamy na symboliczny wał prosty, który ma te same charakterystyczne cechy sprężyste. W tym celu przeprowadzamy redukcję korb i poszczególnych odcinków wału na długości, które odpowiadają jednolitej średnicy wału zastępczego, zaś wszystkie masy redukujemy na jeden i ten sam promień. Zazwyczaj przyjmujemy średnicę wału zastępczego równą średnicy czopa łożyskowego, a promień redukcyjny mas równy promieniowi korby silnika.

Na podstawie symbolicznego wału zastępczego wyznaczamy drgania własne rachunkowo lub wykreślnie. Nieraz łączymy ze sobą obydwa sposoby dla przejrzystości obliczeń i zaoszczędzenia czasu.

Obliczenia ograniczamy zazwyczaj do wyznaczenia drgań pierwszego i drugiego stopnia (silniki okrę-

towe), dla silników szybkobieżnych wyznaczamy jeszcze drgania trzeciego stopnia (samochodowe, lotnicze). Drgania wyższych stopni nie mają praktycznego znaczenia.

Z wielu sposobów wykreślnych wyznaczania drgań własnych najczęściej używane są dwa sposoby, a mianowicie *Waimanna* i *Kutzbach-Baranowa*. Oznaczają się one wielką prostotą, a przy tym dają wyniki dostatecznie dokładne.

Sposób Waimanna.

Wylczenie częstotliwości drgań własnych z danych uzyskanych z wykresów opieramy na zasadniczych równaniach, które są ogólnie znane.

Z równania różniczkowego jednorodnego drugiego rzędu drgania nieliniowego i niewzbudzonego

$$J \frac{d^2\varphi}{dt^2} + c \cdot \varphi = 0 \quad (1)$$

otrzymujemy jako rozwiązanie całkę ogólną wyrażoną równaniem

$$\varphi = C_1 \cdot \sin \sqrt{\frac{c}{J}} \cdot t + C_2 \cdot \cos \sqrt{\frac{c}{J}} \cdot t, \quad (2)$$

w którym stałe całkowe C_1 , C_2 wyznaczają warunki początkowe ruchu drgającego.

Z równania (2) otrzymujemy od razu częstotliwość drgań własnych, gdyż

$$\sqrt{\frac{c}{J}} = \omega \text{ 1/sek} \quad (3)$$

c oznacza stałą sprężystości wału, J osiowy moment bezwładności, który możemy wyrazić masą zredukowaną m na promieniu korby r , jako $m \cdot r^2$.

Ponieważ

$$c = \frac{G \cdot J_0}{L} \text{ kGcm}$$

przy czym G jest *modułem Kirchhoffa* w kG/cm^2 , zaś J_0 biegunowym momentem bezwładności przekroju zastępczego wału w cm^4 , L długością odcinka wału między masami w cm , więc po wstawieniu tych wartości do równania (3) i przeliczeniu liczby drgań na minutę — otrzymamy

$$n_w = 9,55 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{1}{m \cdot L}} \text{ 1/min} \quad (4)$$

W równaniu (4) pierwszy ułamek pod pierwiastkiem jest liczbą stałą, zależną od wału zastępczego. Nazywamy ten ułamek *stałą wału zastępczego* i oznaczamy przez H (kG). Liczba drgań własnych zależy więc od drugiego ułamka $\frac{1}{m \cdot L}$, toteż sposoby wykreślne polegają na wyznaczeniu tej wartości.

Wychylenia przekrojów wału w miejscach mas obrotowych możemy sobie wyobrazić, jako wektory obracające się szybkością kątową ω . Jeżeli przez a oznaczymy wychylenie skrętne masy m , wówczas te-

mu wychyleniu odpowiada siła bezwładności T , w chwili zmiany kierunku ruchu drgającego.

$$T = m \cdot a \cdot \omega^2 \quad \text{kG} \quad (5)$$

Możemy łatwo dowiedzieć, że dla drgającego wielomassowego modelu sprężystego w przypadku drgań własnych, suma wszystkich sił bezwładności na różnych wychyleniach a równa się zeru.

$$\sum m_i \cdot a_i \cdot \omega^2 = 0 \quad (6)$$

Wzór (6) odnosi się do względnych wychyleń skrętnych, które wskutek węzłów drgań będą mały znaki dodatnie lub ujemne. *Waimann* opiera swój sposób wykreślny na równaniach (5) i (6). A mianowicie, jeżeli dla dwu przekrojów wału zastępczego w miejscach mas m_1 i m_2 obliczymy siły bezwładności T_1 i T_2 na wychyleniach a_1 i a_2 , otrzymamy dwa równania

$$T_1 = m_1 \cdot a_1 \cdot \omega^2 \quad \text{oraz} \quad T_2 = m_2 \cdot a_2 \cdot \omega^2$$

Te równania możemy przedstawić w innej postaci

$$\frac{T_1}{a_1} = m_1 \cdot \omega^2 \quad \frac{T_2}{a_2} = m_2 \cdot \omega^2$$

a ułamki T_1/a_1 , T_2/a_2 wyrazić przy pomocy $\text{tg} \alpha_1$, $\text{tg} \alpha_2$. Jeżeli tak przekształcone równania podzielimy przez siebie, — drugie przez pierwsze — otrzymamy podstawę sposobu *Waimanna*.

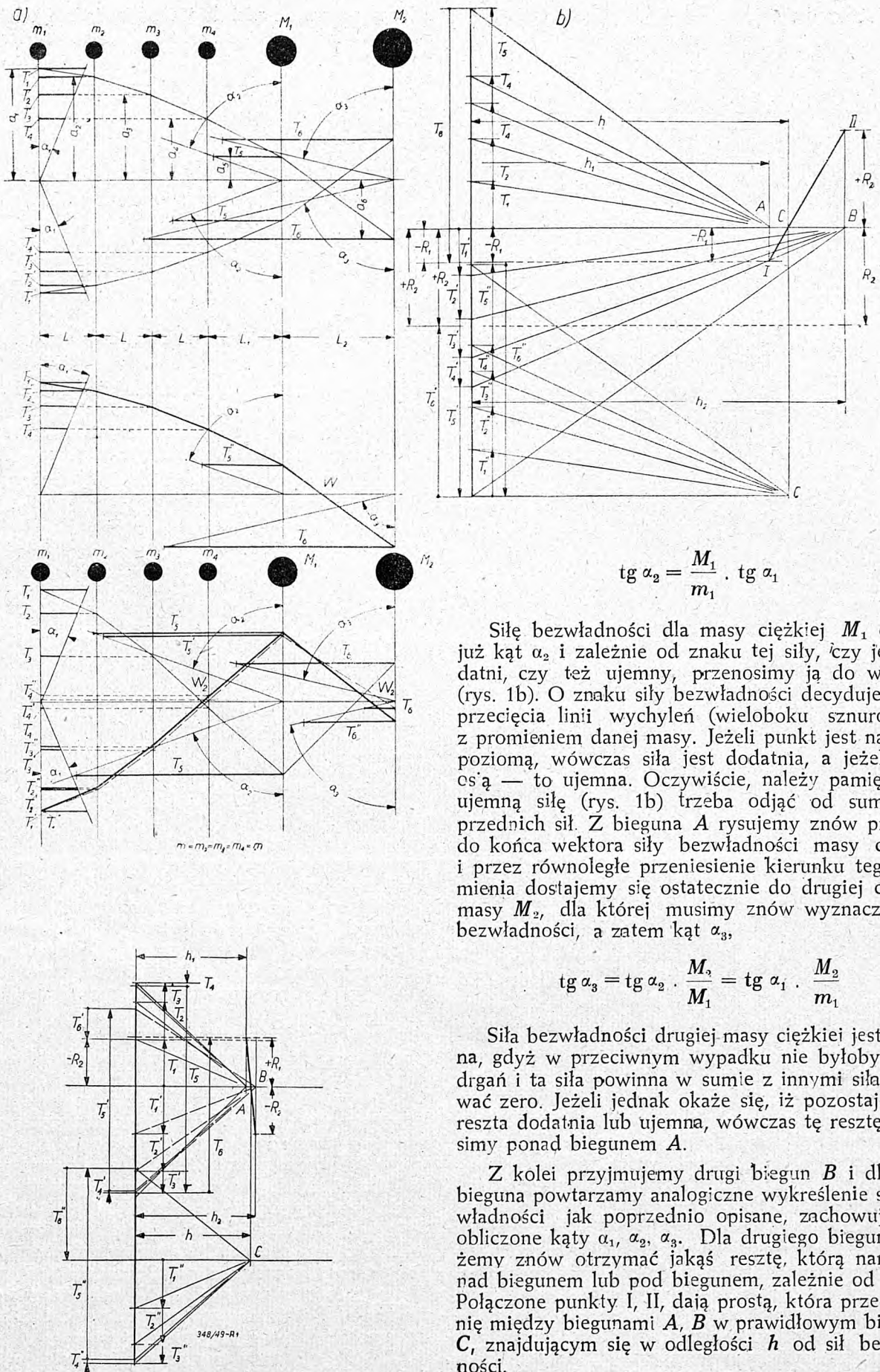
Z podzielenia wynika ważny związek, a mianowicie,

$$\frac{\text{tg} \alpha_2}{\text{tg} \alpha_1} = \frac{m_2}{m_1} \quad (7)$$

Sposób kreślenia dla wyznaczenia drgań własnych poznamy najlepiej na przykładzie (rys. 1).

Przyjmujemy na rysunku symbolicznym wału (rys. 1a) dla skrajnej masy m_1 dowolne wychylenie a_1 , i dla tego wychylenia rysujemy prostopadle dowolnie przyjętą siłę bezwładności T_1 . W ten sposób otrzymujemy kąt α_1 , który dla wszystkich mas jednorodnych wielocylindrowego silnika jest mierzniem dla wyznaczenia sił bezwładności. Wielkość siły T_1 należy tak przyjąć, by kąt α_1 nie był zbyt wielki, gdyż późniejsze przeliczenia kątów na większe masy mogą dawać za wielkie wartości, a wskutek tego niedokładne odczyty sił bezwładności.

Przyjętą pierwszą siłę bezwładności odmierzamy pionowo obok symbolicznego wału (rys. 1b) i obieamy dowolnie biegun A ale tak, by pierwszy promień tego bieguna padał prostopadle na początek wektora siły bezwładności T_1 . Drugi promień wykreślony z bieguna do końca wektora T_1 jest kierunkiem linii sprężystej wychyleń przekrojów między masą m_1 i następną m_2 . Na promieniu masy m_2 otrzymujemy w ten sposób wychylenie skrętne a_2 , które jest podstawą dla wyznaczenia drugiej siły bezwładności T_2 , w rozwarcie kąta α_1 . Otrzymaoną siłę bezwładności T_2 dołączamy w rysunku (rys. 1b) do T_1 i potem rysujemy następny promień z bieguna A . Analogicznie dostajemy a_3 oraz T_3 dla następnych mas trzeciego cylindra i po wyczerpaniu wszystkich mas jednorodnych dochodzimy wreszcie do pierwszej masy ciężkiej M_1 . Dla tej masy przeliczamy kąt α_2 według wzoru (7)



$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{M_1}{m_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_1$$

Siłę bezwładności dla masy ciężkiej M_1 określa już kąt α_2 i zależnie od znaku tej siły, czy jest dodatni, czy też ujemny, przenosimy ją do wykresu (rys. 1b). O znaku siły bezwładności decyduje punkt przecięcia linii wychyleń (wieloboku sznurowego) z promieniem danej masy. Jeżeli punkt jest nad osią poziomą, wówczas siła jest dodatnia, a jeżeli pod osią — to ujemna. Oczywiście, należy pamiętać, iż ujemną siłę (rys. 1b) trzeba odjąć od sumy poprzednich sił. Z bieguna A rysujemy znów promień do końca wektora siły bezwładności masy ciężkiej i przez równoległe przeniesienie kierunku tego promienia dostajemy się ostatecznie do drugiej ciężkiej masy M_2 , dla której musimy znów wyznaczyć siłę bezwładności, a zatem kąt α_3 ,

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \frac{M_2}{M_1} = \operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \frac{M_2}{m_1}$$

Siła bezwładności drugiej masy ciężkiej jest ujemna, gdyż w przeciwnym wypadku nie byłoby węzła drgań i ta siła powinna w sumie z innymi siłami dawać zero. Jeżeli jednak okaże się, iż pozostaje jakaś reszta dodatnia lub ujemna, wówczas tę resztę nanosimy ponad biegunem A .

Z kolei przyjmujemy drugi biegun B i dla tego bieguna powtarzamy analogiczne wykreślenie sił bezwładności jak poprzednio opisane, zachowując już obliczone kąty $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$. Dla drugiego bieguna możemy znów otrzymać jakąś resztę, którą nanosimy nad biegunem lub pod biegunem, zależnie od znaku. Połączone punkty I, II , dają prostą, która przecina linię między biegunami A, B w prawidłowym biegunie C , znajdującym się w odległości h od sił bezwładności.

Dla wyliczenia liczby drgań własnych na podstawie wykresu przyjmujemy podziałki.

Rys. 1.

Podziałka dla sił

$$\xi_1 = \frac{m_1 \cdot a_1 \cdot \omega^2}{T_1} = \frac{m_1 \cdot \omega^2}{\text{tg} \alpha_1} \quad (8)$$

W tej samej podziałce wyrażamy odległość bieguna h , gdyż ona przedstawia „stałą wału zastępczego”, a więc w (kG) tę w elkość, którą nazwaliśmy przez H . Jeżeli wprowadzimy podziałkę dla długości ξ_2 , otrzymamy

$$\xi_1 = H \cdot \frac{1}{\xi_2 \cdot h} = \frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{1}{\xi_2 \cdot h} \quad (9)$$

Z porównania wartości (8) i (9)

$$\frac{m_1 \cdot \omega^2}{\text{tg} \alpha_1} = \frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{1}{\xi_2 \cdot h}$$

obliczymy ilość drgań własnych na sekundę, wzgl. na minutę.

$$\omega = \sqrt{\frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_1}{\xi_2 \cdot m_1 \cdot h}} \text{ 1/sek} \quad (10)$$

$$n_{w1} = 9,55 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_1}{\xi_2 \cdot m_1 \cdot h}} \text{ 1/min} \quad (11)$$

Drgania własne drugiego stopnia o dwu węzłach znajdziemy w analogiczny sposób. Przyjmujemy dla w'kresu, że biegun (rys. 1b) będzie miał mniejszą odległość od sił bezwładności, aniżeli w przypadku wyznaczania drgań własnych pierwszego stopnia. Ponieważ drgania drugiego stopnia są ok. dwa razy częstsze, więc odległość h powinna być ok. cztery razy krótsza i dla takiej odległości przeprowadzamy kreślenie. Oczywiście, dla drgań drugiego stopnia odległość bieguna h_2 — ok. $\frac{h}{4}$ jest przybliżona, to

też musimy znów wykonać wykresy dwukrotnie, tj dla tego bieguna i drugiego, obranego w jego pobliżu. Reszty dodatnie, względnie ujemne sił bezwładności nanosimy nad biegunami, podobnie jak dla drgań pierwszego stopnia, a prosta łącząca końce reszt przetnie linię biegunową w prawidłowej odległości h_2 od sił bezwładności. Po wstawieniu h_2 do wzoru (11) otrzymamy liczbę drgań własnych drugiego stopnia.

$$n_{wII} = 9,55 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_1}{\xi_2 \cdot m_1 \cdot h_2}} \text{ 1/min} \quad (12)$$

Sposób Kutzbach-Baranowa.

Drugi sposób w'kresnego wyznaczania drgań własnych wałów korbowych, używany przeważnie dla szybkobieżnych silników, sposób *Kutzbach-Baranowa*, opiera się na tzw. redukcji symbolicznego zastępczego wału na inny o zmniejszonej ilości mas, które jednak w sumie swoich wag pozostają te same. A mianowicie, według *Wydlera* możemy system wielomasowy wału zastępczego podzielić na części, przez odpowiednie rozłożenie mas, korzystając z węzłów drgań między masami. Zamiast mas możemy do obliczeń wprowadzić ciężary tych mas, gdyż węzły poszczególnych odcinków wału znajdują się w miejscach środków ciężkości tych ciężarów. Dla przykładu weźmy wał zastępczy o czterech różnych masach, których ciężary wynoszą Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 , zaś odcinki wału między tymi ciężarami L_1, L_2, L_3 .

Jak wiadomo, taki wał ma drgania pierwszego, drugiego i trzeciego stopnia. Pierwszy podział wału

robimy na trzy części, które odpowiadają odcinkom L_1, L_2, L_3 i dla tego podziału rozkładamy ciężary tak, by można z nich wyznaczyć położenie węzłów. Z rozkładu otrzymamy dla odcinka L_1 ciężary

$$Q_1 \dots\dots\dots q_1$$

dla odcinka L_2

$$q_2 \dots\dots\dots q_3$$

dla odcinka L_3

$$q_4 \dots\dots\dots Q_4$$

przy czym

$$q_1 + q_2 = Q_2,$$

$$q_3 + q_4 = Q_3$$

Z rozkładu ciężarów znajdziemy położenie węzłów W_1, W_2, W_3 dla drgań trzeciego stopnia.

Drugi podział wału da nam już tylko dwa odcinki, przy czym długości tych odcinków równają się odległościom między węzłami W_1 i W_2 oraz W_2 i W_3 . Nazwijmy te odległości przez x_1, x_2 .

Do punktów węzłowych grupujemy ciężary z poprzedniego rozkładu, a mianowicie — do W_1 ciężar $G_1 = Q_1 + q_1$, do W_2 ciężar $G_2 = q_2 + q_3$, do W_3 ciężar $G_3 = q_4 + Q_4$. W ten sposób otrzymamy zredukowany wał zastępczy, który będzie mieć trzy masy, wzgl. ciężary i który daje dwa węzły K_1, K_2 na odcinkach x_1, x_2 . Te węzły znajdziemy przez podzielenie ciężaru G_2 na dwie części g_1, g_2 , czyli dla odcinka x_1

$$G_1 \dots\dots\dots g_1$$

dla odcinka x_2

$$g_2 \dots\dots\dots G_3$$

przy czym

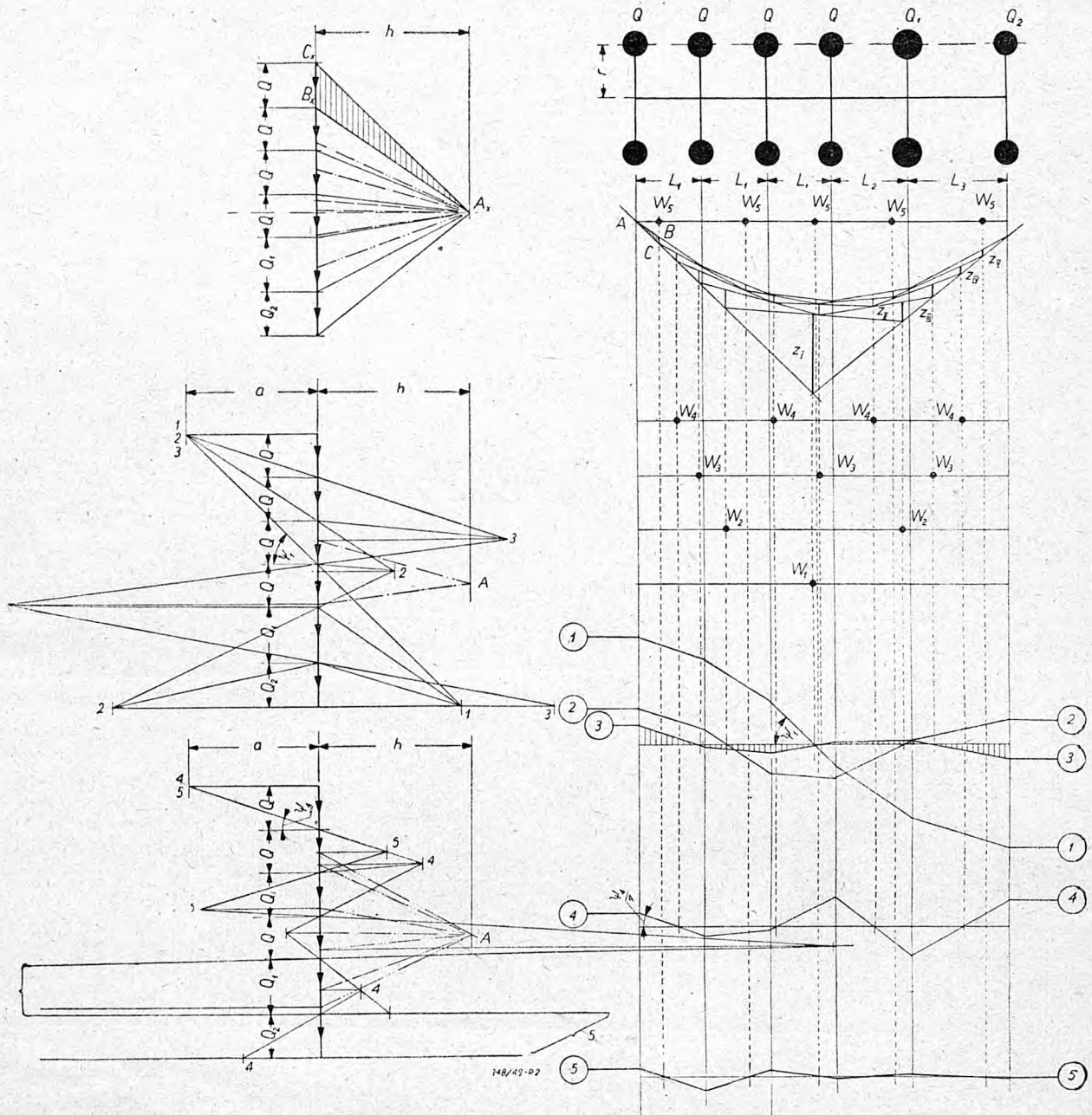
$$g_1 + g_2 = G_2$$

Drugi podział daje drgania dwuwęzłowe, czyli drugiego stopnia. Trzecia redukcja daje wał zastępczy dwumasowy, który ma już tylko jeden węzeł, a więc pozwala obliczyć drgania pierwszego stopnia. Długość zredukowanego wału równa się odległości węzłów K_1, K_2 i posiada ciężary $G_1 + g_1$ oraz $g_2 + G_3$. Położenie węzła na tej długości między ciężarami wyznaczymy środkiem ciężkości tych ciężarów.

Wykreślenie rozwiązujemy opisane redukcje następująco:

Rysujemy dla symbolicznego wału zastępczego (rys. 2) i jego mas wyrażonych w ciężarach, wielobok sznurowy, po przyjęciu odległości bieguna h . Obydwa skrajne promienie bieguna, pierwszego i ostatniego ciężaru, przedłużamy do przecięcia się na wykresie wału zastępczego. Następnie, przy pewnej wprawie, wrysowujemy w wielobok sznurowy drugi wielobok i to tak, by on stykał się w punktach przecięcia pierwszego, zaś jego punkty przecięcia były równo oddalone od boków pierwszego, mierząc te odległości z pionowo. Otrzymamy tyle odcinków z ile jest możliwych węzłów między masami, a więc dla n mas otrzymujemy $(n - 1)$ odcinków z sobie równych. Położenie tych odcinków określa położenie węzłów drgań najwyższego stopnia.

Z kolei wrysowujemy ponownie następny wielobok sznurowy do drugiego i to w ten sam sposób. Otrzymujemy nieco większe odcinki z , przy czym położenia tych odcinków znaczą nowe węzły. Tych



Rys. 2.

węzłów będzie już $(n - 2)$, czyli zredukowany system mas będzie mieć drgania o jeden stopień niższe.

W ten sposób postępujemy dalej, aż wreszcie otrzymamy tylko jeden odcinek z , a więc jeden węzeł, który oznacza drgania pierwszego stopnia. W miarę zmniejszania się liczby węzłów, odcinki z są coraz dłuższe. Zaczynamy więc od najwyższych drgań i kolejno zbliżamy się do niższych, aż wreszcie dochodzimy do drgań pierwszego stopnia. Otrzymujemy odcinki z_{n-1}, z_{n-2}, \dots — czyli ogólnie $(n - 1)$ różnych drgań własnych. Obliczenia z wykresów opieramy znów na zasadniczych wzorach sił bezwładności i wychyleń skrętnych.

Wiadomo, że podczas drgań własnych, a więc swobodnych — bez tłumienia i bez wzbudzenia, w każdej chwili siłom bezwładności przeciwstawiają się siły sprężyste. Dla wychyleń skrętnych, mierzo-

nych na promieniu redukcyjnym, siła r , siła sprężysta równoważna sile bezwładności ma wartość:

$$P = a \cdot H \cdot \frac{1}{L} = a \cdot \frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{1}{L} \text{ kG} \quad (13)$$

Z warunku równowagi wynika, iż

$$P = T$$

czyli

$$a \cdot \frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{1}{L} = m \cdot a \cdot \omega^2$$

Z tego równania wyliczamy liczbę drgań własnych na sekundę

$$\omega = \sqrt{\frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{1}{m \cdot L}}$$

a po wprowadzeniu ciężaru masy $Q = m \cdot 9,81 \text{ kG}$ i zamianie drgań sekundowych na minutowe

$$n_w = 9,55 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{9,81}{Q \cdot L}} \quad (14)$$

Z wzoru (14) widzimy, że dla danego wału zastępczego jedynymi zmiennymi są Q i L , toteż te zmienne muszą być ujęte z wykresu. Z podobieństwa trójkątów (rys. 2) A, B, C w rysunku symbolicznym wału i A_x, B_x, C_x wynika

$$Q : h = z : L$$

$$Q = \frac{h \cdot z}{L} \quad (15)$$

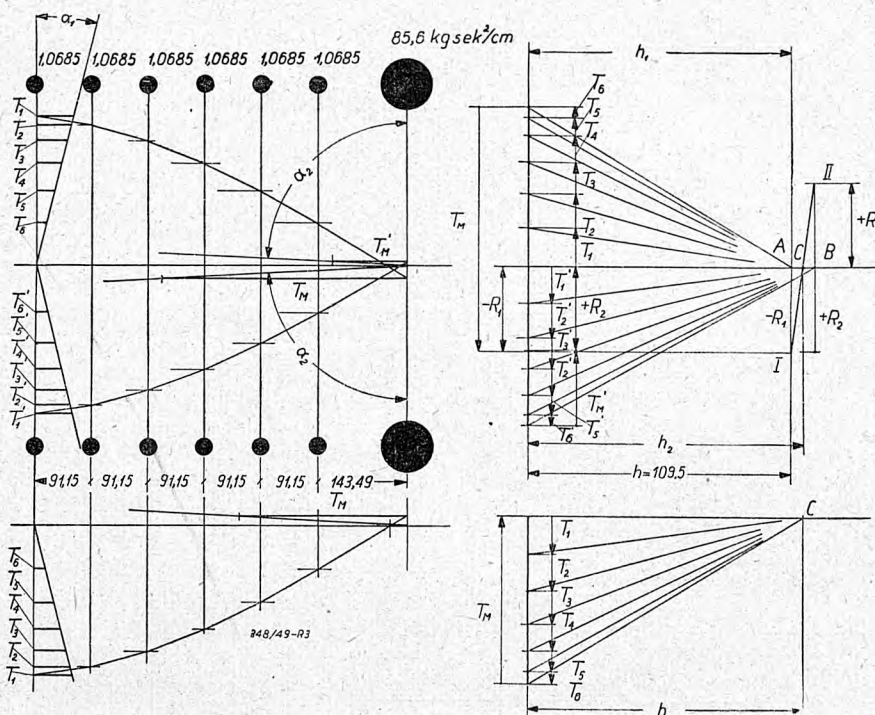
wówczas ostatecznie otrzymamy ogólny wzór dla drgań wszystkich stopni

$$n_{w_i} = 0,3 \sqrt{\frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot \beta \cdot h \cdot z_i}} \quad (16)$$

Z wzoru (16) wynika, iż poszczególne drgania własne wielomasowego wału korbowego pozostają względem siebie w stosunku odwrotności pierwiastków poszczególnych z .

$$n_{wI} : n_{wII} : n_{wIII} : \dots =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{z_I}} : \frac{1}{\sqrt{z_{II}}} : \frac{1}{\sqrt{z_{III}}} : \dots \quad (17)$$



Rys. 3.

W rysunku odległość bieguna h oznacza (kG), zaś odcinki z są w (m), czyli po wprowadzeniu podziałek

dla długości α m/mm,
 ,, ciężarów β kg/mm,
 wzór (14) przyjmie postać

$$n_w = 9,55 \sqrt{\frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{9,81}{\alpha \cdot \beta \cdot h \cdot z}}$$

Jeżeli ustalimy wymiary poszczególnych wyrazów wzoru, a mianowicie, przyjmiemy dla

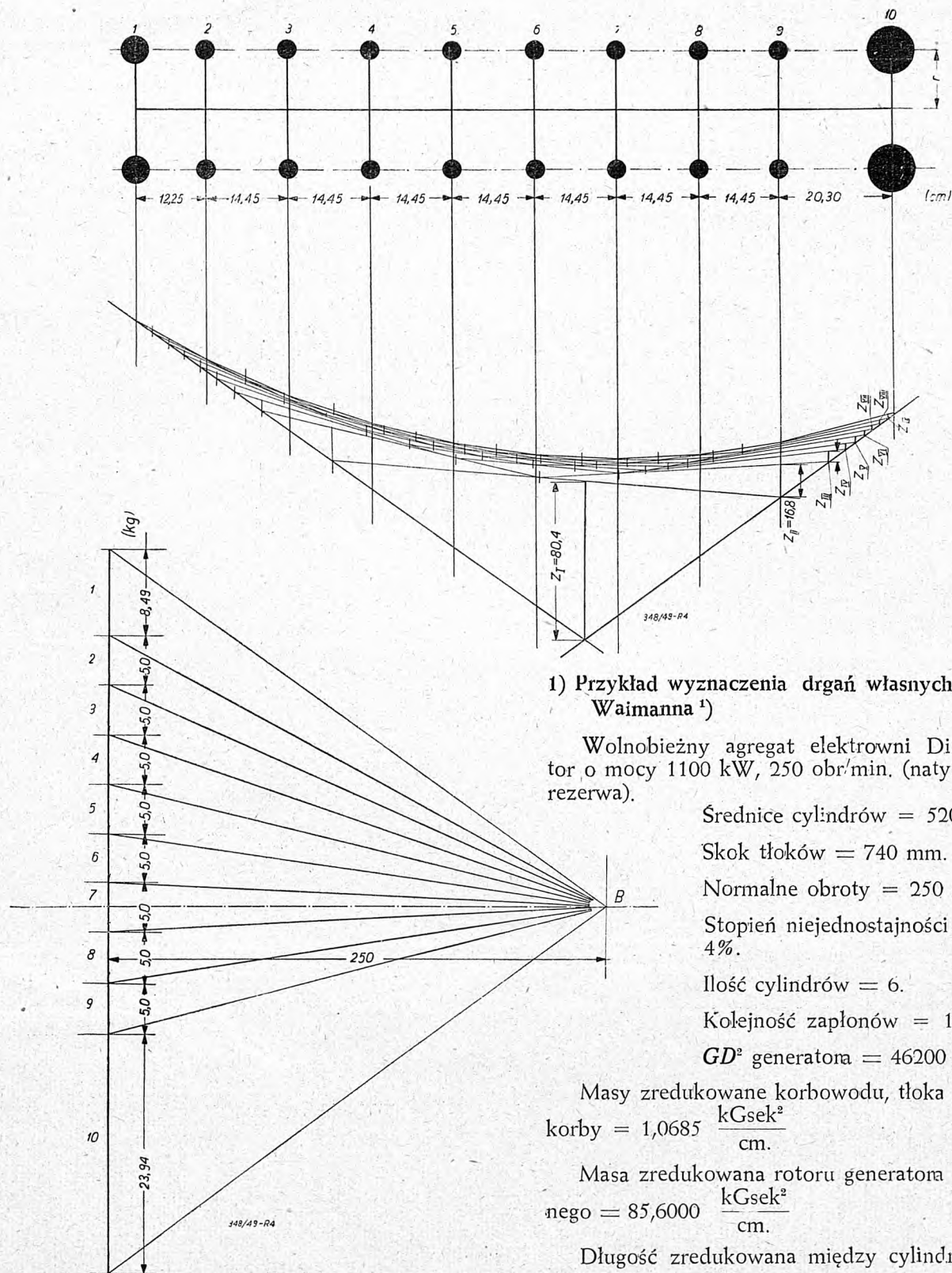
- modułu Kirchhoffa G kG/cm²,
- momentu bezwładności J_0 cm⁴,
- promienia redukcyjnego r m,
- z wykresu h, z mm,

czyli

$$n_{wII} = n_{wI} \cdot \sqrt{\frac{z_I}{z_{II}}}$$

$$n_{wIII} = n_{wI} \cdot \sqrt{\frac{z_I}{z_{III}}}$$

Na podstawie znalezionych położenia węzłów drgań możemy w prosty sposób znaleźć przebieg poszczególnych wychyleń skrętnych przekrojów wału, tzw. linię sprężystą wychyleń. Na rys. 2 wrysowane są wychYLENIA skrętne dla wszystkich stopni drgań. Pierwsze wychylenie (pierwszej masy) przyjmujemy dowolnie, inne wynikają z wykresu. Trzeba korzystać podczas kreślenia z kątów Ψ , które są jednakowe w miejscu przejścia linii skręceń przez oś wału, a więc w węzłach. Sam sposób kreślenia, podany na rys. 2, jest tak prosty, że nie wymaga osobnego wyjaśnienia.



Rys. 4.

Zastosowanie wykreślnych sposobów *Waimanna* i *Kutzbach-Baranowa* wyznaczania drgań własnych wałów korbowych skraca bardzo czas pracy, a co najważniejsze — nie wymaga specjalnego wykształcenia z zakresu techniki drganiowej, która jest na ogół trudna. Dla inżyniera silnikowca okrętowego, samochodowego, czy też lotniczego, obydwa sposoby w praktyce oddają cenną usługę.

1) Przykład wyznaczenia drgań własnych sposobem *Waimanna* ¹⁾

Wolnobieżny agregat elektrowni Diesel-generator o mocy 1100 kW, 250 obr./min. (natychm as'owa rezerwa).

- Srednice cylindrów = 520 mm.
- Skok tłoków = 740 mm.
- Normalne obroty = 250 na min.
- Stopień niejednostajności regulatora 4%.
- Ilość cylindrów = 6.
- Kolejność zapłonów = 1-5-3-6-2-4.
- GD^2 generatora = 46200 kGm².

Masy zredukowane korbowodu, tłoka na promień korby = 1,0685 $\frac{kGsek^2}{cm}$.

Masa zredukowana rotora generatora elektrycznego = 85,6000 $\frac{kGsek^2}{cm}$.

Długość zredukowana między cylindrami = 91,15 cm.

Długość zredukowana między skrajnym cylindrem a generatorem = 143,49 cm.

Stała wału $H = 48,2 \cdot 10^6$ kG.

Z wykresu (rys. 3)
 $tga_1 = 0,25$

¹⁾ Przykład z książki pt. Silniki spalinowe na s'atych fundamentach i okrętowe. Prof. inż. K. Szawłowski, str. 197 — 200.

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_2 &= 20,02 \text{ zaokrągl. } 20 \\ h &= 10,95 \text{ cm} \dots 109,5 \text{ mm} \\ \xi_2 &= 40 \end{aligned}$$

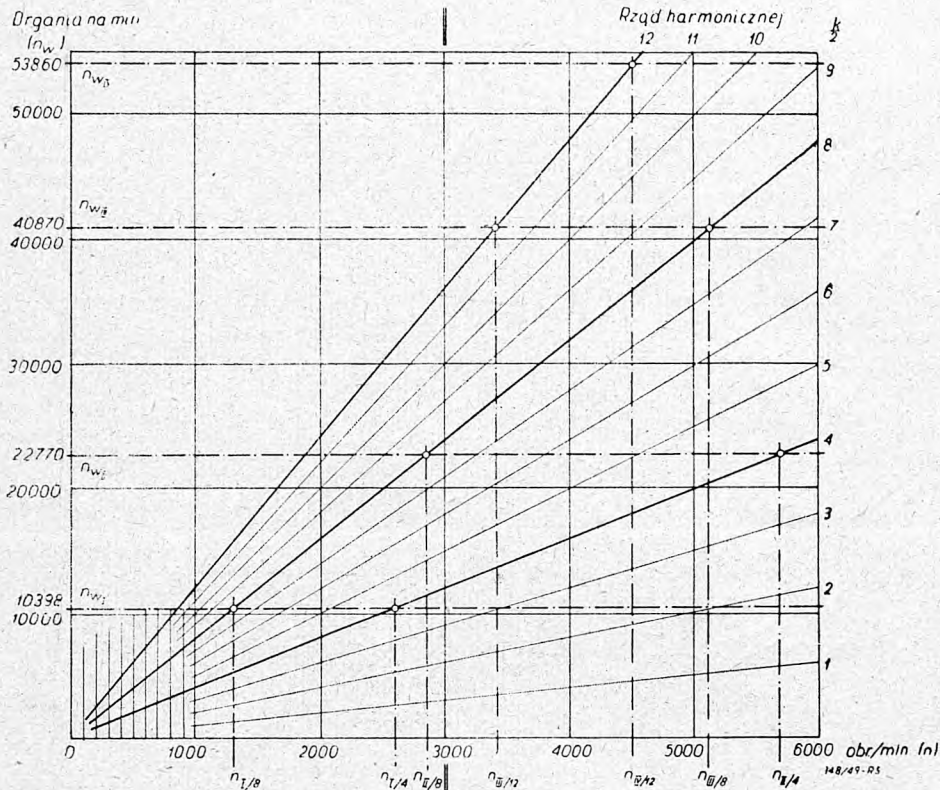
Długości zredukowane, patrz rysunek 4.
 Ciężary zredukowanych mas a) ... $Q_1 = 8,49 \text{ kG}$
 b) ... $Q = 5,00 \text{ ,,}$
 c) ... $Q_2 = 23,94 \text{ ,,}$

$$\begin{aligned} n_{wI} &= 9,55 \sqrt{48\,200\,000 \cdot \frac{0,25}{40 \cdot 10,95 \cdot 1,0685}} = \\ &= 1\,531,8 \dots \text{ok. } 1\,530 \text{ na min.} \end{aligned}$$

Na podstawie dokładnego obliczenia $n_{wI} = 1\,540$ na min.

Stała wału zastępczego

$$H = \frac{G \cdot J_0}{r^2} = 1,69 \cdot 10^6 \text{ kG}$$



Rys. 5.

Silnik pracuje na obrotach krytycznych 6-go pół-rzędu (typ czterosuwny), gdyż

$$n_{k_6} = \frac{1530}{6} = 255 \text{ obrotów na minutę.}$$

Dla $n_{wI} = 1540$ na min.

$$n_{k_6} = \frac{1540}{6} = 258 \text{ obr. na minutę.}$$

Górna granica liczby obrotów silnika nieobciążonego, dla 4% stopnia niejednostajności regulatora, wynosi 260 obrotów na minutę.

2) Przykład wyznaczenia drgań własnych sposobem Kutzbach-Baranowa.

Szybkobieżny silnik samochodowy o ośmiu cylindrach w szeregowym układzie, z tłumikiem drgań i kołem zamachowym.

Charakterystyka symbolicznego wału zastępczego (rys. 4):

Masy zredukowane na promień korby,

- a) tłumika drgań skrętnych $M_1 = 0,00865 \frac{\text{kGsek}^2}{\text{cm}}$
- b) korbowodu cylindra i tłoka $m = 0,0051 \text{ ,,}$
- c) koła zamachowego $M_2 = 0,0244 \text{ ,,}$

Podziałki dla wykresu

długości ... $\alpha = \frac{1}{285,7} \dots \text{ m/mm}$

ciężarów ... $\beta = 0,2 \dots \text{ kG/mm}$

Z wykresu otrzymano

- $z_I = 80,4 \text{ mm}$ $z_{IV} = 3,0 \text{ mm}$ $z_{VII} = 1,9 \text{ mm}$
- $z_{II} = 16,8 \text{ ,,}$ $z_V = 2,6 \text{ ,,}$ $z_{VIII} = 1,6 \text{ ,,}$
- $z_{III} = 5,2 \text{ ,,}$ $z_{VI} = 2,2 \text{ ,,}$ $z_{IX} = 1,1 \text{ ,,}$

Odległość bieguna $h = 250 \text{ mm}$,

Drgania własne wału korbowego

$$\begin{aligned} n_{wI} &= 0,3 \sqrt{\frac{G \cdot J_0}{r^2} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot \beta \cdot h \cdot z_I}} = \\ &= 0,3 \sqrt{\frac{1690000 \cdot 10000}{\frac{1}{285,7} \cdot 0,2 \cdot 250 \cdot 80,4}} = \end{aligned}$$

= 10398 na minutę (zaokrągl. 10400 na min.).

$$n_{wII} = 10398 \cdot \sqrt{\frac{80,4}{16,8}} = 22770 \text{ na min.}$$

$$n_{wIII} = 10398 \cdot \sqrt{\frac{80,4}{5,2}} = 40870 \text{ na min.}$$

$$n_{wIV} = 10398 \cdot \sqrt{\frac{80,4}{3,0}} = 53860 \text{ na min.}$$

Dla wykresu przyjęto podziałkę długości $\alpha = \frac{1}{285,7}$, gdyż dla takiej podziałki, długości zredukowane w rysunku symbolicznym wału zastępczego mają okrągłe wartości. Normalnie przyjmujemy podziałkę długości równą odwrotności odległości biegun h . Takie przyjęcie upraszcza obliczenie drgań własnych, gdyż iloczyn z podziałki długości i biegunowej równa się jedności. Również pewne uproszczenie w samym kręśleniu można uzyskać, jeżeli ciężary dla wieloboku sznurowego odmierzymy od razu na pierwszym promieniu masowym wału symbolicznego.

Ośmiocylinnowy, czterosurowy silnik posiada krytyczne obroty, które odpowiadają harmonicznym półrzędu 4, 8, 12, 16... Na wykresie (rys. 5) pokazane są główne krytyczne obroty silnika dla wyznaczonych drgań własnych n_{wI} , n_{wII} , n_{wIII} , n_{wIV} . Normalne obroty silnika wynoszą 3000 na min.

Z wykresu widzimy, że w zakresie obrotów od 1000 do 3000 na min., silnik musi przechodzić przez krytyczne obroty n_{Ia} , n_{Ib} , n_{IIa} . Szczególnie niebezpieczne dla wału są obroty krytyczne n_{Ia} , gdyż amplitudy sił stycznych z analizy harmonicznnej dla tych obrotów są stosunkowo wielkie. Toteż wytwórnia musiała już z góry przewidzieć tłumik drgań skrętnych, który założono na swobodnym końcu wału.

Z wykresu (rys. 5) widzimy również, iż wyższe krytyczne obroty znajdują się powyżej 3000 obr. na

min., a zatem nie mają praktycznego znaczenia. Najbliższe n_{IIIa} , odpowiadające ok. 3410 obr. na min., mają harmoniczne siły stycznych bardzo małe.

L I T E R A T U R A :

1. *Baranow G.* (Insty'ut Lotn., Moskwa), Met. Ind. Herald, Moskwa Tom II (1931), Nr 10, str. 60.
2. *Bevan Th.*: The theory of machines, College of Technology, Manchester, (1946), str. 527.
3. *Biezeno C. i Grammel R.*: Technische Dynamik (1939).
4. *Carter B.*: An empirical formula for crankshafts stiffness in torsion. Engineering, 36 (1928).
5. *Geiger J.*: Zur Berechnung der Verdrehungsschwingungen von Wellenleitungen. Z. d. V. D. I. (1921), str. 1241.
6. *Gümbel.*: Verdrehungsschwingungen eines Stabes tester Drehachse und beliebiger zur Drehachse symmetrischer Massenverteilung unter dem Einfluss beliebiger harmonischer Kräfte. Z. d. V. D. I. (1912), str. 1025.
7. *Holzer H.*: Die Berechnung der Drehschwingungen (1921).
8. *Kutzbach K.*: Untersuchungen über Wirkung und Anwendung von Pendeln und Pendelketten im Maschinenbau. Z. d. V. D. I. (1917), str. 917.
9. *Sass Fr.*: Bei räge zur Berechnung kritischer Torsions-Drehzahlen. Z. d. V. D. I. (1921), str. 67.
10. *Schrön H.*: Die Dynamik der Verbrennungskraftmaschine (1942).
11. *Schlaefke K.*: Der Einfluss des V-Winkels auf die Kurbelwellen-Drehschwingungen den V-Motoren. Z. d. V. D. I. (1936), str. 1253.
12. *Szawłowski K.*: Silniki spalinowe na stałych fundamentach i okrętowe (1947).
13. *Waimann K.*: Zeichnerisches Verfahren zur Berechnung von Wellen auf Drehschwingungen. Z. d. V. D. I. (1934), str. 1083.
14. *Wydlar H.*: Drehschwingungen in Kolbenmaschinen (1922).

Możliwość stosowania stali węglowych na węzownice przegrzewaczowe kotłów parowych

Inż. JERZY ŁASZKIEWICZ

Korzyści stosowania pary silnie przegrzanej. — Jakość stali używanej na elementy kotłown. — Obliczanie grubości ścianek rur przegrzewaczy według przepisów obecnie obowiązujących w budowie kotłów i z uwzględnieniem rzeczywistej granicy płynności. — Osłabienie rur na skutek ich gięcia. — Możliwość stosowania do wyrobu rur przegrzewaczy stali węglowej — Klasyfikacja rur kotłowych.

W ostatnich latach zauważa się w budowie kotłów parowych tendencję do stosowania wzrastającej temperatury pary przegrzanej. Przegrzanie do 450°C i wyżej staje się nieomal zjawiskiem normalnym. Korzyści ze stosowania pary o wyższym stopniu przegrzania są znane. Wystarczy rozważyć w wykresie entropowym $i - s$ pary wodnej stan pary dla dwu przypadków wg rys. 1:

- 1) ciśnienie 40 at a przegrzanie 400°C
- 2) ciśnienie 40 at a przegrzanie 450°C

Na wykresie punkt A odpowiada ciśnieniu $p = 40$ at a i $t = 400^\circ\text{C}$, a punkt B ciśnieniu $p = 40$ at a i 450°C.

Entalpia wynosi dla pierwszego przypadku $i_1 = 766,8$ kcal/kg,

dla drugiego przypadku $i_2 = 794,6$ kcal/kg.

Przyjmując adiabatyczną przemianę pary w turbinie przy ciśnieniu w skraplaczu $p_0 = 0,08$ at a, otrzymujemy adiabatyczny spadek entalpii:

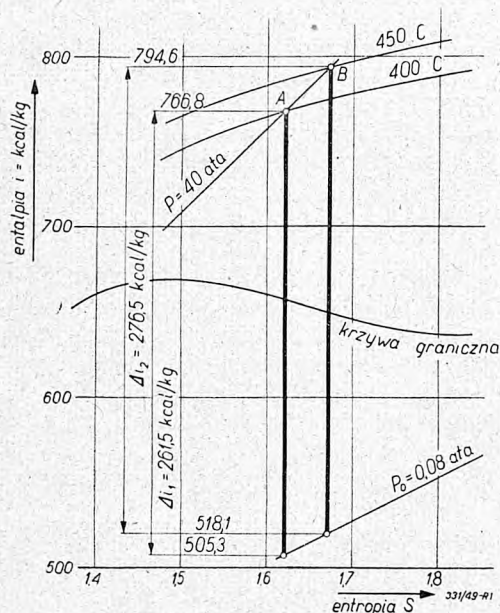
dla pierwszego przypadku $i_1 = 766,8 - 505,3 = 261,5$ kcal/kg

dla drugiego przypadku $i_2 = 794,6 - 518,1 = 276,5$ kcal/kg

Zatem, stosując parę o przegrzaniu 450°C, otrzymujemy teoretycznie 15 kcal/kg więcej, niż przy parze o tym samym ciśnieniu, lecz o przegrzaniu 400°C, czyli

$$\frac{15}{261,5} \cdot 100 = 5,736\%$$

Przejście do wysokich temperatur pary przegrzanej stawia przed konstruktorem kotłów parowych zadanie odpowiedniego doboru stali na elementy przegrzewaczy, a w szczególności na wężownice i komory zbiorcze. I tutaj powstaje pytanie, gdzie się kończy stosowalność stali węglowej, a gdzie należy sięgnąć do stali stopowej.



Rys. 1. Wykres entropowy pary wodnej.

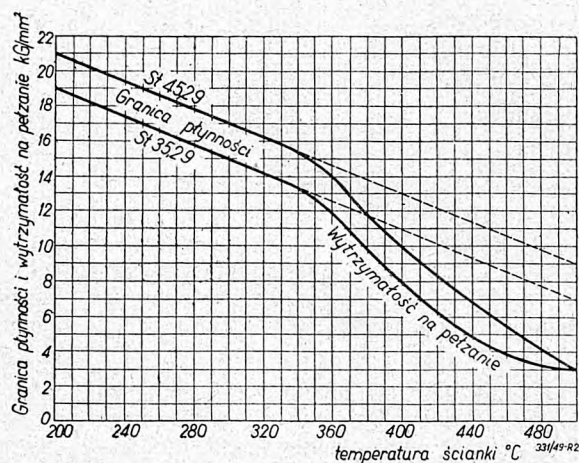
Ze szczególną jasnością występuje sprawa stosowania stali stopowej, a to z uwagi na niedobór metali pólslachetnych (chrom, molibden, nikiel) w Polsce, potrzebnych do produkcji tych rodzajów stali.

Przy wyborze jakości stali w budowie elementów kotłowych pracujących w wysokich temperaturach, miarodajną, poza granicą odporności na zendrowa-

Właściwości tych gatunków stali podane są w tabelicy I¹⁾.

Grubość ścian rur, używanych w budowie kotłów, a zatem i wężownic przegrzewaczowych normuje „Rozp. Min. Przem. i Handlu z 28.8.1937 w sprawie przepisów o materiałach kotłowych oraz o budowie kotłów parowych“, ogłoszone w Dz. U. R. P. Nr. 65 rok 1937. Paragraf 31 tego rozporządzenia podaje następujący wzór na obliczenie grubości ścianki:

$$g = \frac{p}{200} \cdot \frac{d_w}{k} + 1$$



Rys. 2. Wykres granicy płynności i wytrzymałości na pełzanie jako funkcja temperatury dla stali węglowych w gatunku St 35.29, St 45.29.

We wzorze tym oznacza:

- g — grubość ścianki rury w mm,
- p — ciśnienie robocze w kG/cm^2 ,
- d_w — wewnętrzną średnicę rury w mm,
- k — dopuszczalne naprężenie na rozciąganie w kG/mm^2 ,

TABLICA 1.

Właściwości węglowych stali rurowych.

Gatunek stali	R_r kG/mm^2	A_{10} %	Granica płynności kG/mm^2 w temp.							Wytrzymałość na pełzanie w kG/mm^2 w temp.		
			20°C	100°C	200°C	300°C	350°C	400°C	500°C	400°C	450°C	500°C
St. 35.29	35—45	20	23	22	19	15	13	11	7	9	5	(3)
St. 45.29	45—55	17	26	25	21	17	15	13	9	10	6	(3)

nie (Zunderbeständigkeit — Zundergrenze) jest granicą płynności i wytrzymałości na pełzanie. Granica odporności na zendrowanie dla węglowych stali rurowych w gatunku St 35.29 i St 45.29 wynosi około 525°C, zaś dla stali stopowej chromo-molibdenowej około 550°C. Znamienną rzeczą jest, że dodatek samego chromu nie podwyższa granicy odporności na zendrowanie. Wiadomo, że granica płynności i wytrzymałości na pełzanie maleje ze wzrostem temperatury, co uwidocznia rys. 2.

¹⁾ Cyfry do wykresu i tablicy wzięte z normy DIN 1625, referatu inż. Bohumila Fočty, wygłoszonego na XX Zjeździe Czechosłowackich Inżynierów (porównaj Przegląd Mechaniczny Nr 7—9/1947), pracy inż. Michaelisa „Anwendungsbereich von Überhitzerwerkstoffen“ „Technische Überwachung“ zeszyt 9—10 rok 1942, pracy radzieckich autorów „Kotłowne instalacje“ tom II rok 1946, oraz „Eigenschaftsblätter für Röhrenstähle“ Taschenbuch Press — und Walzwerk A. G. 1941.

które dla stali węglowej nie może przekraczać 6,4 kG/mm² dla temperatury ścianki do 200°C. Jeżeli zaś rura ma pracować w temperaturze ścianki powyżej 200°C do 450°C włącznie, to dopuszczalne naprężenie

$$k = \frac{Q_{ot}}{2}$$

gdzie Q_{ot} oblicza się w dość skomplikowany sposób, a mianowicie:

$$Q_{ot} = Q_o \cdot \frac{700 - t}{500}$$

t — temperatura ścianki w °C

$$Q_o = 0,55 \cdot R_o$$

R_o obliczeniowa wytrzymałość na rozciąganie w kG/mm²

lub Q_o najmniejsza doświadczalnie stwierdzona granica płynności Q_r w temperaturze 15 — 30°C.

Spróbujemy na praktycznym przykładzie skoryzysać z dobrodziejstw tych wzorów i obliczymy grubość ścianki konwekcyjnego przegrzewacza dla ciśnienia roboczego

$$p = 40 \text{ at.}$$

i temperatury pary przegrzanej

$$t = 435^\circ\text{C}$$

Temperatura ścianki węzownic przegrzewacza konwekcyjnego leży około 30°C powyżej temperatury pary przegrzanej²⁾ i wynosi w naszym przypadku

$$t_{sc} = 465^\circ\text{C}$$

Przyjmujemy stal węglistą w gatunku St 35.29 i rury o średnicy 38/32 mm. Ponieważ konstruktor, projektując kocioł nie wie, jaka będzie „najmniejsza doświadczalnie stwierdzona granica płynności Q_r w temperaturze 15 — 30°C”, musi wyliczyć Q_o i Q_{ot} wg obliczeniowej wytrzymałości na rozciąganie, która dla przewidzianej stali wynosi

$$R_o = 35 \text{ kG/mm}^2$$

Zatem:

$$Q_o = 0,55 \cdot 35 = 19,8 \text{ kG/mm}^2$$

$$Q_{ot} = 19,8 \cdot \frac{700 - 465}{500} = 9,306 \text{ kG/mm}^2$$

$$k = \frac{9,306}{2} = 4,653 \text{ kG/mm}^2$$

grubość ścianki rury:

$$g = \frac{40}{200} \cdot \frac{32}{4,653} + 1 = 1,375 + 1 = 2,375 \text{ mm}$$

Warunkom przepisów stało się zadość, konstruktor i ewentualnie kontrolujący obliczenie inżynier organów dozoru kotłowy są w porządku, ale nie w porządku jest przegrzewacz. Praktyka wykazała, że obliczone w ten sposób węzownice przegrzewacza nie wytrzymują próby życia, w krótkim czasie pękają i powodują długie przestoje kotłów, uwarunkowane koniecznością wymiany węzownic. Nie wiele po-

może w konkretnym wypadku zastosowanie rur ze stali węglowej w gatunku St 45.29, bo analogiczne obliczenie prowadzi do następujących cyfr:

$$R = 46 \text{ kG/mm}^2$$

$$Q_o = 25,3 \text{ kG/mm}^2$$

$$Q_{ot} = 11,89 \text{ kG/mm}^2$$

$$k = 5,945 \text{ kG/mm}^2$$

$$g = 2,076 \text{ mm}$$

Nieuzasadnione grubości ścianki rur przegrzewacza w powyższych przypadkach, wynikają z błędnych założeń, że wytrzymałość obliczeniowa Q_{ot} odpowiada rzeczywistości. Tymczasem w strefie temperatury 465°C, na jaką węzownice są narażone, nie można opierać obliczeń na fikcyjnej wytrzymałości, wyśredkowanej za pomocą wzorów wątpliwej wartości, lecz należy i musi się oprzeć na rzeczywistej wytrzymałości, jaką materiał w tej temperaturze posiada i jaka została stwierdzona i laboratoryjnie i doświadczalnie na konkretnych przykładach, wiadomych z fachowej literatury wszystkich krajów przemysłowych.

W danym przypadku rozpatrywane stale posiadają w temperaturze 365°C wytrzymałość na pełzanie:

$$\text{stal St 35.29} \quad \dots \quad \text{około } 4,2 \text{ kG/mm}^2$$

$$\text{stal St 45.29} \quad \dots \quad \text{około } 5,0 \text{ kG/mm}^2$$

Przy zachowaniu stopnia bezpieczeństwa w stosunku do wytrzymałości na pełzanie 2, jak to podane jest w wyżej cytowanych przepisach kotłowych, otrzymamy naprężenie obliczeniowe i grubość ścianek:

$$\text{dla stali St 35.29} \quad \dots \quad k = 2,1 \text{ kG/mm}^2$$

$$i \quad g = \frac{40}{200} \cdot \frac{32}{2,1} + 1 = 4,05 \text{ mm}$$

$$\text{dla stali St 45.29} \quad \dots \quad k = 2,5 \text{ kG/mm}^2$$

$$i \quad g = \frac{40}{200} \cdot \frac{32}{2,5} + 1 = 3,56 \text{ mm}$$

Widzimy stąd, że grubości ścianki wypadają:

$$\text{dla stali St 35.29} \quad \dots \quad \text{o } 1,675 \text{ mm czyli o } 70,2\%$$

$$\text{dla stali St 45.29} \quad \dots \quad \text{o } 1,484 \text{ mm czyli o } 71,5\%$$

większe niż z obliczenia wzorów naszych obowiązujących wciąż jeszcze przepisów.

Stal węglową gatunku St 55.29 pozostawiamy w niniejszych rozważaniach poza nawiasem, ponieważ węzownice z tej stali są trudne do zawalcowania. Stali tej używa się raczej na komory zbiorcze. Dla uzyskania pewnej szczelności połączeń walcowanych, komory zbiorcze, w których zawalcowane mają być węzownice, winny posiadać wg niepisanej reguły wytrzymałość o około 7 kG/mm² większą od wytrzymałości rur. Stal ta jest poza tym, z uwagi na dużą zawartość węgla, ciężkospawalna.

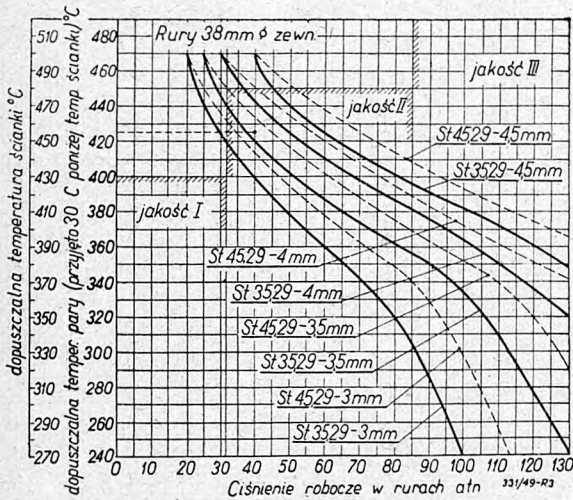
Najczęściej używa się na węzownice przegrzewaczowe rury kotłowe bez szwu o średnicy zewnętrznej 38 mm, rzadziej 32 mm. Posiłkując się wzorem na obliczenie rur przegrzewaczowych wg obowiązujących obecnie przepisów kotłowych:

$$g = \frac{p}{200} \cdot \frac{d_w}{k} + 1$$

²⁾ Porównaj „Kotielnyje ustanowki“ tom II 1946 rok, str. 369 i „Technische Überwachung“ zeszyt 9—10 rok 1942 inż. Michaelis — Anwendungsbereich von Überhitzerwerkstoffen.

i przyjmując dopuszczalne naprężenie materiału ze stali węglowej St 35.29 i St 45.29 wg rys. 2, tj. granicę płynności dla temperatur ścianki do 350°C i wytrzymałość na pełzanie dla temperatur ścianki powyżej 400°C oraz uwzględniając stopień bezpieczeństwa 2, zgodnie z zaleceniem przepisów kotłowych, łatwo wyliczyć jakie grubości należy stosować dla różnych ciśnień roboczych i różnych temperatur ścianki.

Wyniki tych obliczeń podane są dla rur o średnicy zewnętrznej 38 mm ze stali węglowej St 35.29 i St 45.29 na rys. 3, a dla rur o średnicy zewnętrznej 32 mm na rys. 4.



Rys. 3. Grubości ścianek rur przegrzewacza o średnicy zewnętrznej 38 mm wykonanych ze stali st. 35.28 i st. 45.29, dla różnych ciśnień i temperatur przegrzania pary.

Na osi odciętych podane jest ciśnienie robocze, a na osi rzędnych temperatura ścianki rur. Wykresy przedstawiają szereg krzywych dla rur obu gatunków stali węglowej przy różnych grubościach ścianki. Jeżeli na osi rzędnych obok dopuszczalnej temperatury ścianki wykreślić temperaturę pary przegrzanej, która na rys. 3 i 4 przyjęta jest 30°C poniżej dopuszczalnej temperatury ścianki, to z wykresów łatwo wyszukać jakie grubości i jaką stal należy zastosować przy założonym ciśnieniu roboczym i temperaturze pary przegrzanej. Np. węzownice przegrzewaczowe o średnicy zewnętrznej 38 mm, dla ciśnienia roboczego 40 at i przegrzania 425°C, należy wykonać ze stali St 35.29 o grubości ścianki min. 3,5 mm.

Dodatek „1” we wzorze obliczeniowym uwzględnia niedokładność wykonania rur, tolerancję grubości ścianki i zewnętrznej średnicy, oraz korozję, natomiast nie uwzględnia zupełnie zniekształcenia na skutek gięcia. Wydaje się, że przy gięciu rur promieniem

$$R \geq 5 d_{zew}$$

nie ma potrzeby uwzględniać dodatku dla grubości rur na skutek mechanicznego rozciągania i ścienienia zewnętrznej ścianki. Natomiast przy gięciu rur promieniem

$$R < 5 d_{zew}$$

występuje oprócz zdeformowania przekroju poprzecznego wybitne wyciąganie zewnętrznej i spęczanie wewnętrznej ścianki rury. Radzieckie wzory obliczeniowe przewidują w tym wypadku osłabienie grubości ścianki na skutek małego promienia gięcia przez wprowadzenie w mianownik wzoru współczynnika osłabienia³⁾.

$$g = \frac{p}{200} \cdot \frac{d_w}{k \cdot \varphi} + 1$$

gdzie

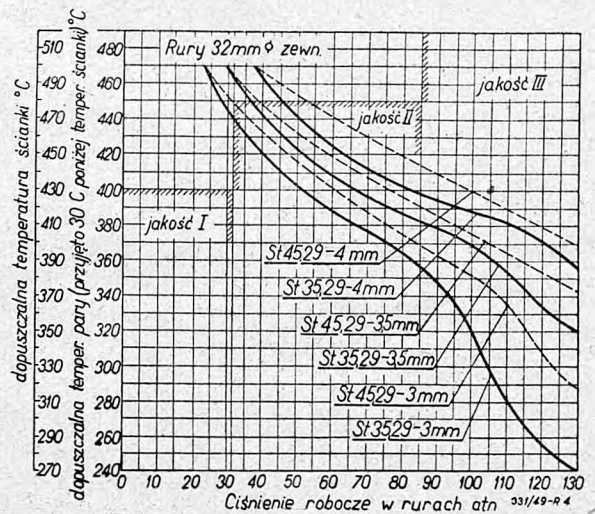
$$\varphi = 1$$

dla rur giętych promieniem $R \geq 5 d_{zew}$

$$\varphi = 1,1 \frac{2R}{2R + d_{zew}}$$

dla rur giętych promieniem $R < 5 d_{zew}$

Instalacje kotłowe zamówione po wojnie w krajowym przemyśle kotłowym, nie przekraczają ciśnienia roboczego 40 at. Analizując krzywe rys. 3 i 4, przychodzi się do wniosku, że dla tego ciśnienia i przegrzania do 450°C, z powodzeniem można stosować rury ze stali węglowej, nie uciekając się do deficytowych stali stopowych. Radzieckie przepisy kotłowe zabraniają wyraźnie stosowania stali węglowej dla temperatury pary przegrzanej powyżej 450°C, przy czym we wzorze obliczeniowym stopień bezpieczeństwa w stosunku do granicy płynności i wytrzymałości na pełzanie wynosi 1,8, a więc mniej korzystny niż przyjęto w niniejszych rozważaniach.



Rys. 4. Grubości ścianek rur przegrzewacza o średnicy zewnętrznej 32 mm wykonanych ze stali st. 35.29 i st. 45.29, dla różnych ciśnień i temperatur przegrzania pary.

Pod tym względem także i przepisy niemieckie są łagodniejsze niż przepisy polskie. Niemiecki wzór obliczeniowy dla rur przegrzewaczowych brzmi:

$$g = \frac{d_{zew}}{\frac{200}{p} \cdot \frac{k}{S_F} + 1}$$

³⁾ „Kotielnyje ustanowki” tom II 1946.

$S_F = 1,5$ — współczynnik bezpieczeństwa na zwiększalnie.

Dla konkretnego przypadku podanego wyżej, grubość ścianki wg tego wymiaru wynosić będzie: dla stali St 35.29

$$g = \frac{38}{\frac{200}{40} \cdot \frac{4,2}{1,5} + 1} = 2,53 \text{ mm} < 4,05 \text{ mm}$$

dla stali St 45.29

$$g = \frac{38}{\frac{200}{40} \cdot \frac{5}{1,5} + 1} = 2,15 \text{ mm} < 3,56 \text{ mm}$$

a więc mniejsze niż wg wzoru polskich przepisów kotłowych.

Niniejsze rozważania oparte są na założeniu, że rury ze stali węglowej St 35.29 i St 45.29 rzeczywiście posiadać będą właściwości podane w tablicy 1, co osiągalne jest zagranicą i sprawa ta winna być ambicją krajowego przemysłu hutniczego.

Na zakończenie kilka słów o klasyfikacji rur kotłowych. Niemiecka norma dotycząca wykonania i odbioru rur kotłowych bez szwu, walcowanych na gorąco względnie ciągnionych na gorąco, lub na zimno, rozróżnia trzy jakości rur:

jakość I — zastosowanie dla temperatury pary do 400°C, lub dla ciśnień do 32 at (do roku 1938 — 30 at), bez względu na temperaturę, materiał wyjściowy dla produkcji rur bez specjalnej obróbki, tj. nieobrobione wlewki, walcowane kęsy, lub walcowane bloki, odbiór bez próby pierścieniowej,

jakość II — zastosowanie dla temperatury pary od 400 — 450°C, lub dla ciśnień do 80 at (do roku 1938 do 70 at), bez względu na temperaturę, materiał wyjściowy: wybrane wlewki, walcowane kęsy, lub walcowane bloki, lecz bez lunkrów i wad powierzchniowych, szczególna staranność przy wykonaniu bloków i rur, odbiór z próbą pierścieniową,

jakość III — zastosowanie dla temperatury pary powyżej — 450°C, lub dla ciśnień powyżej 80 at (do roku 1938 powyżej 70 at) bez względu na temperaturę,

materiał wyjściowy jak w jakości II, lecz obrobione (strugane lub toczone), wlewki okrągłe wiercone, odbiór materiału wyjściowego i gotowych rur z próbą pierścieniową.

W wykresach rys. 3 i 4 granica stosowalności jakości rur jest uwzględniona.

Ustalanie przedmiotów w przyrządach na dwóch kołkach ustalających

Inż. mech. ROMUALD WOŁK

Wprowadzenie wzoru teoretycznego i uproszczonego dla wielkości cięciwy b kołka ściętego. Wyznaczenie tolerancji rozstawu osi otworów i kołków w przyrządzie i w przedmiocie. Wytyczne do określania wymiarów kołków ustalających. Wzorcowe rozwiązanie przykładu. Wnioski końcowe.

Wstęp.

W konstrukcjach przyrządów do obróbki skrawaniem często stosuje się ustalanie przedmiotu na tzw. kołkach ustalających.

W tym celu w przedmiocie wykonane są z pewną tolerancją dwa otwory, które potem nachodzą na kołki ustalające. (Rys. 1).

Ustalać należy przedmiot tylko na dwóch kołkach, bowiem zwiększenie ich ilości nie podwyższa dokładności ustalenia. Jeden z kołków jest zwykle kołkiem ściętym (patrz PN/N-428); zwiększony dzięki ścięciu luz podłużny ułatwia nakładanie przedmiotu na kołki i łagodzi wpływ błędów wykonania rozstawu otworów w przedmiocie i otworów na kołki w przyrządzie.

Pomiędzy szerokością części centrującej b kołka ściętego i pasowaniem kołków, oraz tolerancją rozstawu otworów i kołków istnieją zależności, których określenie będzie zadaniem niniejszego artykułu.

Zagadnienie to rozważymy w następującej kolejności:

1. wprowadzenie wzoru teoretycznego i uproszczonego dla wielkości cięciwy b kołka ściętego,

2. wyznaczenie tolerancji rozstawu osi otworów w przyrządzie i w przedmiocie,

3. wytyczne do określania wymiarów kołków ustalających,

4. wzorcowe rozwiązanie przykładu,

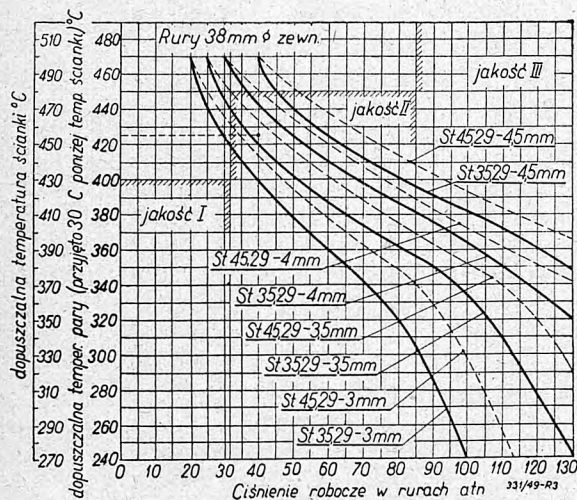
5. wnioski końcowe.

W rozważaniach posługiwać będziemy się następującymi oznaczeniami:

- b — długość cięciwy części walcowej kołka ściętego,
- B — największa grubość kołka ściętego,
- M' — nominalny wymiar rozstawu otworów w przedmiocie,
- M — nominalny wymiar rozstawu kołków ustalających w przyrządzie,
- M'_{\min} — dolny wymiar graniczny rozstawu otworów w przedmiocie,
- $M_{m \times}$ — górny wymiar graniczny rozstawu kołków ustalających w przyrządzie,
- D_1 — nominalny wymiar średnicy otworu i kołka pełnego,
- D_2 — nominalny wymiar średnicy otworu i kołka ściętego,
- d'_{01} i d'_{02} — dolne wymiary graniczne otworów przedmiotu.
- D'_{01} i D'_{02} — górne wymiary graniczne otworów przedmiotu.
- d_{w1} i d_{w2} — dolne wymiary graniczne kołków ustalających przyrządu.

i przyjmując dopuszczalne naprężenie materiału ze stali węglowej St 35.29 i St 45.29 wg rys. 2, tj. granicę płynności dla temperatur ścianki do 350°C i wytrzymałość na pełzanie dla temperatur ścianki powyżej 400°C oraz uwzględniając stopień bezpieczeństwa 2, zgodnie z zaleceniem przepisów kotłowych, łatwo wyliczyć jakie grubości należy stosować dla różnych ciśnień roboczych i różnych temperatur ścianki.

Wyniki tych obliczeń podane są dla rur o średnicy zewnętrznej 38 mm ze stali węglowej St 35.29 i St 45.29 na rys. 3, a dla rur o średnicy zewnętrznej 32 mm na rys. 4.



Rys. 3. Grubości ścianek rur przegrzewacza o średnicy zewnętrznej 38 mm wykonanych ze stali st. 35.28 i st. 45.29, dla różnych ciśnień i temperatur przegrzana pary.

Na osi odciętych podane jest ciśnienie robocze, a na osi rzędnych temperatura ścianki rur. Wykresy przedstawiają szereg krzywych dla rur obu gatunków stali węglowej przy różnych grubościach ścianki. Jeżeli na osi rzędnych obok dopuszczalnej temperatury ścianki wykreślić temperaturę pary przegrzanej, która na rys. 3 i 4 przyjęta jest 30°C poniżej dopuszczalnej temperatury ścianki, to z wykresów łatwo wyszukać jakie grubości i jaką stal należy zastosować przy założonym ciśnieniu roboczym i temperaturze pary przegrzanej. Np. węzownice przegrzewaczowe o średnicy zewnętrznej 38 mm, dla ciśnienia roboczego 40 at i przegrzania 425°C, należy wykonać ze stali St 35.29 o grubości ścianki min. 3,5 mm.

Dodatek „1” we wzorze obliczeniowym uwzględnia niedokładność wykonania rur, tolerancję grubości ścianki i zewnętrznej średnicy, oraz korozję, natomiast nie uwzględnia zupełnie zniekształcenia na skutek gięcia. Wydaje się, że przy gięciu rur promieniem

$$R \geq 5 d_{zew}$$

nie ma potrzeby uwzględniać dodatku dla grubości rur na skutek mechanicznego rozciągania i ścięcia zewnętrznej ścianki. Natomiast przy gięciu rur promieniem

$$R < 5 d_{zew}$$

występuje oprócz zdeformowania przekroju poprzecznego wybitne wyciąganie zewnętrznej i spęczanie wewnętrznej ścianki rury. Radzieckie wzory obliczeniowe przewidują w tym wypadku osłabienie grubości ścianki na skutek małego promienia gięcia przez wprowadzenie w mianownik wzoru współczynnika osłabienia³⁾.

$$g = \frac{p}{200} \cdot \frac{d_w}{k \cdot \varphi} + 1$$

gdzie

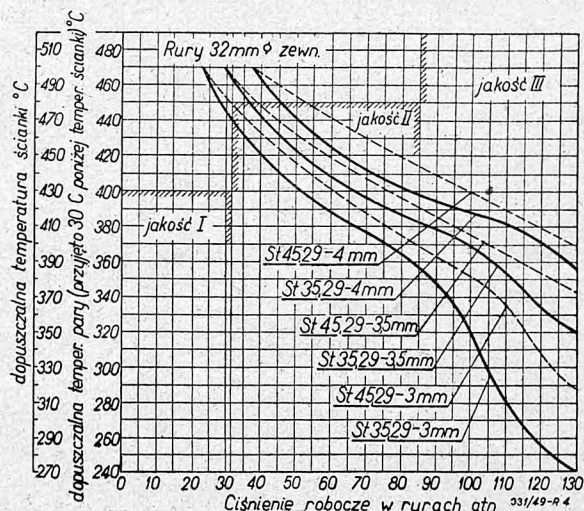
$$\varphi = 1$$

dla rur giętych promieniem $R \geq 5 d_{zew}$

$$\varphi = 1,1 \frac{2R}{2R + d_{zew}}$$

dla rur giętych promieniem $R < 5 d_{zew}$

Instalacje kotłowe zamówione po wojnie w krajowym przemyśle kotłowym, nie przekraczają ciśnienia roboczego 40 at. Analizując krzywe rys. 3 i 4, przychodzi się do wniosku, że dla tego ciśnienia i przegrzania do 450°C, z powodzeniem można stosować rury ze stali węglowej, nie uciekając się do deficytowych stali stopowych. Radzieckie przepisy kotłowe zabraniają wyraźnie stosowania stali węglowej dla temperatury pary przegrzanej powyżej 450°C, przy czym we wzorze obliczeniowym stopień bezpieczeństwa w stosunku do granicy płynności i wytrzymałości na pełzanie wynosi 1,8, a więc mniej korzystny niż przyjęto w niniejszych rozważaniach.



Rys. 4. Grubości ścianek rur przegrzewacza o średnicy zewnętrznej 32 mm wykonanych ze stali st. 35.29 i st. 45.29, dla różnych ciśnień i temperatur przegrzania pary.

Pod tym względem także i przepisy niemieckie są łagodniejsze niż przepisy polskie. Niemiecki wzór obliczeniowy dla rur przegrzewaczowych brzmi:

$$g = \frac{d_{zew}}{\frac{200}{p} \cdot \frac{k}{S_F} + 1}$$

³⁾ „Kotielnyje ustanowki” tom II 1946.

$S_F = 1,5$ — współczynnik bezpieczeństwa na zniekształcenie.

Dla konkretnego przypadku podanego wyżej, grubość ścianki wg tego wymiaru wynosić będzie: dla stali St 35.29

$$g = \frac{38}{\frac{200}{40} \cdot \frac{4,2}{1,5} + 1} = 2,53 \text{ mm} < 4,05 \text{ mm}$$

dla stali St 45.29

$$g = \frac{38}{\frac{200}{40} \cdot \frac{5}{1,5} + 1} = 2,15 \text{ mm} < 3,56 \text{ mm}$$

a więc mniejsze niż wg wzoru polskich przepisów kotłowych.

Niniejsze rozważania oparte są na założeniu, że rury ze stali węglowej St 35.29 i St 45.29 rzeczywiście posiadać będą właściwości podane w tablicy 1, co osiągalne jest zagranicą i sprawa ta winna być ambicją krajowego przemysłu hutniczego.

Na zakończenie kilka słów o klasyfikacji rur kotłowych. Niemiecka norma dotycząca wykonania i odbioru rur kotłowych bez szwu, walcowanych na gorąco względnie ciągniętych na gorąco, lub na zimno, rozróżnia trzy jakości rur:

jakość I — zastosowanie dla temperatury pary do 400°C , lub dla ciśnień do 32 at (do roku 1938 — 30 at), bez względu na temperaturę, materiał wyjściowy dla produkcji rur bez specjalnej obróbki, tj. nieobrobione wlewki, walcowane kęsy, lub walcowane bloki, odbiór bez próby pierścieniowej,

jakość II — zastosowanie dla temperatury pary od 400 — 450°C , lub dla ciśnień do 80 at (do roku 1938 do 70 at), bez względu na temperaturę, materiał wyjściowy: wybrane wlewki, walcowane kęsy, lub walcowane bloki, lecz bez lunkrów i wad powierzchniowych, szczególna staranność przy wykonaniu bloków i rur, odbiór z próbą pierścieniową,

jakość III — zastosowanie dla temperatury pary powyżej — 450°C , lub dla ciśnień powyżej 80 at (do roku 1938 powyżej 70 at) bez względu na temperaturę,

materiał wyjściowy jak w jakości II, lecz obrobione (strugane lub toczone), wlewki okrągłe wiercone, odbiór materiału wyjściowego i gotowych rur z próbą pierścieniową.

W wykresach rys. 3 i 4 granica stosowalności jakości rur jest uwzględniona.

Ustalanie przedmiotów w przyrządach na dwóch kołkach ustalających

Inż. mech. ROMUALD WOLK

Wyprowadzenie wzoru teoretycznego i uproszczonego dla wielkości cięciwy b kołka ściętego. Wyznaczenie tolerancji rozstawu osi otworów i kołków w przyrządzie i w przedmiocie. Wytyczne do określania wymiarów kołków ustalających. Wzorcowe rozwiązanie przykładu. Wnioski końcowe.

Wstęp.

W konstrukcjach przyrządów do obróbki skrawaniem często stosuje się ustalanie przedmiotu na tzw. kołkach ustalających.

W tym celu w przedmiocie wykonane są z pewną tolerancją dwa otwory, które potem nachodzą na kołki ustalające. (Rys. 1).

Ustalać należy przedmiot tylko na dwóch kołkach, bowiem zwiększenie ich ilości nie podwyższa dokładności ustalenia. Jeden z kołków jest zwykle kołkiem ściętym (patrz PN/N-428); zwiększony dzięki ścięciu luz podłużny ułatwia nakładanie przedmiotu na kołki i łagodzi wpływ błędów wykonania rozstawu otworów w przedmiocie i otworów na kołki w przyrządzie.

Pomiędzy szerokością części centrującej b kołka ściętego i pasowaniem kołków, oraz tolerancją rozstawu otworów i kołków istnieją zależności, których określenie będzie zadaniem niniejszego artykułu.

Zagadnienie to rozważymy w następującej kolejności:

1. wyprowadzenie wzoru teoretycznego i uproszczonego dla wielkości cięciwy b kołka ściętego,

2. wyznaczenie tolerancji rozstawu osi otworów w przyrządzie i w przedmiocie,

3. wytyczne do określania wymiarów kołków ustalających,

4. wzorcowe rozwiązanie przykładu,

5. wnioski końcowe.

W rozważaniach posługiwać będziemy się następującymi oznaczeniami:

- b — długość cięciwy części walcowej kołka ściętego,
- B — największa grubość kołka ściętego,
- M' — nominalny wymiar rozstawu otworów w przedmiocie,
- M — nominalny wymiar rozstawu kołków ustalających w przyrządzie,
- M'_{\min} — dolny wymiar graniczny rozstawu otworów w przedmiocie,
- M_{\max} — górny wymiar graniczny rozstawu kołków ustalających w przyrządzie,
- D_1 — nominalny wymiar średnicy otworu i kołka pełnego,
- D_2 — nominalny wymiar średnicy otworu i kołka ściętego,
- d'_{01} i d'_{02} — dolne wymiary graniczne otworów przedmiotu.
- D'_{01} i D'_{02} — górne wymiary graniczne otworów przedmiotu.
- d_{w1} i d_{w2} — dolne wymiary graniczne kołków ustalających w przyrządzie.

- D_{w1} i D_{w2} — górne wymiary graniczne kołków ustalających przyrządu.
- L_{min} — najmniejszy luz między otworem i wałkiem w nim pasowanym.
- L_{min1} — najmniejszy luz między otworem przedmiotu i kołkiem pełnym przyrządu.
- L_{min2} — najmniejszy luz między otworem przedmiotu i kołkiem ściętym przyrządu.
- S — maksymalne przesunięcie osi kołka ściętego w stosunku do osi otworu.
- T'_m — tolerancja rozstawu kołków w przyrządzie.
- T_m — tolerancja rozstawu otworów w przedmiocie.
- T'_{o1} i T'_{o2} — tolerancja otworów w przedmiocie.
- T_{w1} i T_{w2} — tolerancja kołków ustalających w przyrządzie.
- G_w — górna odchyłka wymiaru średnicy wałka.
- F_o — dolna odchyłka wymiaru średnicy otworu.
- G'_m — górna odchyłka wymiaru rozstawu M' otworów w przedmiocie.
- F'_m — dolna odchyłka wymiaru rozstawu M' otworów w przedmiocie.
- G'_{o1} i G'_{o2} — górne odchyłki wymiarów średnic otworów w przedmiocie.
- F'_{o1} i F'_{o2} — dolne odchyłki wymiarów otworów w przedmiocie.
- G_{w1} i G_{w2} — górne odchyłki wymiarów średnic kołków ustalających w przyrządzie.
- F_{w1} i F_{w2} — dolne odchyłki wymiarów średnic kołków ustalających w przyrządzie.
- H_1 i H_2 — wysokości części kołków wystających ponad powierzchnię oparcia przedmiotu.
- ε_p — błąd położenia rzeczywistych osi otworów w stosunku do teoretycznych osi.
- ε_n — błąd wyznaczenia osi otworu.
- ε_o — błąd sposobu wyznaczenia osi otworów.
- ε_m — błąd wynikający z wielkości rozstawu obu osi otworów (błąd odległościowy).
- ε_{u1} i ε_{u2} — błędy położenia rzeczywistych osi otworów w stosunku do wyznaczonych osi.

- Uwagi:**
1. oznaczenia z indeksem „'” zawsze dotyczą przedmiotu; oznaczenia bez tego znaczka odnoszą się do przyrządu.
 2. oznaczenia z indeksem „1” odnoszą się do kołka pełnego i odpowiadającego mu otworu w przedmiocie, oznaczenia zaś z indeksem „2” — do kołka ściętego i otworu z nim kojarzonego.

1. Wyprowadzenie wzoru na szerokość b kołka ściętego.

Rozpatrzmy (Rys. 2) graniczne, najbardziej niekorzystne wymiary poszczególnych elementów kojarzonych a więc:

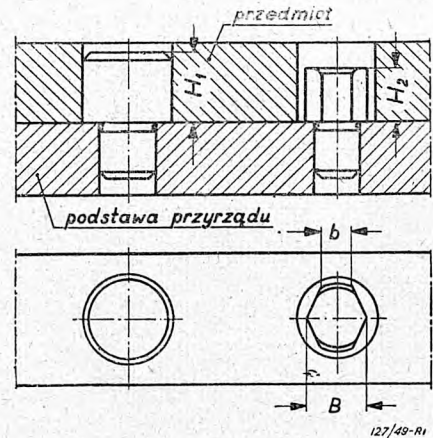
- a) dolne wymiary graniczne otworów d'_{o1} i d'_{o2} ,
- b) górne wymiary graniczne kołków D_{w1} i D_{w2} ,
- c) dolny wymiar graniczny rozstawu otworów w przedmiocie M'_{min}
- d) górny wymiar graniczny rozstawu kołków w przyrządzie M_{max}

Punkty C , E i F określają graniczne położenie otworów w przedmiocie względem kołków w przyrządzie. Uzupełniając rysunek kołka ściętego okręgiem koła i prowadząc pomocnicze linie $A'C$, AC , CD i $B'C$, otrzymamy z utworzonych trój-

kątów prostokątnych $A'CB'$ oraz ACB dwie zależności

$$CD^2 = A'D \cdot B'D \quad [1]$$

$$CD^2 = AD \cdot BD \quad [2]$$



Rys. 1.

Jeśli oznaczymy $A'O_2$ przez R , a AO_2 przez r i przyrównamy prawe strony równań [1] i [2], otrzymamy:

$$\left(R + S + \frac{b}{2}\right) \left(R - S - \frac{b}{2}\right) = \left(r + \frac{b}{2}\right) \left(r - \frac{b}{2}\right) \quad [3]$$

gdzie S oznacza maksymalne przesunięcie kołka ściętego z osi otworu, przy czym $O_2D = \frac{b}{2}$.

Z równania [3], otrzymujemy w wyniku wzór na cięciwę b części cylindrycznej kołka ściętego

$$b = \frac{R^2 - r^2}{S} - S \quad [4]$$

Z drugiej strony z zależności pomiędzy tolerancjami rozstawu i pasowaniami dwóch otworów z kołkami¹⁾ wynika konieczny warunek dla sumy tolerancji rozstawu T'_m otworów przedmiotu i T_m kołków w przyrządzie:

$$\frac{T'_m}{2} + \frac{T_m}{2} \leq \frac{L_{min1}}{2} + S \quad [5]$$

gdzie $\frac{L_{min1}}{2}$ stanowi maksymalne przesunięcie osi kołka pełnego w stosunku do osi otworu.

Podstawiając wartość S z zależności [5] do wzoru [4] otrzymamy

$$b \leq \frac{R^2 - r^2}{\frac{T'_m + T_m}{2} - \frac{L_{min1}}{2}} - \left(\frac{T'_m + T_m}{2} - \frac{L_{min1}}{2}\right) \quad [6]$$

Ponieważ

$$R = \frac{1}{2} \cdot d'_{o2}, \quad r = \frac{1}{2} \cdot D_{w2}, \quad d'_{o2} - D_{w2} = L_{min2},$$

oraz

$$d'_{o2} + D_{w2} = (D_{w2} + L_{min2}) + D_{w2} = 2 \cdot D_{w2} + L_{min2}$$

¹⁾ [6] — str. 117.

więc wzór

$$R^2 - r^2 = (R + r)(R - r) = \left(\frac{1}{2}d'_{02} + \frac{1}{2}D_{w2}\right)\left(\frac{1}{2}d'_{02} - \frac{1}{2}D_{w2}\right) = \frac{1}{4}(d'_{02} + D_{w2})(d'_{02} - D_{w2})$$

przyjmie postać

$$R^2 - r^2 = \frac{D_{w2} \cdot L_{min2}}{2} + \frac{1}{4}(L_{min2})^2 \quad [7]$$

Drugi składnik sumy $\frac{1}{4}(L_{min2})^2$ jako wielkość małą drugiego rzędu można pominąć w dalszych przekształceniach bez popełniania większego błędu.

Część wzoru [6] przedstawiona jako

$$\frac{T'_m + T_m}{2} \frac{L_{min1}}{2}$$

jest praktycznie również b. mała w stosunku do pierwszej części wzoru [6], wobec czego dla uproszczenia wyrażenia [6] możemy ją również pominąć.

Uprościwszy w ten sposób wyrażenia [6] i [7] otrzymamy wzór [8] do obliczenia wielkości cięciwy b kołka ściętego

$$b \leq \frac{D_{w2} L_{min2}}{T'_m + T_m - L_{min1}} \quad [8]$$

W praktycznych obliczeniach należy przyjmować zamiast D_{w2} wymiar nominalny D_2 i wtedy wzór [8] wypadnie w dogodniejszej postaci

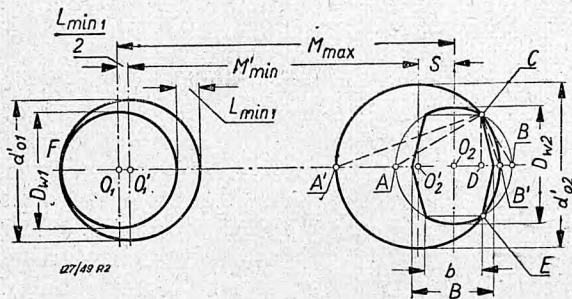
$$b \leq \frac{D_2 L_{min2}}{T'_m + T_m - L_{min1}} \quad [9]$$

Szerokość b można określić również przy pomocy nomogramu podanego na rys. 3.

2. Wyznaczanie tolerancji rozstawu osi w przyrządzie i w przedmiocie.

Otwory w przedmiocie obrabianym, które wykorzystuje się jako podstawy obróbkowe (bazy) do dalszej obróbki w przyrządach z kołkami ustalającymi, wykonać można — w kolejności wg otrzymywanej dokładności ich rozstawu — następującymi metodami.

a) wg rys traserskich, stosowanych w produkcji jednostkowej lub małoseryjnej,



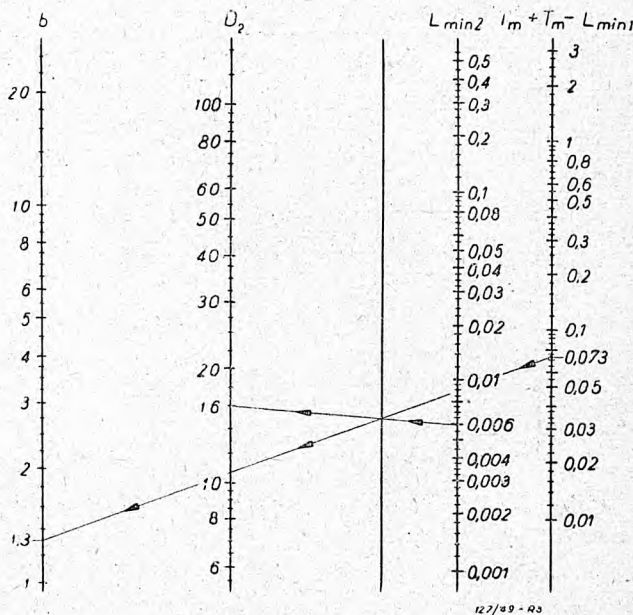
Rys. 2.

b) wg płytek i skrzynek wiertarskich, mających zastosowanie w produkcji seryjnej i masowej,

c) wg przyrządów pomiarowo-nastawczych, znajdujących się na precyzyjnych²⁾ obrabiarkach (np. na wiertarkach) SIP, Pratt and Whitney, H. Lindner; metodę tę stosuje się w dokładnej jednostkowej obróbce narzędziowo-sprawdzianowej.

Praktyczne zastosowanie ma metoda druga; otwory wywiercone poprzez tulejki wiertarskie przyrządu są zwykle bazą do dalszej operacji oprzyrządowanej.

Błąd położenia $\pm \epsilon_p$ rzeczywistej osi otworu w stosunku do teoretycznej osi będzie się składał z dwóch zasadniczych błędów składowych³⁾:



Rys. 3.

1. błędu $\pm \epsilon_n$ zależnego od dokładności wyznaczenia rozstawu osi otworów przez trasowanie lub też przy posługiwaniu się przyrządami pomiarowo-nastawczymi, a gdy wyznaczenie zastąpiono przyrządem wiertarskim — zależnego od błędu rozstawu osi otworów w samym przyrządzie wiertarskim.

2. sumy błędów $\pm \epsilon_{u1}$ i $\pm \epsilon_{u2}$ będących odchyleniami rzeczywistych osi obu otworów w stosunku do osi wyznaczonych względnie istniejących już w przyrządzie.

Błąd $\pm \epsilon_n$ zależy od wielkości rozstawu i od sposobu jego wyznaczenia, a błąd $\pm \epsilon_u$ — sprowadza się do pewnej funkcji średnicy otworu.

Wielkość błędu $\pm \epsilon_n$ nie pozwala się wyliczyć z prostej zależności od rozstawu osi, gdyż na błąd $\pm \epsilon_n$ składa się:

a) błąd $\pm \epsilon_o$ — błąd sposobu wyznaczania położenia osi narzędzia, a więc stały przy danej metodzie obróbkowej, a niezależny od wymiaru rozstawu,

b) błąd $\pm \epsilon_m$ — wynikający z samej wielkości rozstawu obu otworów, a więc błąd będący pewną funkcją odległości między osiami otworów.

Operując się na zasadach teorii prawdopodobieństwa błędów, błąd wypadkowy $\pm \epsilon_p$ rzeczywistego rozstawu otworów można wyliczyć z następującego wzoru³⁾:

$$\epsilon_p = \pm \sqrt{\epsilon_o^2 + \epsilon_m^2 + \epsilon_{u1}^2 + \epsilon_{u2}^2} \quad [10]$$

²⁾ Bliższe dane patrz [13].

³⁾ [5] str. 238.

Ścisłe określenie rzeczywistych błędów składowych jest trudne do przeprowadzenia, zbyt wiele bowiem czynników wpływa na ich powstawanie. Dla celów orientacyjnych i konstrukcyjnych wystarczy posługiwać się tablicą I⁴⁾.

Na tej wytaczarce wytaczamy np. w kadłubach silników spalinowych dwa otwory cylindrowe $\varnothing 100$ mm przy ich rozstawie równym 150 mm.

Błędy składowe wynosić będą (patrz tabl. I poz. 7):

Tablica I
Błędy składowe położenia otworów wierconych wg różnych metod.

Grupa błędów	Otwory wiercone					Błędy składowe		
	swobodnie na rysę traserską	przez przyrząd wiertarski o tulejkach		przy użyciu podziałek na obrabiarkach		ϵ_o	ϵ_m	ϵ_u
		wymiennych	stałych	uniwersalnych	specjalnych			
	obróbka	płytką wiertniczą wykonaną		Obrabiarka		\pm w mm	\pm klasa	\pm klasa
1	zgrubna					0,8	IT 11	IT 14
2	zwykła					0,4	IT 9	IT 12
3	dokładna	zgrubnie				0,2	IT 7	IT 10
4	b. dokładna	zwykle	zgrubnie			0,1	IT 5	IT 8
5	—	dokładnie	zwykle	zwykła		0,05	IT 4	IT 7
6	—	b. dokładnie	dokładnie	dokładna		0,02	IT 3	IT 6
7	—	—	b. dokładnie	b. dokładna	zwykła	0,01	IT 2	IT 5
8	—	—	—	—	dokładna	0,005	IT 1	IT 3
9	—	—	—	—	b. dokładna	0,002	0,5 x IT 1	IT 2

Gdy chodzi więc o znalezienie błędu wykonania rozstawu otworów w przyrządzie, należy ustalić sposób jego wyznaczenia i wykonania i wtedy posługując się odpowiednią grupą i pozycją w tablicy I — obliczyć szukany błąd.

W wypadku zaś wiercenia w przyrządzie wiertarskim, błąd rozstawu wykonanych otworów w przedmiotach daje się bezpośrednio wyliczyć z tablicy I, gdy tylko ustali się rodzaj tulejek wiertarskich oraz sposób i dokładność wykonania rozstawienia otworów w przyrządzie, wg tablicy I.

Błędy składowe ϵ_o i ϵ_m dla tych samych przyrządów przedstawiają właśnie największe możliwe błędy w rozstawieniu otworów pod tulejki przy ich wykonywaniu. W zależności od sposobu i staranności ich wykonywania — przyrządy zalicza się do różnych grup dokładności (patrz odpowiednie pozycje tab. I).

Tablica I podaje orientacyjnie wielkości owych błędów składowych dla różnych metod wykonywania otworów i różnych dokładności pracy osiągniętych przy danej metodzie.

Do obrabiarek uniwersalnych zalicza się wiertarki, frezarki, wiertarko-frezarki itp.; do obrabiarek specjalnych — wiertarki do dokładnego wiercenia otworów (typu SIP), wytaczarki pionowe wielorzecionowe do wytaczania otworów cylindrowych w kadłubach silników itp.

Weźmy dla przykładu specjalną pionową wielorzecionową wytaczarkę, zaopatrzoną w śruby mikrometryczne do nastawiania wrzecion. Pracując jako obrabiarka produkcyjna wykazywać będzie mniejszą dokładność, zaliczymy ją więc do maszyn specjalnych, ale o zwykłej dokładności (poz. 7 obrabiarek specjalnych w tabl. I).

$$\epsilon_o = \pm 0,01; \epsilon_m = \pm IT 2 = \pm 0,005 \text{ (dla } M' = 150 \text{ mm)}$$

$$\epsilon_u = \pm IT 5 = \pm 0,02 \text{ (dla } D_1 = D_2 = 110 \text{ mm)}$$

Możemy wtedy przyjąć, że błąd w rozstawie obu otworów nie przekroczy wartości:

$$\epsilon_p = \pm \sqrt{0,01^2 + 0,005^2 + 2 \cdot 0,02^2} \pm 0,03 \text{ mm.}$$

Gdyby zaś zastosowano tę wytaczarkę dla celów narzędziowych, np. do wiercenia otworów pod tulejki wiertarskie w przyrządach, można by wtedy przyjąć w obliczeniach wyższą dokładność i błędy składowe ustalić na podstawie pozycji 8-mej tablicy I.

W normalnej produkcji seryjnej dokładny rozstaw otworów otrzymuje się przez wiercenie w przyrządach wiertarskich, przy czym elementy prowadzące narzędzie mogą być wykonane:

1. w postaci stałych tulejek wiertarskich, wciśniętych na stałe w płytę przyrządu wiertarskiego,
2. jako wymienne tulejki wiertarskie, wkładane do stałej tulejki w przyrządzie.

Dokładność położenia otworu przedmiotu wierconego w przyrządzie wiertarskim będzie większa w pierwszym wypadku, a mniejsza w drugim, gdyż nawet starannie wykonane i dopasowane tulejki wiertarskie posiadają nieuniknioną mimośrodowość otworu i zewnętrznej powierzchni cylindrycznej, oraz występuje minimalny luz między obu tulejkami.

Podane w tablicy I dla wiercen w przyrządach wiertarskich błędy $\pm \epsilon_u$ przedstawiają największe dopuszczalne przesunięcie z osi otworów, wierconych poprzez tulejki wiertarskie. Odchylenia te uwzględniają wszystkie przeciętne błędy, wynikające z budowy przyrządu wiertarskiego, niedokładności narzędzia wiertarskiego, możliwych nieprawidłowości ustalenia wierconego przedmiotu, oraz ustawienia samego przyrządu na stole obrabiarki.

⁴⁾ [5] — str. 239.

Błędy powyższe mogą się okazać większymi, gdy przyrząd wiertarski i tulejki wiertarskie uległy nadmiernemu zużyciu.

Zaznaczyć należy, że dane te odnoszą się do normalnych pasowań i dokładności stosowanych w konstrukcjach tulejek i gniazd wiertarskich (patrz PN/N-422, 423 i 424), tzn., gdy otwór tulejki tworzy z narzędziem w nim prowadzonym pasowanie $F7/h6$, tj. obrotowe zwykłe. Zastosowanie pasowania obrotowego ciasnego $G7/h6^s$) zmniejszy błąd tylko o $10 \div 15\%$, co nie daje zbyt wielkiego zysku, ale za to pogorszy warunki pracy samego narzędzia ze szkodą dla niego i tulejki, szczególnie przy dużych obrotach.

3. Wytyczne do określenia wymiarów kolków ustalających.

Przy ustalaniu wymiarów kolków ustalających na przyrządzie należy przestrzegać następujących zasad:

1. tolerancja rozstawu T_m kolków ustalających w przyrządzie może wynosić

$$T_m = \left(\frac{1}{5} \div \frac{1}{2} \right) \cdot T'_m \dots [11]$$

gdzie tolerancja T'_m rozstawu otworów przedmiotu wylicza się wzorem [13] z danych na rysunku odchyłek górnych G'_m i dolnych F'_m wymiaru rozstawu M'

$$T'_m = G'_m - F'_m \dots [12]$$

2. charakter pasowania kolków ustalających zależy od żądanej dokładności ustalania:

- a) obrotowe ciasne ($H7/g6$) — przy ustalaniu dokładnym i przy dużych średnicach kolków,
- b) obrotowe zwykłe ($H7/f7$) — przy ustawianiu mniej dokładnym.
- c) obrotowe luźne — przy ustawianiu mniej dokładnym i przy małych średnicach kolków.

$H7/g6$ — obrotowe ciasne.

3. charakter pasowania podany w pktcie 2 odnosi się do otworów wykonanych wg tolerancji „ H^c ”; przy otworach przedmiotu wykonanych wg innej tolerancji należy zachować luzu wynikające z charakteru pasowania zgodnie z wzorem ogólnym

$$L_{min} = F_o - G_w \dots [13]$$

Przy danej odchyłce dolnej otworu F'_{o2} oraz przy danym najmniejszym L_{in} wynikającym z charakteru pasowania (np. $H7/g6$) kolka ustalającego i otworu przedmiotu, odchyłka górna kolka ściętego wynosi

$$G_{w2} = F'_{o2} - L_{min2} \dots [14]$$

4. gdy wypada z obliczeń $b < 1$ mm, należy przyjąć luźniejsze pasowanie na kolkach, tj. zwiększyć dopuszczalny najmniejszy luz L_{min} lub zmniejszyć tolerancję T_m rozstawu kolków ustalających,

5. gdy wypada $b = D_{w2}$, tj. gdy b równa się górnemu wymiarowi granicznemu kolka ściętego, należy dać zamiast kolka ściętego — kolek pełny walcowy;

6. największą grubość B kolka ściętego w miejscach ścięcia można przyjąć wg tabl cy II⁶⁾.

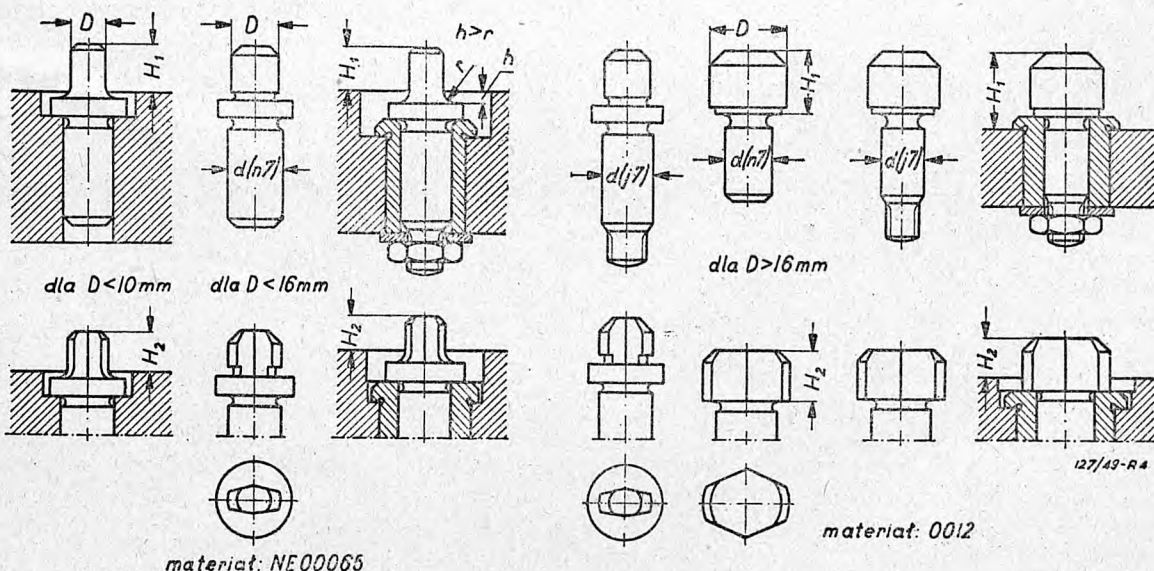
Tabela II

Grubość B kolka ściętego (rys. 1).

średnica kolka ściętego D_2	od 4 do 6	od 6 do 10	od 10 do 18	od 18 do 30	od 30 do 50	powyżej 50 mm
grubość B w mm	D_2-1	D_2-2	D_2-4	D_2-6	D_2-10	ustalić konstrukcyjnie

7. pozostałe wymiary ustala się konstrukcyjnie posługując się Polską Normą PN/N-428.

Rozwiązania konstrukcyjne kolków ustalających przedstawia rys. 4. Oprócz kolków stałych mają zastosowanie kolki wymienne, szczególnie w produkcji wielkoseryjnej i masowej, gdzie chodzi o przyspieszenie wymiany zużytych kolków. O ile więc kolki



Rys. 4.

Uprzywilejowanym pasowaniem (PN/N-428) jest pasowanie

stałe osadza się w korpusie przyrządu stosując pasowanie wciskowe mocne $H7/n6$, to kolki wymienne

⁵⁾ [12] — s.r. 72 — 75.

⁶⁾ patrz [9] — s.r. 16.

ne osadza się w tulejkach hartowanych stosując pasowanie przylgowe $H7/j6$.

Wysokość obu kołków (rys. 1) należy tak dobrać, by przedmiot był nasadzany najpierw na kołek pełny, a potem dopiero przy dalszym nasuwaniu ustalał swe położenie drugim otworem na kolku ściętym.

Zwykle przyjmuje się:

$$H_1 - H_2 = 2 \text{ mm} \dots \dots \dots [15]$$

Stosując kolki ustalające z kołnierzem nie należy opierać przedmiotu o ich kołnierz, by siłami zaciśkowymi nie odkształcał go i nie wpłynąć na dokładność działania części centrującej.

Nie należy również przyjmować zbyt dużych wysokości H_1 i H_2 w stosunku do średnicy, gdyż wysokie kolki utrudniają zakładanie przedmiotów i bynajmniej nie powiększają dokładności ustalania.

4. Wzorcowe rozwiązanie przykładu.

Należy ustalić tolerancje i pasowania kołków ustalających w konstruowanym przyrządzie, jeśli:

1. otwory ustalające w przedmiocie mają średnice:

$$20H8 \text{ tj. } F'_{o_1} = 0, \quad G'_{o_1} = +0,033$$

$$16S7 \text{ tj. } F'_{o_2} = -0,039, \quad G'_{o_2} = -0,021$$

2. otwory zostały wykonane w przyrządzie wiertarskim poprzez dwie pary wymiennych tulejek wiertarskich $\varnothing 19,8 F7$ i $\varnothing 15,8 F7$ pod wiertła $\varnothing 19,8$ i $\varnothing 15,8$, oraz $\varnothing 20 F7$ i $\varnothing 16 J7$, pod rozwiertaki $\varnothing 20H8$ i $\varnothing 16S7$; tulejki są osadzone suwliwie w stałych tulejkach przyrządu ($\varnothing 26F7/m6$ i $\varnothing 30F7/m6$); średnice zewnętrzne tulejek stałych wynoszą odpowiednio $\varnothing 42n6$ $\varnothing 35n6$;

3. rozstaw otworów w przyrządzie wiertarskim $M = 100$ mm został utrzymany z dokładnością, jaką daje specjalna wiertarka narzędziowa z zastosowaniem mikrometrycznych podziałek (np. wiertarka SIP); przyrząd więc możemy zaliczyć do grupy 6 przyrządów b. dokładnych o tulejkach wymiennych.

Rozwiązanie:

1. Ustalenie błędu wykonania rozstawu otworów w przedmiocie. Błędy składowe wg tablicy I gr. 6 wynoszą:

$$\varepsilon_o = \pm 0,02, \quad \varepsilon_m = \pm IT3/M = 100 = \pm 0,006$$

$$\varepsilon_{u_1} = \pm IT6/D_1 = 20 = \pm 0,013, \quad \varepsilon_{u_2} = \pm IT6/D_2 = 16 = \pm 0,011$$

Stosując wzór [10] otrzymamy wypadkową wartość błędu rozstawu:

$$\varepsilon_p = \pm \sqrt{0,02^2 + 0,006^2 + 0,013^2 + 0,011^2} = \text{ok. } \pm 0,03 \text{ mm}$$

Rozstaw otworów w przedmiocie wypadnie

$$M' = 100 \pm 0,03$$

czyli tolerancja rozstawu wynosi:

$$T'_m = 2 \cdot \varepsilon_p = 0,06 \text{ mm}$$

2. Tolerancję rozstawu kołków ustalających w przyrządzie obliczamy z wzoru [11]:

$$T_m = \frac{1}{3} \cdot T'_m = \frac{0,06}{3} = 0,02$$

wobec czego rozstaw kołków wyniesie:

$$M = 100 \pm 0,01$$

3. Ustalenie najmniejszych luzów między kołkami ustalającymi i otworami przedmiotu.

Przyjmując charakter pasowania $H7/g6$, otrzymamy luzy:

$$\text{dla } \varnothing 20 : L_{\min 1} = +0,007 \text{ mm}$$

$$\text{dla } \varnothing 16 : L_{\min 2} = +0,006 \text{ mm}$$

4. Ustalenie szerokości b części centrującej kołka ściętego $\varnothing 16$ mm wzór [9]

$$b \leq \frac{D_2 \cdot L_{\min 2}}{T'_m + T_m - L_{\min 1}} = \frac{16 \cdot 0,006}{0,06 + 0,02 - 0,007} = \frac{0,096}{0,073} = 1,3 \text{ mm}$$

przyjmujemy:

$$b = 1,3 \text{ mm}$$

5. Ustalenie górnych odchyłek granicznych kołków, wzór [14]

$$G_{w_1} = F'_{o_1} - L_{\min 1} = 0 - 0,007 = -0,007 \text{ mm}$$

$$G_{u_2} = F'_{o_2} - L_{\min 2} = -0,039 - 0,006 = -0,045 \text{ mm}$$

6. Ustalenie dolnych odchyłek granicznych kołków.

Przyjmując klasę dokładności $IT6$ dla której

$$T_{w_1} = 0,013 \text{ mm}$$

$$T_{u_2} = 0,011 \text{ mm}$$

otrzymamy dolne odchyłki graniczne:

$$F_{w_1} = G_{w_1} - T_{w_1} = -0,007 - 0,013 = -0,020$$

$$F_{u_2} = G_{u_2} - T_{u_2} = -0,045 - 0,011 = -0,056$$

zatem wymiary kołków wynosić będą:

$$\text{kołek pełny} = \varnothing 20 \begin{matrix} -0,007 \\ -0,020 \end{matrix} \text{ tj. } \varnothing 20g6$$

$$\text{kołek ścięty} = \varnothing 16 \begin{matrix} -0,045 \\ -0,056 \end{matrix}$$

7. Ustalenie szerokości B kołka ściętego:

$$\text{wg tabl. II: } B = D_2 - 4 = 16 - 4 = 12 \text{ mm}$$

Powyższe wyniki wystarczą do wykonania rysunków obu kołków ustalających, uwzględniając wytyczne Polskiej Normy PN/N-428 i wybierając typ kołka z rys. 4.

5. Wnioski końcowe.

Jak wynika z rozwiązanego przykładu, szerokość cięciwy b kołka ściętego nawet w przyrządach wiertarskich wykonanych bardzo dokładnie na wiertarkach typu SIP, wypada stosunkowo bliska dolnej granicy dopuszczalnej, a więc nie wiele większa od 1 mm.

Jeśli zatem w praktycznych wypadkach dysponuje się w produkcji wielkoseryjnej przyrządami wiertarskimi tylko dokładnymi (grupa 6 w tabl. I), lub też w produkcji seryjnej—nawet wykonanymi w sposób zwykły (grupa 5 w tabl. I), szerokość b wypadnie będzie mała, a nawet za mała. A ponieważ stosuje się normalnie przyrządy o tulejkach wiertarskich wymiennych, więc błędy powiększają się, zmniejszając jeszcze bardziej wielkość b .

I dlatego koniecznością staje się choćby takie uproszczone wyżej podane obliczenie szerokości b kołka ustalającego ściętego, jeśli przyrządy z kołkami ustalającymi mają pracować prawidłowo, a przedmioty w nich obrabiane wykazywać żadaną dokładność.

Należy przy tym zauważyć, że wartości błędów składowych podane w tabl. I są wartościami przeciętnymi przy normalnie starannym wykonaniu otworów w przedmiocie. Niewłaściwie przygotowane narzędzie, nieodpowiednie ustawienie i zamocowanie przedmiotu wpływają poważnie na wzrost tych błędów.

Jeśli otwory przedmiotu są bazą w następnej operacji obróbkowej, konieczna jest — i należy tego żądać — pewna większa staranność ich wykonania, niż gdyby one nie służyły za bazę.

Polska Norma PN/N-428 kołków ustalających wymaga przy jej stosowaniu uzupełnienia danymi, których możliwości znalezienia podaje niniejszy artykuł.

LITERATURA:

1. Müller O. M. — „Zeitsparende Vorrichtungen im Maschinen und Apparatebau“. Springer, Berlin 1926, str. 26 — 27, 45 — 46.
2. Moszyński W. — „Zasady pasowań“, Warszawa 1934, nakł. Instytutu Badań Materiałów Uzbrojenia, str. 303 — 310.
3. Iwaszkiewicz — „Metodika projektowania przysposoblenij“, ONTJ — NKTP, Leningrad — Moskwa 1936, str. 92 — 94.
4. Moszyński W. — „Zasady tolerancji“ W-wa 1937, nakł. Inst. Technicznego Uzbrojenia str. 37 — 41.
5. Moszyński W. — „Zasady wymiarowania i tolerowania rysunków części maszynowych“ W-wa 1939, nakł. Inst. Techn. Uzbrojenia, str. 151 — 152, 238—241.
6. Leinweber Paul — „Toleranzen und Lehren“, Springer, Berlin 1940, str. 113 — 118.
7. Simonis F. W. — „Wirtschaftliche Fertigung der Vorrichtungen für die Spanabhebende Metallbearbeitung“ Leipzig 1941, nakł. Verlag Bonnes & Hachfeld.
8. Leinweber Paul — „Päsung und Gestaltung“ Berlin 1942, nakł. Verlag von Springer, s'r. 98—100, 165—168.
9. Bolotin H. L. i Kostromin F. P. — „Konstruirowanie stanocznych przysposoblenij“, Moskwa 1946, nakł. Maszgiz str. 14 — 17.
10. Grum-Grzymajło — „Osnowy wzajemozamieniamoszi w maszynostrojenii“, cz. II, Moskwa 1946, nakł. Maszgiz, str. 47 — 60.
11. Lesochin A. F. — „Dopuski i tiechniczieskije izmierenienija“, Moskwa 1946, Oborongiz, str 177 — 186.
12. Goroszkina A. K. — „Prisposoblenja dla mietałlorieżuszczich stankow“, Moskwa 1947, nakł. Maszgiz str. 72 — 75, 76 — 80, 118 — 119, 129.
13. Sobolew N. P. — „Razwiertoczno-swierli'nyje stanki i rabota na nich“, Moskwa — Leningrad 1947, nakł. Maszgiz.
14. Miagkova W. D. — „Dopustki i posadki“, Swierdłowski — Moskwa 1948, nakł. Maszgiz, str. 195—198.
15. Polskie Normy PN/N-1, PN/N-422, 423, 424 i 428.

DO PRENUMERATORÓW

„Poradnika Technicznego MECHANIK”

Podajemy do wiadomości tych Prenumeratorów 1-szej części I tomu „Poradnika Technicznego MECHANIK”, którzy jeszcze nie otrzymali okładki płóciennej, że z przyczyn od IW SIMP niezależnych okładki w tym roku nie mogliśmy dostarczyć.

Terminu dostarczenia okładki określić nie możemy, dołożymy jednak wszelkich starań, aby w pierwszym kwartale roku 1950-go okładkę tę dostarczyć.

Zagadnienie modernizacji parku maszynowego i urządzeń technicznych a plan 6-cioletni

Inż. J. KOWALSKI

Można przyjąć bez głębszego udawadniania, że modernizacja parku maszynowego naszych zakładów jest jednym z głównych warunków socjalistycznego sposobu wytwarzania. Tym niemniej, modernizacja jako pojęcie techniczne, nie znalazła dotychczas swego określenia w naszej literaturze techniczno-ekonomicznej. Przyjmuje się powszechnie, że modernizacja parku maszynowego znaczy tyle, co zamiana starych typów maszyn na nowe. Zamianę tę rozumie się jako zakup nowych typów maszyn.

Czy jest to słusne ujęcie zagadnienia? Dotychczasowe doświadczenie pokazuje, że niezupełnie. W wielu zakładach zakupiło się maszyny, które stoją od roku i więcej i nie są uruchamiane. A płacić za nie trzeba w walucie obcej, przy czym koszt jednej obrabiarki sięga milionów złotych.

Ten stan rzeczy wytłumaczy między innymi:

1. istniejący pewnego rodzaju snobizm na modernizację,
2. brak kadr technicznie wykwalifikowanych dla opracowania należytych planów inwestycji maszynowych.

Należy również podkreślić, że „modernizacja” jest niekiedy dosyć wygodnym płaszczykiem dla zamrażania kapitału. Nie jest to oczywiście bez znaczenia.

Co należy więc zrobić, by zagadnienie to postawić na należytej płaszczyźnie? Przede wszystkim, czerpać z kolosalnego doświadczenia i możliwości Związku Radzieckiego. Jest rzeczą znamioną, że w Związku Radzieckim, gdzie technika stoi o wiele wyżej niż u nas, nie spostrzegamy skłonności do wyzbywania się starych maszyn. Modernizacja w radzieckim ujęciu znaczy: obok zmiany starych typów na nowe, unowocześniać, ulepszać maszyny stare.

Istnieje na ten temat obszerna literatura. Szeroko stosowana jest np. metoda *prof. Sobolewa*, która polega na „nakładaniu ruchów”. Teoria ta sprowadza się do tego, że przez wyposażenie starej maszyny w specjalne urządzenia i zespoły, osiąga się większą wydajność i jakość (dokładność) produkcji. Te zaś osiągnięcia powodują i inne udoskonalenia. Maszyny mogą być obsługiwane przez mniej wykwalifikowany personel; kadry konstruktorskie opanowują stopniowo elementy automatyzacji; większa dokładność wyrobów umożliwia szersze zastosowanie standaryzacji części (wymienności). Poza tym, tak pojęta modernizacja jest ekonomicznie bardzo uzasadniona.

Nasz park maszynowy charakteryzuje się między innymi tym, że posiada stosunkowo duży jeszcze procent maszyn przestarzałych, lub silnie zdekompletowanych, a z drugiej strony, znaczną ilość maszyn wymagających kapitalnego remontu. W związku z tym, że mają być powołane Komisje Kwalifikacyjne, by wytypować zużyte i zdekompletowane maszyny na złom, zachodzi konieczność zorientowania się, czy dana jednostka, po pewnych przeróbkach może się jeszcze przydać. Odnosi się to również do zagadnienia celowości kapitalnych remontów.

I tak więc, modernizacja powinna iść po linii:

1. Modernizacji zespołów i części, które często się psują wywołując konieczność częstych remontów.
2. Powiększenia mocy obrabiarek, w celu zastosowania nowych metod skrawania i powiększenia wydajności w ogóle.

3. Powiększenia możliwości produkcyjnych maszyn pod względem wykonywania części o większej średnicy i długości.

4. Modernizacji starych maszyn dla innych zadań technologicznych niż były przeznaczone.

Dla przykładu można podać następujące urządzenia:

1. Urządzenia do automatycznego podnoszenia stołu przy frezarkach,
2. Urządzenia do automatycznego podawania materiału na tokarkach i rewolwerówkach,
3. Urządzenia do zmiany szybkości podczas biegu maszyny,
4. Urządzenia do automatycznego wyłączenia maszyny,
5. Urządzenia do automatycznego dokonania pomiaru obrabianego przedmiotu,
6. Urządzenia do korygowania skoku śruby pociągowej,
7. Przeróbka maszyn do innych zadań technologicznych niż były przeznaczone, jak:
 - a) z wiertarki słupowej na szlifierkę do wewnętrznego szlifowania,
 - b) z frezarki na frezarkę kopiarzkę,
 - c) z tokarki zwykłej na tokarkę o cechach rewolwerówki.

Jest to tylko garść przykładów.

Na podstawie powyższego można wysnuć wniosek, że należy zagadnienie modernizacji postawić konkretnie w wyżej opisanym sensie.

Co należałoby w tej sprawie przedsięwziąć?

1. Należy sprawdzić jakie posiadamy maszyny, ich stopień obciążenia, ich ilość. Na tej podstawie możemy sobie wyrobić pojęcie o hierarchii potrzeb.

2. Dla poszczególnych wytypowanych obiektów należy opracować konstrukcje urządzeń i zespołów. Rysunki te wraz z objaśnieniami i obliczeniami należy powielać i wysyłać do zakładów posiadających dane maszyny.

3. Wytwarzanie modeli i części lanych skoncetrować w kilku punktach i zaopatrzyć nimi właściwe zakłady.

Jest rzeczą, zdaje się bezsporną, że realizacja wymienionych postulatów dałaby ogromne efekty, a organizacja tak pomyślanej modernizacji jest stosunkowo nie tak trudna. Oczywiście, że zacząć trzeba od stworzenia centralnego biura konstrukcyjnego, jak również komórki organizującej.

Jak zagadnienie modernizacji wiąże się ze sprawą remontów?

Zasadnicze wytyczne planu 6-letniego idą między innymi po linii zmniejszenia przestoju maszyn.

Jedną z dróg do tego celu wiodących, to zabezpieczenie okresowo-profilaktycznych remontów. Prze-

prowadzenie remontów wymaga przygotowania odpowiedniej dokumentacji technicznej, przygotowania odpowiedniej ilości części wymiennych i zapasowych. Jasne, że w zakładzie liczącym bodaj 100 obrabiarek musi istnieć oddział remontowy, zaopatrzony w kilka obrabiarek, a dział ruchu posiadać musi komórkę konstrukcyjną.

Konieczność powyższego unaocznia się jeszcze bardziej gdy weźmiemy pod uwagę, że:

1. park maszynowy nieustannie wzrasta, a w okresie 6-cioletnim powiększy się kilkakrotnie.

2. w związku z tym zwiększy się znacznie ilość koniecznych remontów.

Jeżeli weźmiemy pod uwagę, że stan dzisiejszy charakteryzuje się tym, że oddziały remontowe znajdują się w stanie zaczątkowym, albo tych w ogóle nie ma, co sprawia, że maszyna wymagająca 20-godzinnego remontu, oczekuje 100 i 200 godz. na remont, to wniosek sam niejako wypływa — należy stworzyć odpowiednie warunki do przeprowadzenia remontów.

Remonty średnie lub kapitalne wiążą się ściśle z modernizacją maszyny. Wiążą się przez to, że w okresie np. kapitalnego remontu najwygodniej jest przeprowadzić konstrukcyjne przeróbki, albowiem maszyna jest rozebrana, przez co skracają się czas jej przestoju, a po drugie dlatego, ponieważ modernizacja przypada na moment największego zużycia maszyny. Jeżeli przyjąć, że niektóre części wymienne dostarczyłyby zakłady produkujące maszyny, to jednak większą ich część należy przygotować na miejscu, ponieważ trzeba je indywidualnie dopasować do danego zespołu.

Widać więc, że jest dostatecznie dużo argumentów na to, by:

1. zapoczątkować modernizację starych typów maszyn,

2. organizować dostatecznie silne oddziały remontowe,

3. utworzyć ośrodek konstrukcyjny dla opracowania projektów i dokumentacji,

4. utworzyć ośrodek organizacyjny.

Następnym aspektem zagadnienia modernizacji to sprawa przyrządów. Z punktu widzenia technicznego, przyrządy stanowią organiczną część obrabiarki, albowiem dzięki nim można w określony sposób ustawiać i zamocowywać obrabiany przedmiot. Jest więc rzeczą jasną, że wraz ze zmianą konstrukcji obrabiarki, zmieniać się będzie konstrukcja przyrządu. Moment ten łączy zagadnienie modernizacji maszyn z zagadnieniem przyrządów.

Konkretnie biorąc i w tym przypadku zachodzi konieczność centralizacji rozwiązania tego zagadnienia; nie tylko ze względu wyżej wymienionego, ale również ze względu na dorównanie tempu moderni-

zacji, jak też z powodu konieczności większego nasycenia zakładów przyrządami. Pomińmy uzasadnienie, że nasycenie to jest bezwzględnie konieczne, stwierdzić dalej można, że jedną z głównych przyczyn hamujących rozwój przyrządów, to brak dostatecznej ilości konstruktorów. Zadanie sprowadza się więc do tego, by istniejącymi środkami spotęgować przyrost przyrządów, lub inaczej mówiąc, do zmniejszenia konstruktoro-godzin pracy na jeden przyrząd. Można to osiągnąć przez normalizację węzłowych zagadnień. (Tak, jak to dawno czyni się w ZSRR). A więc będą to:

1. konstrukcyjne opracowanie typowych przyrządów i narzędzi jak też i części znormalizowanych, oraz wypuszczenie ich w postaci katalogu, wraz z odpowiednimi tablicami, zawierającymi wymiary poszczególnych elementów,

2. opracowanie i wydanie specjalnych blankietów, gdzie w określonej kolejności figurowałyby wzory potrzebne przy częstych obliczeniach (np. dla krzywek, frezów, sprawdzianów itp.),

3. opracowanie oraz dostarczanie zakładom tzw. rysunków „niemych“ (są to normalne rysunki warsztatowe odbite na papierze światłoczułym, którym brak tylko wymiarów. Rysunki te zazwyczaj wykonuje się dla przyrządów i narzędzi znormalizowanych),

4. opracowanie i wypuszczenie specjalnych instrukcji dla projektowania, dające konstruktorom wskazówki odnośnie zastosowania lub modyfikacji przyrządów uniwersalnych czy specjalnych,

5. dostarczenie zakładom wszelkich materiałów, informowanie ich o nowych zdobyczach, udzielanie im wskazówek odnośnie ich planów prac konstruktorskich itp.,

6. uogólnienie wynalazczości robotniczej.

Dzięki więc wyżej opisanym środkom można silnie popchnąć rozwój przyrządów, stwarzając jednocześnie duże rezerwy dla postępu prac konstruktorskich w dziedzinie modernizacji; rezerwy które wynikają z syntezy zagadnienia modernizacji maszyn z zagadnieniem przyrządów.

Parę słów o planie technicznym.

Biorąc pod uwagę powyższe rozważania, należy stwierdzić, że 6-cioletni plan techniczny posiada braki. Braki te są następujące:

1. nie ma wskaźnika ilustrującego wzrost ilościowy jak i pod względem asortymentu zmodernizowanych maszyn (w naszym ujęciu),

2. nie ma wskaźnika ilustrującego wzrost ilościowy jak też pod względem asortymentu przyrządów.

Jest rzeczą oczywistą, że planować te wskaźniki można będzie wtedy, gdy zagadnienie modernizacji wejdzie w fazę konkretnej realizacji, co jest zresztą rzeczą konieczną.

Wszystkim naszym Prenumeratorom i Czytelnikom
najserdeczniejsze życzenia noworoczne składa
Redakcja

Sposób pomiaru średnic podziałowych gwintów niesymetrycznych i analiza błędów*)

Inż.-mech. ALEKSANDER TOMASZEWSKI

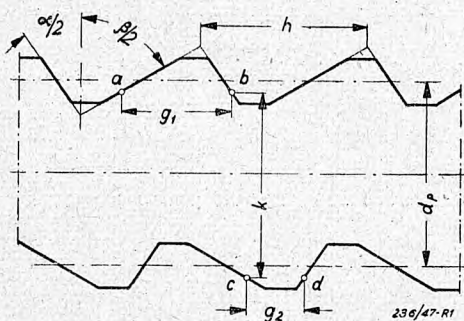
Pomiary średnic podziałowych gwintów niesymetrycznych stanowią odrębne zagadnienie w dziedzinie pomiarów warsztatowych.

Zagadnienie to rozwiązuje w sposób ciekawy i oryginalny sposób *Zielińskiego*. Polega on na zmierzeniu odległych od siebie o k grubości g_1 i g_2 dwóch przeciwległych garbów przekroju w osi gwintu. Pomiar odbywa się w mikroskopie uniwersalnym za pomocą nożyków pomiarowych, stykających się w płaszczyźnie osi gwintu z jego powierzchniami nośnymi.

Średnicę podziałową d_p oblicza się ze wzoru:

$$d_p = k + \frac{(g_1 + g_2) - h}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \quad (1)$$

gdzie: h — jest skokiem gwintu, $\frac{\alpha}{2}$ i $\frac{\beta}{2}$ niesymetrycznymi kątami profilu gwintu (rys. 1).



Rys. 1.

Sposób podany ma zastosowanie tylko do trzpieni gwintowych, których średnica podziałowa nie przekracza na ogół 100 mm. Ograniczenie to wynika z wielkości poprzecznego przesuwu mikroskopów uniwersalnych, który musi objąć średnicę podziałową gwintu ze względu na konieczność dokonania pomiarów grubości g_1 i g_2 , znajdujących się po przeciwległych stronach jego osi.

Skok h gwintu oraz kąt $\frac{\alpha}{2}$ i $\frac{\beta}{2}$ mierzymy zwykłą metodą, jak dla gwintów symetrycznych, najlepiej również na mikroskopie uniwersalnym za pomocą nożyków pomiarowych.

Jeśli oznaczymy przez Δg_1 , Δg_2 , Δk , $\Delta \frac{\alpha}{2}$, $\Delta \frac{\beta}{2}$ granice w jakich mieszczą się błędy elementów pomiarowych, służących do określenia średnicy podziałowej d_p według wzoru (1), to błąd określenia tej średnicy będzie zawarty w granicach:

*) Opisana metoda została opracowana przez Jerzego Zielińskiego

$$\begin{aligned} \Delta d_p = \Delta k + & \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} (\Delta g_1 + \Delta g_2 + \Delta h) + \\ & + \frac{(g_1 + g_2) - h}{\left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}\right)^2 \cos^2 \frac{\alpha}{2}} \cdot \Delta \frac{\alpha}{2} + \\ & + \frac{(g_1 + g_2) - h}{\left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}\right)^2 \cos^2 \frac{\beta}{2}} \cdot \Delta \frac{\beta}{2} \quad (2) \end{aligned}$$

Ze wzoru (2) wynika, że wpływ błędów $\Delta \frac{\alpha}{2}$ i $\Delta \frac{\beta}{2}$ na błąd Δd_p jest równy zero, jeśli $g_1 + g_2 = h$.

Rozważmy poszczególne błędy, wchodzące w skład wzoru (2).

1) Błąd Δk .

Wielkość k znajdujemy z różnicy odczytów, dokonanych przy przesuwie poprzecznym mikroskopu, przy nastawieniu środka krzyża najpierw w punkcie b i następnie na punkcie c (patrz rys. 1).

Zatem

$$k = b - c$$

Mamy więc

$$\Delta k = \Delta b + \Delta c + \Delta(b - c)$$

gdzie

Δb jest błędem występującym przy odczycie b),
 Δc jest błędem występującym przy odczycie c ,
 $\Delta(b - c)$ jest błędem w rozstawieniu kresek wzorca poprzecznego, na których zostały dokonane odczyty b i c .

Niech błąd mikroskopu odczytowego nie przekracza $\pm 0,5 \mu$. Zakładając, że pomiary zostały przeprowadzone bardzo starannie, możemy przyjąć:

$$\Delta b = \Delta c = \pm 0,5 \mu$$

Błąd odległości poszczególnych kresek podziałek wzorców na mikroskopach uniwersalnych, przy wprowadzeniu poprawek, podanych w tablicy dla każdego wzorca oddzielnie, na ogół nie przekracza $\pm 1 \mu$.

Za tem:

$$\Delta(b - c) = \pm 1 \mu.$$

Ogólnie możemy więc przyjąć, że

$$\Delta k = \pm 0,5 \mu \pm 0,5 \mu \pm 1 \mu = \pm 2 \mu.$$

2) Błędy Δg_1 i Δg_2 .

1) Dla uproszczenia określone granice Δx błędu wielkości x nazywamy tu i w dalszym ciągu wprost błędem tej wielkości.

Grubości g_1 i g_2 profilu garbów gwintu mierzymy na odpowiednich wysokościach posługując się skośnymi nożykami pomiarowymi 1, 2, jak to jest pokazane na rys. 2.

Grubość g_1 znajdujemy z różnicy odczytów a i b , dokonanych na podłużnym wzorcu kreskowym mikroskopu. Błąd Δg_1 będzie określony równaniem:

$$\Delta g_1 = \Delta a + \Delta b + \Delta(a - b).$$

gdzie

Δa jest błędem, występującym przy odczycie a ,
 Δb jest błędem, występującym przy odczycie b ,
 $\Delta(a - b)$ jest błędem, rozstawienia dwóch kresek wzorca podłużnego, na których zostały dokonane odczyty a i b .

Na błędy Δa i Δb będą wpływały głównie następujące błędy składowe:

- a) błędy Δn_1 i Δn_2 odległości kresek nożyków pomiarowych 1 i 2 od ich krawędzi roboczych. Możemy przyjąć, że Δn_1 i $\Delta n_2 = \pm 0,5 \mu$. Ponieważ nożyki pracują w położeniach skośnych względem osi pomiaru, zatem wpływ błędów Δn_1 i Δn_2 na błędy Δa i Δb zależy od wielkości kątów $\frac{\alpha}{2}$ i $\frac{\beta}{2}$. Efektywne wartości błędów Δn_1 i Δn_2 wyniosą więc

$$\Delta(n_1) = \frac{\Delta n_1}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad \text{oraz} \quad \Delta(n_2) = \frac{\Delta n_2}{\cos \frac{\beta}{2}}$$

Przyjmując np. $\frac{\alpha}{2} = 45^\circ$ i $\frac{\beta}{2} = 65^\circ$,

otrzymamy:

$$\Delta(n_1) = \pm 0,7 \mu; \quad \Delta(n_2) = \pm 1,2 \mu,$$

- b) błędy nastawienia kresek okularu na kreski nożyków pomiarowych. Błędy te możemy przyjąć jako równe zero,
 c) błędy Δs nastawień i wskazań mikroskopu odczytowego. Przyjmiemy $\Delta s = \pm 0,5 \mu$,
 d) błędy Δo odczytów. Błędy te przy podziałce mikroskopu odczytowego co 1μ wynoszą $\Delta_o = \pm 0,1 \mu$.

Ostatecznie na błąd przy odczycie a złożą się błędy:

$$\Delta a = \Delta(n_1) + \Delta s + \Delta o = \pm 0,7 \mu + 0,5 \mu + 0,1 \mu = \pm 1,3 \mu.$$

Na błąd przy odczycie b :

$$\Delta b = \Delta(n_2) + \Delta s + \Delta o = \pm 1,2 \mu + 0,5 \mu + 0,1 \mu = \pm 1,8 \mu.$$

Błąd $\Delta(a - b)$, po uwzględnieniu poprawek dla odpowiednich kresek wzorca podłużnego, jak już wiemy, nie powinien przekroczyć $\pm 1 \mu$.

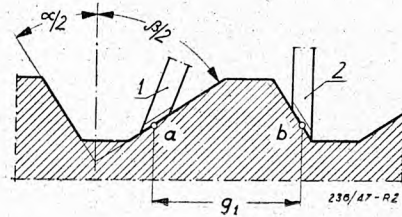
Zatem:

$$\Delta g_1 = \pm 1,3 \mu + 1,8 \mu + 1 \mu = 4,1 \mu$$

Nietrudno zauważyć, że $\Delta g_2 = \Delta g_1$.

3) Błąd Δh .

Załóżmy że skok h został określony, jako średnia wartość z dwóch wielkości h_1 i h_2 , otrzymanych z pomiarów według prawej i lewej powierzchni nośnej gwintu. Wtedy błędy Δh_1 i Δh_2 będą wyrażone następującym równaniem (Zeiss, Fe 200/II):



Rys. 2.

$$\Delta h_1 = \pm \left(0,5 + \frac{1,7}{\cos \frac{\alpha}{2}} + \frac{h}{29} \right) \mu$$

$$\Delta h_2 = \pm \left(0,5 + \frac{1,7}{\cos \frac{\beta}{2}} + \frac{h}{29} \right) \mu$$

gdzie h jest skokiem gwintu, wyrażonym w mm.

Jeśli $h = 8$ mm, $\frac{\alpha}{2} = 45^\circ$ i $\frac{\beta}{2} = 65^\circ$, to

$$\Delta h_1 = \pm 3,2 \mu; \quad \Delta h_2 = \pm 5,1 \mu$$

Zatem

$$\Delta h = \frac{\Delta h_1 + \Delta h_2}{2} = \pm 4,2 \mu$$

4) Błędy $\Delta \frac{\alpha}{2}$ i $\Delta \frac{\beta}{2}$

Jeśli oznaczymy przez f_α i f_β odpowiednie długości ramion kątów $\frac{\alpha}{2}$ i $\frac{\beta}{2}$, to błędy pomiarów kątów na mikroskopie uniwersalnym np. według katalogu Zeissa Fe 200/II wyniosą:

$$\Delta \frac{\alpha}{2} = \pm \left(2 + \frac{1,7}{f_\alpha} \right) \text{ minut}$$

$$\Delta \frac{\beta}{2} = \pm \left(2 + \frac{1,7}{f_\beta} \right) \text{ minut}$$

gdzie f_α i f_β są wyrażone w milimetrach.

Niech $f_\alpha = 3$ mm i $f_\beta = 5$ mm. Wtedy:

$$\Delta \frac{\alpha}{2} = \pm 2,6' \quad \text{i} \quad \Delta \frac{\beta}{2} = \pm 2,3'$$

W mierze teoretycznej

$$\Delta \frac{\alpha}{2} = \pm 0,0008 \quad \text{i} \quad \Delta \frac{\beta}{2} = \pm 0,0007$$

W ten sposób określiliśmy wszystkie błędy składowe, jakie wchodzi do wzoru (2).

W — jest wypadkową, skierowaną w górę, różnicy ciężaru płytki wraz z przeponą i napięcia sprężyny M , której napięcie reguluje nakrętka N .

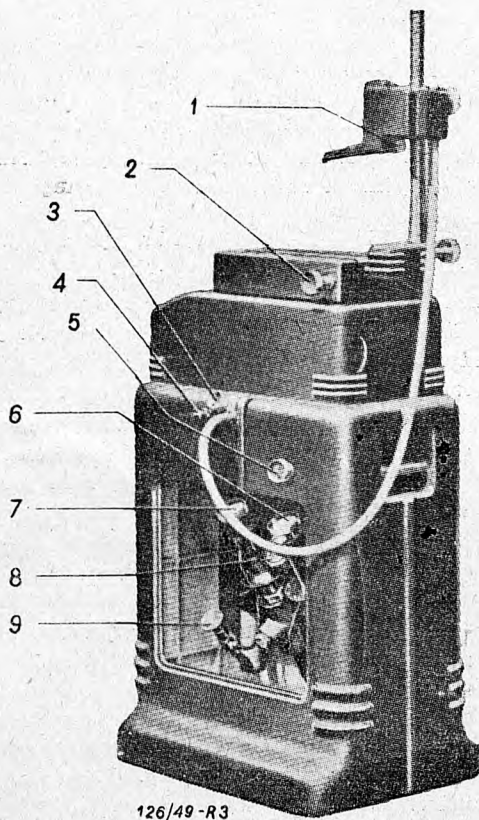
p_1 — ciśnienie powietrza przechodzącego z dyszy B pod przeponą G ;

p_2 — ciśnienie powietrza wtórnego, dostarczanego do pierścienia.

Każdy nadmiar ciśnienia p_2 odpycha płytkę od komory H , dzięki czemu powietrze uchodzi przez tak utworzoną szczelinę. W ten sposób zachodzi liniowy związek między p_1 , a p_2 , aż do ciśnienia granicznego (1,4) at. Komora H jest połączona z przewodem mieszka J będącego pod działaniem sprężyny. Prostopadłe ruchy tarczy K są proporcjonalne do zmian ciśnienia p_2 , a stąd i do zmian ciśnienia p_1 . Dzięki temu ruchy ołówka L , związanego z ruchem tarczy K są również proporcjonalne do ruchów rysika E .

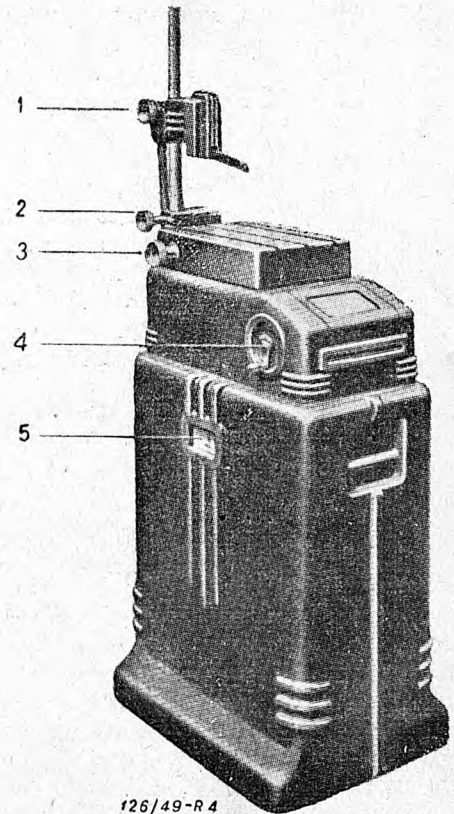
Sposób wykonania pomiaru.

Przed rozpoczęciem pomiaru dźwignia pisząca L ma być ustawiona w środkowym położeniu wychyleń. Osiągamy to regulując położenie sanek względem ramienia instrumentu, następnie przez doregulowanie położenia nakrętki N celem otrzymania odpowiedniej wartości wypadkowej W .



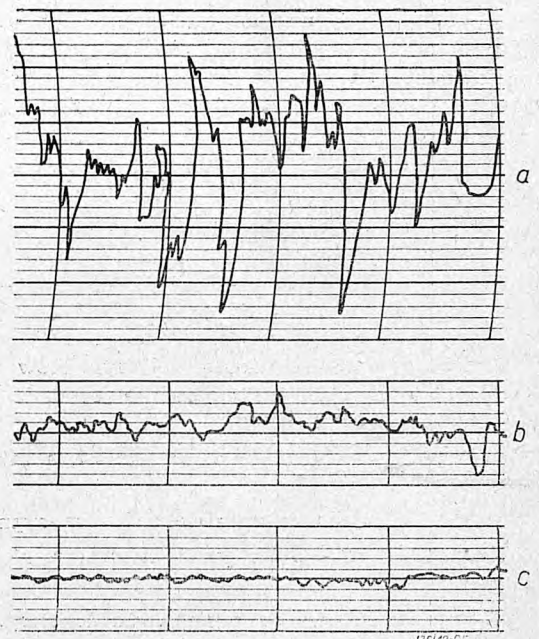
Rys. 3. Przyrząd do pomiaru gładkości powierzchni od strony zaworów regulujących.

1 nakrętka sprowadzająca rysik do położenia środkowego. 2 zacisk poziomego przesuwu kolumny głowicy, 3 zawór wlotu powietrza; 4 złącze bagnetowe; 5 mikroregulacja; 6 zawór redukcyjny niskiego ciśnienia. 7 zawór redukcyjny wysokiego ciśnienia; 8 manometr 1,5 at; 9 regulator szybkości.



Rys. 4. Widok instrumentu z przodu.

1. Nakrętka do podnoszenia i opuszczania głowicy. 2 - nakrętka ustalająca głowicę w dowolnym położeniu skośnym; 3 - nakrętka poziomego przesuwu kolumny; 4 - kółko do podnoszenia ciężaru napędzającego rysik; 5 - manometr 0,85 at.



Rys. 5. Przykłady wykresów zarysów powierzchni obrabianych w różny sposób. Powiększenie pionowe 20.000. Powiększenie poziome 100.

a. powierzchnią szlifowaną bez szczególnych wymagań gładkości $H_{\max} = 3\mu$.
b. powierzchnia szkła szlifowanego gładko $H_{\max} = 1\mu$.
c. powierzchnia wykończona metodą superfinish $H_{\max} = 0,20\mu$.

Pasek papieru posiada otwory wzdłuż boków, w które to otwory wchodzi kołeczki bębna R , który przesuwają cylindry powierzchni. Układ ten przesuwają rysik wzdłuż badanej powierzchni, przekazując napęd przez mieszki P na dźwignię rysika (rys. 1). W ten sposób ruch paska papieru i rysika są względem siebie proporcjonalne. Szybkość ruchu rysika wynosi 1,25 mm/min., ruch rysika nadaje ciężar w kształcie tłoka, spadający w cylindrze pionowym wypełnionym olejem. Szybkość spadania reguluje zawór dla przepływu oleju.

Na tych zasadach jest oparty przyrząd *Topograph* do pomiaru gładkości (rys. 3 i 4). Przykłady wykresów

gładkości uzyskanych powyższym przyrządem podaje rys. 5. Jednostkę pomiaru stanowi mikron.

Poziome powiększenie chropowatości wynosi na wykresach 100:1, zaś pionowe 20.000:1. To przesadne skażenie wykresu nasuwa przypuszczenie o większej chropowatości powierzchni, niż jest w istocie.

Przyrządy do badania gładkości powierzchni cechuje się zwykle przy pomocy wzorcowej płytki szklanej, zaopatrzonej w nacięcia o znanej głębokości. Głębokość nacięć mierzy się metodą interferencji.

S. S.

(British Science News, Vol. 1. N 12, 1948).

BIBLIOGRAFIA

Mgr. Zygmunt Cholewà. URZĄDZENIA PRZEŁADUNKOWE. Nakładem „Wydawnictw Komunikacyjnych“.

Ministerstwo Komunikacji ma już pewien dorobek w tej dziedzinie wydawniczej. Przed wojną ukazały się 2 książki inż. Raabego: jedna o kolejkach linowych, druga o dźwigach osobowych i towarowych.

Myliłby się ten, ktoby w nowej książce doszukiwał się choćby podobnego poziomu, jakie miały książki poprzednie. Nie można stwierdzić, jaki cel postawił sobie autor, pisząc książkę. Nie mówi się wyraźnie, że praca dotyczy urządzeń przeładunkowych na kolejkach, chociaż te urządzenia przede wszystkim są opisane. Jest mowa również o urządzeniach, stosowanych i w innych dziedzinach, jak np. w elektrowniach, w magazynach zbożowych, a poza tym istnieje osobny rozdział z bardzo skromnym opisem o urządzeniach przeładunkowych w portach morskich. Tytuł nie odpowiada treści.

Autor podaje we wstępie, że praca „nie opiera się na usystematyzowanej kwalifikacji sprzętów ładunkowych, ale na spostrzeżeniach co do poszczególnych urządzeń, oraz czynnikach, które wpływały dodatnio lub ujemnie na ich rozwój“. To zdanie stanowi pewne złagodzenie braku wszelkiej systematyki w treści.

Potrzeba stosowania urządzeń przeładunkowych wynika przede wszystkim (wg autora) z potrzeby unikania wypadków przy pracy, gdyż wypadki pociągają za sobą żądanie przez poszkodowanych odszkodowań od właścicieli przedsiębiorstw. Zmniejszenie zaś wypadków przy nosi korzyści obu stronom. Taka teza nie jest ani zgodna z prawdą, ani na czasie.

Książka podzielona jest na 5 rozdziałów, a mianowicie:

- I. Urządzenia przeładunkowe do towarów sypnych.
- II. Urządzenia przeładunkowe do towarów niesypnych.
- III. Sprzęt ładunkowy przy przewozie drobnicy.
- VI. Urządzenia wpływające w ogólności na przyspieszenie obrotu wagonów kolejowych.
- V. Porty morskie.

Właściwa treść nie odpowiada tym tytułom i należałoby raczej ująć ją według następującego podziału:

- a) urządzenia przeładunkowe, stosowane na kolejkach (rozd. I, II i część III),
- b) organizacja ekspedycji towarowej (rozd. III i IV),

c) porty polskie — opisy, obroty towarowe i organizacja ruchu portowego.

Przy takim podziale, wynikającym logicznie z treści, trudno nadać książce tytuł „Urządzenia przeładunkowe“. Jest to całość z sobą nie powiązana.

Gorzej jeszcze przedstawia się sprawa, gdy przejdziemy do szczegółów. Autor wykazuje pewną znajomość urządzeń przeładunkowych z punktu widzenia ich zastosowania, niestety, wykazuje bardzo małą znajomość tych urządzeń z punktu widzenia ich budowy, a jeśli chodzi o klasyfikację oraz o mianownictwo, których znajomość jest konieczna dla napisania jakiegokolwiek książki, autor wprowadza niedopuszczalny chaos.

By nie być gołosłownym w penie, przejdziemy do analizy poszczególnych rozdziałów.

Rozdział I. Urządzenia przeładunkowe do towarów sypnych“.

Rozdział ten podzielony jest na 24 opisy (ustępy) różnych urządzeń, przy czym w tym podziale brak jakiegokolwiek myśli przewodniej, wynikający z braku znajomości tematu.

Opis „rampy ogólnoładunkowe“ trudno zaliczyć do towarów sypnych. „Mechaniczne szufle wagonowe“ opisane są dość szczegółowo, a po tym opisywane ponownie w zastosowaniu do przeładunku w siłowniach w opisie pod tytułem „Urządzenia do mechanicznego wyładowania, przewożenia i mieszania węgla“. Szufłę należało nazwać łopata.

W ustępie „Urządzenia do wyładowywania różnych towarów sypkich“ (dlaczego raz sypnych, drugi raz sypkich?) autor nie opisuje żadnych urządzeń, lecz wymienia różne towary, jakie można przeładować przy pomocy urządzeń mechanicznych. Spis, wzięty prawdopodobnie z taryfy kolejowej, całkowicie zbędny. Ustęp „Pneumatyczne urządzenia transportowe“ w 6-ciu wierszach jednego zdania stwierdza, że za pomocą normalnego lub sprężonego powietrza pracują urządzenia stałe, przewożne i pływające. Jakość to „normalne“ powietrze nie jest całkiem normalne, jeśli transportuje towary.

Nie wiadomo, w jakim celu autor umieścił ten ustęp, który nadawałby się na tytuł lub wstęp rozdziału o urządzeniach pneumatycznych. Tymczasem o urządzeniach pneumatycznych znajdujemy opisy w 4-ch dalszych, w różnych miejscach umieszczonych, ustępach, przedzielonych opisami różnych innych urządzeń.

Mamy więc ustęp 9 „Transportery powietrzne“, które wg autora są najbardziej rozpowszechnione w przemyśle hutniczym (?). Mowa tu o transporterach powietrznych ssących. Transportery powietrzne tłoczące opisuje w ustępie 21 pod tytułem „Miechy zbożowe“ i w ustępie 22 pod tyt. „Dmuchawy śpichlerzowe“, które są takimi samymi „miechami“ jak poprzednie, a w ust. 24 pod tyt. „Transportery ssąco-powietrzne“ znów jest mowa o przenośnikach takich samych, jak podano w ustępie 9.

Podobnie chaotycznie, jak przenośniki powietrzne, potraktowane są i inne przenośniki, które autor nazywa z reguły transporterami.

Ustęp 6 „Mechaniczne urządzenia transportowe“ jest, jak się można domyślać, wstępem z wymienionym podziałem do następnych opisów różnych urządzeń przenośnikowych. Wymienia się tu w dość dowolnym porządku różne maszyny przeładunkowe oraz różne urządzenia związane lub niezwiązane z urządzeniami przeładunkowymi, o których mówi się, że „pozostają w przyczynowym związku z mechanicznymi urządzeniami transportowymi“.

W następnych opisach wymieniane są urządzenia w całości innym porządku niż to wymieniono w ust. 6. Mamy więc następujące opisy urządzeń transportowych: ust. 7 „Dźwigi czerpakowe“, ust. 8 „Transportery“, zwane taśmowcami lub przenośnikami ust. 10 „Transportery przewoźne“, przyczym te opisano w zastosowaniu tylko do płodów rolnych, ust. 11 „Transportery do ładowania ziemniaków i buraków“, a więc tak samo do płodów rolnych jak w ust. 10, ust. 12 „Transportery do wyładowywania paliwa stałego“, gdzie opisane są przenośniki taśmowe przenośne, ust. 12 „Transportery przenośne“, gdzie opisano zupełnie podobne przenośniki, jak w ustępie poprzednim i te same przenośniki opisane są ni stąd, ni zowąd w ust. 17-tym pod tyt. „Zbiorniki“. W ust. 14 „Transportery szufłowe“ autor opisuje przewoźny przenośnik kubełkowy, a w ust. 20-tym „Ładowniki“ autor znów odwołuje się do tego samego opisu transportera „szufłowego“. Poza opisami właściwych przenośników mamy ustępy z opisami urządzeń, które niewiele mają wspólnego z przeładunkiem, jak np. ust. 18 „Rozdzielacze“, ust. 19 „Maszyny sitowe“ (sortowniki). Opisy poszczególnych urządzeń przedstawiają takie „horrendum“, że można je potraktować tylko jako „Mechanika na wesoło“. Podamy więc szereg przykładów.

Str. 28 „ruchome dźwigi z czerpakami (chwytakami) mogą obsługiwać nie tylko swoją macierzystą ekspedycję towarową, ale — jeśli zajdzie tego potrzeba — także i inne miejsca pracy“. Trudno sobie wyobrazić, by dźwig ruchomy nie miał obsłużyć „także i innego miejsca pracy“.

Str. 33 „zasadniczym warunkiem najodpowiedniejszego zmontowania transportera powietrznego powinno być długoletnie doświadczenie w tej dziedzinie“. Widocznie w innej dziedzinie długoleniego doświadczenia nie potrzeba.

Str. 38, 39 i 40. Podano tu opisy, wyjęte z katalogów firm, które zachwalają swoje wyroby. „Transportery z napędem elektrycznym zużywają mało energii, można je przyłączyć do sieci elektrycznej ekspedycji towarowej i psują się rzadko, jak wykazała praktyka“. „Transportery przenośne posiadają wszystkie koła i bębny, pracujące w dobrze uszczelnionych łożyskach kulkowych, posiadają trwałą rodzaj budowy i nadzwyczajną wytrzymałość budowy, a zastępcze podstawy ruchome są mocne

i przestawne“. Brak tu tylko opisu znanego z ofert doświadczonych niemieckich, że „otwory są dokładnie wywiercone i nity szczelnie zanitowane“.

Str. 41. Pas transportujący przenośnika taśmowego może wg autora przenosić również w kierunku pionowym.

Str. 42. Moc silnika określona jest jako „zdolność robocza“, a na str. 63 moc silnika określona jest, jako „wymagana siła“.

Str. 56. Mamy tu taki ciekawy opis elewatora: „Do łańcucha elewatora wykonanego z najlepszego materiału, przymocowane są czerpaki z kutego żelaza dość wielkiej pojemności; towar sypki spada wskutek tego z małej wysokości na przesiewnik“. Widocznie, gdyby łańcuch elewatora nie był wykonany z najlepszego materiału, a czerpaki nie były dość wielkiej pojemności, to towar sypki spadałby z większej wysokości na przesiewnik.

Str. 58. „Wadą miechów (przenośników powietrznych tłoczących) jest ich niskie ciśnienie, wskutek czego powstaje dużo pyłu i wiele towaru idzie na marne“. Widocznie wg autora przy wyższym ciśnieniu będzie mniej pyłu. Jeśli zamiast miecha zastosujemy dmuchawę śpichlerzową, to wszystkie trudności będą usunięte i otrzymamy zdaniem autora urządzenie doskonałe. Jeśli przyjrzymy się konstrukcji i opisowi jaki autor podaje, to się okaże, że dmuchawa niczym nie różni się od miecha. Dmuchawa jest wg autora szczególnie pomocna rolnikom w czasie żniw. „Zwłaszcza w czasie młócenia napełnianie worków i wynoszenie ich do sąsiedków i na piętra śpichlerza jest nader uciążliwe“, albowiem „odciąga 3 do 6 najmocniejszych pracowników od tak ważnej akcji żniwnej“. Nie wiadomo dlaczego noszenie worków odciąga we wszystkich gospodarstwach rolnych 3 do 6 najmocniejszych pracowników. Poza tym dmuchawa śpichlerzowa jest widocznie tak bardzo pomocna w akcji żniwnej, że warto z nią w tym czasie wyjeżdżać na wieś.

Str. 60. Porównanie „dawnych“ elewatorów zbożowych z „dzisiejszymi“ podłogowymi śpichrzami świadczy o tym, że autor nie zastanowił się nad zadaniem, jakie spełniają silosy, a jakie śpichrze podłogowe.

Str. 67. Przekładnia zębata i łańcuchowa nazywa się „zestawem kół“ a podwozie gąsienicowe „suwarką gąsienicową“.

Str. 68. „Konstrukcja taśmy transportowej polega na tym, że u góry jest ona obustronnie ukośna; ma to na celu zapobiec możliwości pozostawienia towaru na ziemi, który podczas transportu z taśmy spada na ziemię“. Radzimy na ziemi zmiatać.

Str. 72. Filtr nazywa się cedzidłem. Określenie wprawdzie polskie, jednak nie oddaje właściwego znaczenia filtra.

Rozdział II. Urządzenia przeładunkowe do towarów niesypnych.

Podobnie jak w rozdziale I opisy podane w poszczególnych ustępach zestawione są całkowicie przygodnie i jako równorzędne wymienione są opisy dźwigów obrotowo-przesuwnych, dźwigarek do ładowania długich przedmiotów, przyrządów do podnoszenia ciężkich przedmiotów. Widać z tego, że dźwigi i dźwigarki nie podnoszą ciężkich przedmiotów.

Grupa przyrządów do podnoszenia i przesuwania ciężkich przedmiotów dzieli się na podnośniki, wielokrażki, żurawie stropowe i dźwignie.

Mamy tu szereg dziwacznych określeń. Żurawiem stropowym nazwano zwykły wciągnik przesuwany na belce, a wciągarka ręczna nazywa się „dźwignią“.

Autor, opisując jedno urządzenie specjalne, nadaje mu cechy przedstawiciela danej grupy. Można by się z tym pogodzić, gdyby nie podkreślano cech mało znacznych lub wprost niepoważnych.

Ustępy, omawiające urządzenia do przesuwania wagonów, poza niektórymi błędami w określeniach, są opracowane poprawnie.

Rozdział III. Sprzęt ładunkowy przy przewozie drobnicy.

Opracowanie tego rozdziału, jak również rozdziału IV, „Urządzenia wpływające w ogólności na przyspieszenie obrotu wagonów kolejowych“ odbiega w sposób radykalny od opracowania rozdziału I i II. Widać tu, że autor operuje sprzętem sobie znanym i ma opanowane zagadnienie organizacji ekspedycji towarowej. Należy żałować, że autor nie rozwinął szerzej tego działu, zamiast opisywać urządzenia przeładunkowe, których wręcz nie zna.

W rozdziale III są pewne drobne uchybienia w mianownictwie jak np. przenośnik taśmowy przewoźny nazwano taśmą pomostową, a belki wałkowe łańcuchami wałkowymi. Interesujące są opisy wózków transportowych i mechanicznych układarek, oraz o przewozie pojemnikowym (kontenerowym).

Rozdział IV. Urządzenia wpływające na przyspieszenie obrotu wagonów kolejowych.

Jak już powiedzieliśmy poprzednio, ten rozdział opracowany jest również poprawnie, jednak tylko w części wiąże się z urządzeniami przeładunkowymi.

Omawiane są tu głównie sprawy, dotyczące organizacji pracy w ekspedycjach towarowych i opakowania przesyłek.

Autor nie uszregł się i tu od opisów zbędnych, jak np., że „pracownicy w ekspedycjach dzielą się na umysłowych i fizycznych“, „otwory okienne mają na celu wprowadzenie światła do magazynów“ i że „każdy magazyn powinien posiadać schody“.

Ustępy, dotyczące opakowania, i środków pomocniczych przy przeładunku, są opracowane bardzo dobrze.

Rozdział V. Porty morskie.

Rozdział ten wygląda, jak gdyby był opracowany przez innego autora lub nawet przez kilku autorów, albo też autor opracowywał go w innym czasie lub w innych warunkach.

Wstęp do tego rozdziału można określić jako znakomity reportaż dziennikarski, nie bardzo jednak nadający się do książki ściśle technicznej. Opisy poszczególnych urządzeń portowych podane zresztą w bardzo skromnych rozmiarach są poprawne.

Po opisie urządzeń autor opisuje port w Gdańsku, w Gdyni, w Szczecinie oraz w małych portach polskich. Opisy te w małym tylko stopniu wiążą się z zasadniczą treścią książki, omawiającą urządzenia przeładunkowe. Opisy dotyczą głównie takich danych, jak długość nadbrzeży, długość dróg komunikacyjnych i obrót towarowy. Specjalnie dużo miejsca poświęcił autor komunikacji kolejowej promowej w Szczecinie i w Gdańsku, co już zupełnie nie łączy się z tematem.

Ostatni rozdział pod tyt. „Zagadnienia portowe“ omawia połączenia żeglugowe Polski z różnymi krajami, organizacje rzeczoznawców dla różnych spraw morskich, z których to opisów możnaby również zrezygnować bez straty dla właściwej treści książki.

W zestawieniu literatury autor nie powołuje się na literaturę radziecką i widać, że oprócz źródeł polskich korzystał głównie ze źródeł niemieckich. To było powodem, że autor popełnił szereg błędów w twierdzeniach takich jak np. że „największe zdobycze w dziedzinie urządzeń przeładunkowych osiągnięto w Ameryce, Anglii i Niemczech“, albo że „w urządzeniach ładunkowych można zaopatrzyć się w kraju (przez przedsiębiorców, półgospodarzo, gospodarczo) lub w granicach reparacji z bieżącej produkcji niemieckiej. O wielkich postępach w dziedzinie mechanizacji transportu ZSRR autor zapomniał.

Wnioski.

- 1) Książka nadaje się do wycofania z obrotu księgarskiego.
- 2) W dziale właściwych urządzeń przeładunkowych tj. dźwignic i przenośników należy książkę całkowicie przerobić.
- 3) Po przeróbce należy nadać jej inny tytuł, bardziej odpowiadający treści.

J. Br.

WIADOMOŚCI SIMP

SPRAWOZDANIE Z PRZEBIEGU AKCJI ODCZYTOWEJ MIESIĄCA POGŁĘBIENIA PRZYJAZNI POLSKO-RADZIECKIEJ.

W ramach miesiąca pogłębienia przyjaźni Polsko-Radzieckiej „SIMP“ przeprowadził specjalną akcję odczytową.

Akcja ta przeprowadzona była we wszystkich Oddziałach „SIMP“ jak również w terenie w poszczególnych zakładach pracy.

W ramach akcji odczytowej wybitni prelegenci zaznajomili nasz świat techniczny jak i załogi poszczególnych zakładów z osiągnięciami przodującej techniki Radzieckiej.

Przy licznych udziałach słuchaczy wygłoszono około

200 odczytów. Akcją tą zostały objęte wszystkie większe ośrodki przemysłu metalowego.

W wyniku wygłoszonych prelekcji fachowcy nasi wykorzystując doświadczenia i metody pracy stosowane przez technikę w przemyśle radzieckim będą mogli pchnąć nasz przemysł metalowy na nowe tory, co przyspieszy w planie sześciolowym marsz społeczeństwa naszego do socjalizmu.

Mimo zakończenia miesiąca przyjaźni Polsko-Radzieckiej „SIMP“ wykorzystując zebrane w tym miesiącu materiały w dalszym ciągu zaznajamiać będzie szerokie kręgi społeczeństwa z osiągnięciami Związku Radzieckiego w dziedzinie techniki. Oprócz akcji odczytowej Stowarzyszenie wykorzystując doświadczenia radzieckie zorganizowało pomoc techniczną wybitnych fachowców dla wynalazców i racjonalizatorów przemysłu metalowego.

KONFERENCJA POMIAROWA.

W dniach 5, 6 i 7 grudnia r. b. w Domu Technika w Warszawie odbyła się Konferencja Pomiarowa, zorganizowana przez Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich.

Konferencja Pomiarowa była konferencją fachową, mającą na celu zmobilizowanie wszystkich sił technicznych i naukowych dla podniesienia jakości wyrobów przemysłu metalowego w realizacji Planu Sześcioletniego przebudowy i rozbudowy naszej gospodarki narodowej.

Zjazd, który zgromadził około 600 osób, powitał w imieniu Zarządu Głównego SIMP kol. V-prezes rektor Ludwik Uzarowicz, omawiając znaczenie i cel Konferencji. W swym przemówieniu kol. L. Uzarowicz podkreślił współpracę SIMP oraz współdziałanie polskich inżynierów, techników i robotników w rozwiązywaniu ważnych zagadnień natury ogólnopństwowej.

Jednym z tych zagadnień jest jakość produkcji.

Następnie przemawiał w imieniu nieobecnego Ministra Kiejs'ta Żemajtysa Dyrektor Departamentu Produkcji i Techniki Ministerstwa Ciężkiego Przemysłu, inż. Antoni Tymieniecki, wygłaszając referat programowo-polityczny Zjazdu.

Poza tym przemawiali: pierwszy Sekretarz Zw. Zaw. Metalowców Alojzy Firganek i w imieniu Naczelnej Organizacji Technicznej kol. inż. Leszek Kisteński.

Mówcy zgodnie podkreślali doniosłość Konferencji w chwili, kiedy wysiłki władz i społeczeństwa zmiierają do podniesienia jakości wyrobów, co jest nieodłącznie związane z racjonalną organizacją gospodarki narzędziami pomiarowymi, izbami pomiarów i kontrolą jakościową produkcji.

Zagadnienia te wymagają doskonalenia i powiększenia kadr pomiarowców, jak i zmobilizowania ogólnej opinii dla współzawodnictwa o jakość produkcji.

Wygłaszane referaty jak i dyskusja dały bogaty materiał, który będzie wykorzystany w akcji odczytowej, jak i szkoleniowej, całość stanowi bogaty dorobek techniczny, który SIMP pragnie wydać w specjalnych zeszytach „Mechanika“ i „Przeglądu Mechanicznego“.

W obradach brała udział delegacja kolegów węgierskich pod przewodnictwem kol. Gyorgy Kolozs z M. T. E. Sz., która żywo interesowała się naszymi osiągnięciami technicznymi jak i przemysłem precyzyjno-optycznym.

Na zakończenie obrad Zjazd uchwalił rezolucję i wysłanie telegramów do Vice-premiera Hilarego Minca, Ministra Eugeniusza Szyra, Ministra Kiejstuta Żemajtysa oraz do KC PZPR.

REZOLUCJA KONFERENCJI POMIAROWEJ.

Sześcioletni plan rozbudowy i przebudowy gospodarki narodowej stawia przed inżynierami i technikami ważne zadania wymagające mobilizacji wszystkich sił, a również i środków naukowo-technicznych.

Powiększenie zarówno ilości, jak i jakości produkowanych dóbr wymaga stosowania w szerokim zakresie naukowych metod pomiarów dla produkcji — szczególnie masowej.

Inżynierowie i technicy mechanicy zebrani na Krajowej Konferencji Pomiarowej SIMP w Warszawie w dniu 5, 6 i 7 grudnia

1949 r. po zapoznaniu się z zasadami kontroli technicznej w krajach najbardziej uprzemysłowionych i w kraju przodującej techniki Związku Radzieckim postanawiamy dołożyć wszelkich starań, aby wprowadzić w życie nową gospodarkę narzędziami pomiarowymi, a w szczególności dążyć będziemy do:

- 1) rozszerzenia sieci izb pomiarowych odpowiednio wyposażonych,
- 2) jednolitej organizacji gospodarki narzędziami mierniczymi i oparcia jej na jednolitych wzorcach państwowych,
- 3) szkolenia kadr pomiarowców dla izb pomiarowych i innych organów kontroli jakościowej,
- 4) przedłużenia czasokresu użytkowania narzędzi mierniczych drogą właściwego posługiwania się nimi, konserwowania ich i renowacji,
- 5) zsynchronizowania kontroli jakościowej z produkcją,
- 6) planowego zapotrzebowania na sprzęt pomiarowy,
- 7) unowocześnienia przyrządów i metod pomiarowych,
- 8) przestrzegania norm i zasad normalizacji,
- 9) zacieśnienia współpracy z placówkami techniczno-badawczymi,
- 10) popularyzacji metod i środków pomiarów w najszerszych warstwach pracowników technicznych przez odczyty, czasopisma i książki.

Mamy niezłomne przekonanie, że pracą swoją nie tylko przyczynimy się do podniesienia jakości wyrobów przemysłu metalowego, ale i do przyspieszenia naszego marszu ku socjalizmowi.

CENTRALNA PORADNIA TECHNICZNA SIMP.

Przy Zarządzie Głównym SIMP w Warszawie zorganizowana została „Centralna Poradnia Techniczna“.

Celem CPT jest udzielanie porad kandydatom ubiegającym się o stopień inżyniera-mechanika w myśl ustawy o stopniu inżyniera, z dnia 28.I.1948 r. (Dz. U. R. P. Nr 10 poz. 233).

Porady te ułatwić mają przygotowania się kandydatów do egzaminów w zakresie swej specjalności, jak również informowanie o poziomie ogólnych i fachowych wiadomości wymaganych od nich na egzaminach.

Poza tym CPT udzielać będzie porad na drodze korespondencyjnej, jak również wysyłać na prośbę zainteresowanych konspektywne streszczenia wiadomości z przedmiotów podstawowych oraz odpowiadać na tej drodze na pytania kandydatów korzystających z tych streszczeń.

Jednocześnie podajemy, że w r. 1950 przewidziane jest utworzenie terenowych poradni, działających przy Oddziałach SIMP. Szczegóły dotyczące uruchomienia poradni terenowych zostaną podane przez Zarząd Główny SIMP po ich dokładnym opracowaniu.

Kierownicy terenowych poradni technicznych otrzymywać będą wytyczne z CPT co zapewni jednolitość działania wszystkich poradni Stowarzyszenia oraz ułatwi jednolite przygotowanie kandydatów.

Poradnie techniczne mają również zadanie niesienia szerokiej pomocy racjonalizatorom i wynalazcom przemysłu metalowego.

CPT czynna jest w lokalu SIMP (Dom Technika) we wtorki od godz. 11 — 12.30, środy i piątki godz. 15.30 — 17.30.

TREŚĆ ZESZYTU Nr 12/49

		St.
	Depesza do <i>Generalissimusa Józefa Stalina</i>	345
	Konferencja Pomiarowa	346
I.	ARTYKUŁY OGÓLNE	
	<i>Prof. inż. Kazimierz Szarłowski</i> — Wykreślne sposoby wznaczenia drgań własnych skrętnych wałów korbowych silników spalinowych	347
	<i>Inż. Jerzy Łaszkiwicz</i> — Możliwość stosowania stali węglowych na węzownice przegrzewaczowe kotłów parowych	355
	<i>Inż.-mech. Romuald Wołk</i> — Ustalanie przedmiotów w przyrządach na dwóch kołkach ustalających	359
	<i>Inż. J. Kowalski</i> — Zagadnienie modernizacji parku maszynowego i urządzeń technicznych a plan 6-letni	356
	<i>Inż.-mech. Aleksander Tomaszewski</i> — Sposób pomiaru średnic podziałowych gwintów niesymetrycznych i analiza błędów	368
II.	PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ	
	S. S. — Gładkość powierzchni	370
III.	BIBLIOGRAFIA	372
IV.	WIADOMOŚCI SIMP	374

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

SOMMAIRE

	Телеграмма Генералиссимусу Сталину	345		Telegram to Generalissimo Stalin	345		Télégramme au Généralissime Staline	345
	Конференция по вопросам измерений	346		Conference of measures	346		Conférence des mesures	346
I.	ОБЩИЕ СТАТЬИ		I.	GENERAL ARTICLES		I.	ARTICLES GENERAUX	
	Начертальные методы определения собственных скручивающих вибраций в коленчатых валах моторов внутреннего сгорания	347		Graphical methods of finding the frequency of torsional vibrations of a multirotor system	347		Méthodes graphiques de détermination des vibrations de torsion des arbres vilebrequins des moteurs à combustion interne	347
	Возможность применения углеродистой стали к змеевикам перегревателей паровых котлов	355		Possibility of applications of carbon steels to superheater-serpentine in steam boilers	355		Les possibilités d'application des aciers au carbone pour les tuyaux des surchauffeurs de chaudières à vapeur	355
	Установка предметов на двух установочных штифтах	559		Fixation of objects on two fixing pins	359		Fixation des objets sur deux goujons à fixer	359
	Вопрос модернизации парка машин и технических оборудований в 6-летнем плане	366		The modernisation problem of the machine-train and of technical installations and the 6 years plan	366		Le problème de modernisation du parc des machines et installations techniques et le plan de 6 ans	366
	Метод измерения теоретических диаметров несимметрических винтов и анализ ошибок	368		Measuring method of pitch-diameters of asymmetrical threads and error analysis	368		Méthode de mesurage des diamètres de module des filets asymétriques et l'analyse des erreurs	368
II.	ПЕРЕСМОТР ТЕХНИЧЕСКОЙ ПРССЫ		II.	REVIEW of the TECHNICAL PRESS		II.	REVUE de la PRESSE TECHNIQUE	
	„Чистота поверхностей“	370		„Smoothness of surface“	370		„Rugosité de surface“	370
III.	БИБЛИОГРАФИЯ	372	III.	BIBLIOGRAPHY	372	III.	BIBLIOGRAPHIE	372
IV.	ОБЪЯВЛЕНИЯ С. И. М. П.	374	IV.	S. I. M. P. Bulletin	374	IV.	BULLETIN S. I. M. P.	374

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP — Warszawa

Redaguje kolegium redakcyjne: inż.-mech. Jerzy GRODECKI, inż.-mech. Adam MINCHEJMER, Prof. inż. Edmund OSKA, inż.-mech. Zbysław RAUSZER, Prof. dr inż. Bohdan STEFANOWSKI, inż.-mech. Adam Tadeusz TROSKO-
LAŃSKI.

Redaktor działu odlewniczego: Prof. inż.-mech. Kazimierz GIERDZIEJEWSKI.

Redaktor Wiadomości SIMP: Eugeniusz MAŁKIEWICZ, Sekretarz Generalny SIMP.

Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Mickiewicza 18.

Redaktor przyjmuje czwartek 9—11 i sobota 13—15.

Administracja czynna poniedziałki, środy i piątki od 9 do 15.

PKO Nr konta I 4665, tel. 10-62-26.

Cena zeszytu 12 — zł. 240.—



ERRATA

W artykule „W sprawie idealnych obiegów silników z wewnętrznym spalaniem“ *Prof. inż. Wiktora Wiśniowskiego* został opuszczony odnośnik do tytułu, wyjaśniający, że artykuł ten został wysłany przez Autora do redakcji Przeglądu Mechanicznego dnia 28 marca 1949 r.

Na str. 245 w wierszu 2 od góry, zamiast *prof. dr inż. Jerzego Dorokonta*
winno być: *prof. dr inż. Jerzego Dowkontta*.