

# PRZEGLĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY  
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

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

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

## Po Pierwszym Kongresie Nauki Polskiej

*Mgr inż. ADAM MINCHEJMER*

Pierwszy Kongres Nauki Polskiej był wspaniałą mobilizacją naszych naukowców i techników, którzy deklarując gotowość pełnego włączenia nauki do pracy nad wykonaniem zadań planu narodowego, przynieśli na Kongres przegląd swego dotychczasowego dorobku oraz zestawienie problemów i zagadnień, koniecznych dla podjęcia w celu realizacji zadań stawianych przez rozwój gospodarki i życia kulturalnego Polski Ludowej.

Referaty i opracowania Sekcji Budowy Maszyn i Technologii Mechanicznej oraz licznych wchodzących w jej skład podsekcji i grup problemowych podkreśliły kluczowe znaczenie przemysłu maszynowego. Jest on wytwórcą maszyn i narzędzi pracy, nie tylko dla swoich własnych potrzeb, ale przede wszystkim dla całego pozostałego przemysłu, rolnictwa, transportu, budownictwa i ma decydujący wpływ na rozwój sił wytwórczych społeczeństwa oraz na poziom wydajności pracy. Silny przemysł budowy maszyn jest nieodzownym warunkiem budowy socjalizmu — czyli ustroju, którego gospodarczym fundamentem jest wysoka technika i wysoka wydajność pracy, zapewniająca wysoki poziom życiowy i kulturalny.

W referatach tych zawarte zostały gruntowna analiza potrzeb rozwojowych poszczególnych dziedzin przemysłu maszynowego oraz bardzo obszerne zestawienie tematów i zagadnień, które powinny być podjęte przez nasz świat naukowy i techniczny w celu rozszerzenia i pogłębienia wytwórczości przemysłu maszynowego, a tym samym i podniesienia poziomu całego naszego życia gospodarczego.

Dyskusja nad tymi referatami w ramach Sekcji Budowy Maszyn i Technologii Mechanicznej oraz udział w ogólnych obradach Kongresu, który pozwolił skonfrontować nasze zamierzenia i poglądy z analogicznymi pracami innych kierunków nauki i techniki, przyczyniły się do jeszcze dokładniejszego sprecyzowania naszych zadań na przyszłość.

Na ogólnym tle, danym przez obrady Kongresu, pragnę tu przedstawić krótką próbę syntezy bardzo szerokiego wachlarza zagadnień, stojących przed naukowcami i technikami, związanymi z budową maszyn i technologią mechaniczną. Syntezę taką uważam za potrzebną dla szeregu względów. Działalność poszczególnych gałęzi przemysłu maszynowego jest powiązana nawzajem ze sobą oraz z działalnością innych dzie-

dzin przemysłu i życia gospodarczego, a poszczególne zagadnienia naukowo-techniczne lub produkcyjne nie ograniczają się tylko do zainteresowań jednej dziedziny. Rozwiązywanie poszczególnych zagadnień wymaga w wielu wypadkach równoległego lub kolejnego prowadzenia prac przez grupy różnych specjalistów. Na pozór różne zagadnienia obchodzące różne specjalności lub gałęzie przemysłu mają ten sam cel i ten sam sens, a ich opracowywanie może, a nawet powinno mieć ten sam przebieg. Ogólny, syntetyczny pogląd na naukowe i techniczne zagadnienia z dziedziny budowy maszyn i ich technologii potrzebny jest do właściwego ich postawienia, zaplanowania i przeprowadzenia.

Podstawowym punktem wyjścia dla każdej pracy naukowej z dziedziny techniki jest poznanie i zbadanie istoty zjawisk występujących podczas działania maszyny lub przebiegu procesu technologicznego oraz poznanie i zbadanie warunków towarzyszących użytkowaniu (eksploatacji) maszyny. W etapie tym w specyficzny sposób łączą się zagadnienia teoretyczne, które należy rozwiązywać w oparciu o podstawowe nauki fizyczno-matematyczne, z zagadnieniami praktycznymi, użytkowymi. Połączenie takie jest niezbędne, ponieważ każde nasze dociekanie powinno być skierowane do określonego, użytkowego celu, a określenie, gdzie się kończy teoria i zaczyna praktyka nie jest możliwe.

Bezpośredni cel takich wyjściowych badań może być różny, ale ich ogólnym zadaniem jest uzyskanie postępu technicznego. Gdy podstawą podjęcia prac jest plan produkcji, określający jej rodzaj i wymiary, bezpośrednim celem wyjściowym badań jest uzyskanie danych potrzebnych dla jak najlepszego i najwłaściwszego ukształtowania maszyny, lub przebiegu procesu technologicznego. Gdy natomiast podstawą podjęcia prac jest zadanie usprawnienia dotychczasowego typu maszyny lub pewnej dziedziny działalności, jak np. mechanizacja lub automatyzacja jakichś procesów, to bezpośrednim celem wyjściowych badań jest poszukiwanie nowych możliwości i nowych rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych.

W dziedzinie maszyn napędowych, czyli silników i przetworników, jak np. kotły, wyjściowe badania dotyczą przede wszystkim zjawisk cieplnych, właściwości paliw i czynnika pracującego oraz zjawisk mechanicznych i chemicznych, występujących podczas pracy silnika lub instalacji. Spośród podanych w planach, zgło-

zonych na Kongres, należą tu takie zagadnienia, jak dobór parametrów pary, wielkości i rodzajów turbin, badanie drgań łopatek i przepływów przez kanały rozprężne turbin parowych oraz badanie komór spalania, wymienników ciepła i wytrzymałości w wysokiej temperaturze łopatek turbin gazowych. Należą dalej badania nad właściwościami różnych paliw do kotłów parowych i nad ich przydatnością do różnych typów palenisk, jak również badania nad przebiegiem wtrysku paliwa i procesu spalania w silnikach spalinyowych, nad procesem powstawania mieszanki paliwowo-powietrznej w gaźniku i jej rozdziału między cylindry silnika samochodowego, wreszcie badanie nad ciekłymi, gazowymi i stałymi paliwami zastępczymi dla silników samochodowych i ciągnikowych, mające na celu określenie przydatności tych paliw, jak i konieczności konstrukcyjnego przystosowania silników do napędu tymi paliwami.

W dziedzinie maszyn roboczych, sprzętu i procesów technologicznych wyjściowe badania dotyczą przede wszystkim zjawisk fizycznych, a zwłaszcza mechanicznych, występujących w środowisku lub materiale, podlegającym działaniu maszyny lub narzędzia oraz zjawisk mechanicznych, będących skutkiem oddziaływania środowiska lub materiału na maszynę lub narzędzie. Występuje tu zwykle bardzo dużo powiązanych ze sobą czynników, z których wiele wychodzi poza zakres wiadomości i bezpośrednich zainteresowań mechanika i wymaga przy rozwiązywaniu współdziałania specjalistów z innych dziedzin technologicznych jak hutnictwo, ceramika itp. Ogólnym celem badań jest uzyskanie rozwiązań zapewniających prawidłowy i wydajny przebieg procesu technologicznego (lub transportowego), wykonywanego przez maszynę, przy równoczesnej jak największej sprawności energetycznej samej maszyny. W tej dziedzinie jest szczególnie ważne zbadanie i poznanie czynników, dotyczących eksploatacji i użytkowania maszyny. Powinna ona być nie tylko zdolna do prawidłowego wykonania pracy, ale trzeba także zapewnić trwałość, niezawodność oraz łatwość obsługi maszyny. Chodzi tu o zapewnienie ekonomiki używalności maszyny, w najszerszym tego słowa znaczeniu.

Do powyższych zagadnień należą np. badania nad działaniem i warunkami pracy maszyn budowlanych, roboczych i transportowych, maszyn oraz narzędzi dla górnictwa, maszyn włókienniczych, maszyn papierniczych, pomp, wentylatorów itp. Z dziedziny lotnictwa należą tu badania aerodynamiki dużych prędkości i przepływów laminarnych, sztywności i stateczności konstrukcji lotniczych, wytrzymałości konstrukcji lotniczych o powłokach cienkościennych. Z dziedziny pojazdów mechanicznych i maszyn rolniczych wchodzi tu zagadnienia wzajemnego oddziaływania podłoża oraz kół i gąsienic, mechanika pracy narzędzi rolniczych oraz ich współdziałanie z ciągnikiem, stateczność ruchu pojazdów mechanicznych, zagadnienia zawieszenia i obciążeń dynamicznych, technika eksploatacji samochodów i ciągników. Z dziedziny kolejnictwa należą tu np. zagadnienia wzajemnego oddziaływania pojazdów i toru, wpływu połączeń parowozu z tendrem na własności dynamiczne parowozu, zagadnienia resorowania wagonów, badanie strat ciepłych w wagonach różnego typu itp. Z okrętownictwa — zagadnienia z dziedziny mechaniki ruchu okrętów, urządzeń napędzających oraz konstrukcji i wytrzymałości kadłubów.

Do omawianej dziedziny należy też bardzo szeroki wachlarz zagadnień technologicznych z zakresu hutnictwa, walcownictwa, kuźnictwa, odlewnictwa, tłoczniactwa, spawalnictwa, obróbki skrawaniem oraz związanych z tymi procesami maszyn i narzędzi. Zagadnienia te obejmują właściwości metali w różnym stanie, zachowanie się metali podczas procesu przerobu, zjawiska fizyczne, występujące podczas tych procesów

w przerabianym metalu, oddziaływanie tych zjawisk na narzędzie i maszynę, zjawiska występujące w specjalnych urządzeniach jak żeliwiaki, piece, formy odlewnicze itp.)\*

Wyniki tego typu badań i prac pozwalają ustalić, co ma być zrobione, to znaczy jaki rodzaj maszyny lub narzędzia powinien być zbudowany, lub jaki proces technologiczny ma być zaprojektowany, aby mogły być spełnione zadania założone planem produkcyjnym lub technicznym. Zanim przystąpi się do realizacji takiej koncepcji trzeba jeszcze wiedzieć z czego i w jaki sposób można daną maszynę lub proces ukształtować.

Dochodzimy tu do drugiego zespołu podstawowych zagadnień naukowo technicznych, które dotyczą już nie poszczególnych kierunków budowy maszyn i które można traktować jako szeroko postawioną naukową dyscyplinę podstaw budowy maszyn. W skład tak pojętej dyscypliny wchodzi przede wszystkim teoria mechanizmów, wytrzymałość, elementy i części maszyn oraz techniczne materiałoznawstwo. Nauki te zajmują się podstawowymi zjawiskami, występującymi w samych maszynach oraz właściwościami użytych do ich budowy materiałów. Dążą one do ustalenia zasad najważniejszego kształtowania zespołów, elementów i części maszyn oraz do ustalenia zasad najważniejszego wykorzystania materiałów z technicznego i gospodarczego punktu widzenia.

Na tym odcinku zbyt wiele jeszcze korzystamy z tradycyjnych i przestarzałych zasad i danych, zbyt wiele jest empiryzmu, i pomimo że przemysł budowy maszyn ma za sobą bardzo bogaty przeszło 150-letni dorobek, wiele zagadnień nie jest jeszcze ostatecznie wyjaśnionych, zbadanych i rozstrzygniętych.

Wchodzą tu w grę np. następujące zespoły problemów:

1 — całokształt zagadnień wytrzymałości zmęczeniowo-kształtowej i wpływ na nią czynników takich, jak obróbka cieplna, zgniot, stan powierzchni, korozja oraz szczególne sposoby łączenia jak np. spawanie.

2 — zagadnienia tarcia w mechanizmach oraz używalności części i wpływ na te zjawiska środków i sposobów smarowania, doboru materiałów, gładkości i stanu powierzchni współpracujących, warunków i sposobów eksploatacji maszyny itp.

3 — rozszerzenie zakresu badań właściwości materiałów na specjalne właściwości mające znaczenie w budowie maszyn, jak np. zdolność do tłumienia drgań itp.

4 — poszukiwanie i badanie nowych stopów oraz materiałów nie metalowych, jak np. masy plastyczne i guma, nadających się do stosowania w budowie maszyn z określeniem najważniejszego zakresu ich stosowalności.

5 — zagadnienia łożyskowania tocznego oraz pokrewne zagadnienia wytrzymałości i trwałości części, w których występują bardzo duże obciążenia powierzchniowe.

6 — zagadnienia związane z racjonalnym kształtowaniem części kutych, tłoczonych, odlewów i konstrukcji spawanych — między innymi zagadnienie nowych kształtowników specjalnie przeznaczonych do konstrukcji spawanych.

7 — zagadnienia związane z kształtowaniem i obliczaniem przekładni zębatych i ślimakowych.

8 — zagadnienia obciążeń dynamicznych i drgań w napędach wszelkiego rodzaju.

9 — zagadnienia możliwości rozszerzenia na całą budowę maszyn rozwiązań konstrukcyjnych elementów stosowanych w wyspecjalizowanych dziedzinach, jak np. budowa samochodów lub samolotów.

\*) Zagadnienia dotyczące technologii zostały obszernie już omówione w referacie podsekcji Obróbki Skrawaniem, zamieszczonym w zeszycie 5/51 „Przeglądu Mechanicznego“.

W omawiany zakres prac wejdzie również szeroko rozwinięta i oparta na nowych podstawach normalizacja części i zespołów.

W dziedzinie technologicznej również są do podjęcia liczne prace naukowo-techniczne, dotyczące składowych elementów poszczególnych procesów, narzędzi, przyrządów oraz sprzętu, oczekujące na zbadanie, uporządkowanie, normalizację i unifikację.

Ogólnym celem wszystkich tych prac będzie stale tworzenie nowych podstaw do ekonomicznej produkcji coraz to lepszych, lżejszych, a zarazem trwalszych maszyn. Podnoszenie poziomu technicznego i mechanizację naszego przemysłu i gospodarki będziemy mogli uzyskiwać przy zużyciu mniejszej ilości materiałów — w pierwszym rzędzie żelaza — i przy mniejszym nakładzie kosztów produkcyjnych.

Wyniki obu omówionych poprzednio dziedzin prac naukowo-technicznych będą właśnie tymi „naukowymi podstawami konstrukcji“, o które konstruktorzy upominali się w toku dyskusji na Kongresie. Konstruowanie zaś maszyn oraz projektowanie określonych procesów technologicznych lub zakładów będzie dopiero właściwą realizacją wyjściowych prac badawczych.

Uważam tu za celowe podkreślenie faktu, że naprawdę wielki rozwój naszego przemysłu maszynowego i wynikający z niego ogólny rozwój gospodarki kraju będzie mógł być osiągnięty tylko w przypadku, jeżeli jego produkcja będzie oparta na własnej konstrukcji. W chwili obecnej korzystamy w szerokim zakresie z pomocy przodującej techniki radzieckiej, nie wolno nam jednak stale pozostawać daleko w tyle i ciąży na nas obowiązek wniesienia własnego wkładu do postępu technicznego zespołu Państw Demokracji Ludowej. Własna konstrukcja pozwoli dopiero rozwinąć zdolności twórcze naszej nowej kadry inżynierskiej i zapewni, że nasz przemysł i gospodarka zaopatrywane będą w maszyny najlepiej dostosowane do naszych warunków i potrzeb.

Prawidłowa praca konstrukcyjna zawierała zawsze i zawiera w swoim początkowym etapie omówione poprzednio elementy technicznej i gospodarczej analizy zadania, dla którego projektowana jest dana maszyna, oraz środków i możliwości jej wykonania. Na obecnym jednak poziomie rozwoju techniki i wobec zadań rozwojowych, stawianych naszemu przemysłowi maszynowemu, przemysłowe biuro konstrukcyjne dawniejszego typu nie może postawić swej pracy na potrzebnym poziomie. Nie możemy wymagać, by stosunkowo nieliczni przodujący konstruktorzy, czyli ludzie o wybitnych specjalnych uzdolnieniach konstrukcyjnych, byli równocześnie omnibusami, mającymi opanowany cały nader dziś obszerny zakres wiedzy technicznej. Z drugiej strony takie przemysłowe biuro konstrukcyjne nie ma środków do rozwijania obszernych badań o znaczeniu ogólnie technicznym.

Stąd też wynika konieczność wciągnięcia do współpracy jak najszerszego grona specjalistów oraz konieczność właściwej organizacji i koordynacji składowych części technicznego procesu twórczego, rozdzielonych między różne ośrodki lub między różnych ludzi.

Również wynikają stąd podniesione na Kongresie postulaty by przemysłowe Instytuty Badawcze, opierając się na współdziałaniu z uczelnianymi Instytutami Naukowymi, doprowadzały swe prace aż do zakończenia i wypróbowania konstrukcji oraz przygotowania produkcji — jak również postulaty, by Centralne Biura Konstrukcyjne przez odpowiednie ukształtowanie planów pracy, organizację, oraz wyposażenie mogły podejmować i przeprowadzać prace takie same i w tym samym zakresie co przemysłowe Instytuty Badawcze. Chodzi tu z jednej strony, by prace teoretyczno-naukowe doprowadzane były do stadium użytkowego, z drugiej zaś strony, by prace konstrukcyjne stawiane były na należytych poziomie naukowym. Chodzi o stworzenie właściwej współpracy naukowca z technikiem.

Konstrukcja jest centralnym punktem twórczości technicznej w dziedzinie budowy maszyn — nie jest jednak celem dla siebie samej. Zawiera ona w sobie elementy badawczo-eksperymentalne oraz elementy produkcyjne i rozбивa się na dwa etapy. Konstrukcja jest jedynym środkiem sprawdzenia słuszności postawionych hipotez naukowych i pierwszy jej etap obejmuje opracowanie rozwiązania eksperymentalnego, wykonanie prototypów i przeprowadzenie badań o charakterze naukowym, jak również użytkowym. Dopiero na podstawie uzyskanych wyników następuje opracowanie rozwiązania produkcyjnego, dostosowanego nie tylko do wymagań, wynikających z przeznaczenia maszyny, ale przede wszystkim do wymagań ekonomiczności wytwarzania oraz do warunków i rozporządzalnych środków produkcji. Na etapie tym do pracy konstruktora przyłącza się technolog, którego zadaniem jest zapewnienie dostosowania opracowywanej konstrukcji do wspomnianych wymagań produkcyjnych. Chodzi tu o coraz mocniej u nas podkreślane zagadnienie „technologiczności konstrukcji“.

Po zakończeniu etapu konstrukcyjnego główny ciężar pracy spada na technologów, którzy przystępują do szczegółowego opracowania całego procesu wytwórczego danej maszyny, a następnie bezpośrednio współdziałają z wytwórniami przy uruchamianiu i opanowywaniu produkcji.

Gdy produkcja jest już w toku, główny obowiązek doskonalenia i rozwijania wytwarzanej maszyny oraz jej technologii przechodzi już na samą wytwórnię, która gromadzi doświadczenie i ulepsza metody swej pracy. Wytwarzane maszyny w coraz większej ilości zasilają poszczególne gałęzie przemysłu, transportu lub gospodarki, pracownicy tych gałęzi nabierają coraz większego doświadczenia w posługiwaniu się nimi, coraz bardziej doskonalą się metody ich użytkowania. Gromadzi się olbrzymi zasób nowych technicznych danych i spostrzeżeń.

Ci wszyscy, którzy brali udział w poszczególnych etapach tworzenia nowej maszyny lub procesu, nie mogą zadawać sobie tylko wykonaniem powierzzonego im odcinka pracy. Powinni oni śledzić dalszy rozwój zapoczątkowanego przez nich dzieła i pomagać swym następcom. Badacz naukowy i konstruktor powinni trafić do wytwórni i użytkownika. Wytwórnia powinna też nawiązać współpracę z użytkownikami, pomagając im w opanowaniu ich wyrobów oraz w zorganizowaniu należytej gospodarki technicznej i obsługi. Do pomocy rusza tu potężna fala ruchu racjonalizatorskiego. Racjonalizatorzy z przemysłu maszynowego oraz gałęzi gospodarki, posługującej się maszynami, mogą i powinni wnieść bardzo wiele usprawnień do procesów technologicznych wytwarzania i użytkowania oraz ulepszeń konstrukcyjnych. Z tego wszystkiego rodzić się będą nowe wytyczne i wskazania dla nowych prac naukowych i konstrukcyjnych.

Proces postępu technicznego ma więc swoistą strukturę i logikę. W walce o jak najlepsze użytkowanie sił przyrody dla potrzeb i dobra ludzkości poszczególne grupy pracowników naukowych i technicznych mają ściśle określone zadania. Zadania te uzupełniają się i nawzajem są ze sobą powiązane. Rezultaty podejmowanych prac będą więc tym lepsze im gruntowniej przygotowane zostaną przez naukowców podstawy wyjściowe dla poszczególnych składowych kolejnych etapów prac oraz im lepiej zorganizowana zostanie współpraca poszczególnych zespołów pracowników naukowych i technicznych, realizujących te etapy. Wynika z tego konieczność postawienia we właściwy sposób zagadnienia planowania prac naukowych tak, aby one na prawdę mogły stać się dźwignią postępu technicznego i znajdować bezpośrednie zastosowanie do zadań stawianych przed naszym życiem przemysłowym i gospodarczym.

# Zasady doboru narzędzi mierniczych

Mgr inż. JAN OBALSKI

Artykuł omawia cechy charakteryzujące narzędzia miernicze (przełożenie wskazania (czułość), wartość działki, obszar mierniczy, błąd, rozrzut wskazań, nieczułość, dokładność) pozwalające ustalić zasady doboru narzędzi mierniczych. — W dalszym ciągu omówione są: wpływ niedokładności narzędzia mierniczego na wynik pomiaru, dobór wielkości dopuszczalnego błędu narzędzia zależnie od tolerancji przedmiotu mierzony oraz strona ekonomiczna pomiaru. — Podana w końcu artykułu tablica, zestawiająca cechy charakterystyczne niektórych narzędzi mierniczych warsztatowych, może być pomocną przy ich doborze.

Poza tym artykuł ma na celu ustalenie terminologii podstawowych pojęć metrologicznych. — Brak jednolitych zasad pod tym względem często utrudnia porozumienie.<sup>1)</sup> Artykuł dotyczy narzędzi mierniczych w ogóle, ze szczególnym uwzględnieniem jednak narzędzi warsztatowych.

## 1. Wstęp

Każde działanie, zależne od szeregu czynników, ma swe warunki optymalne, w których osiąga najlepszy wynik.

Jest to słuszne zarówno w dziedzinie organizacji pracy, w odniesieniu do której zasada ta znana jest pod nazwą *prawa harmonizacji*, jak i w tworzeniu dzieł techniki czy nauki. Konstruując jakikolwiek silnik i chcąc osiągnąć maksimum jego sprawności i trwałości, musimy zgrać z sobą szereg czynników jak np. moc, rodzaj i ilość paliwa, szybkość, siły działające, materiały elementów, ich wymiary, warunki eksploatacji itd.

O ile stwierdzenie to jest dla każdego rzeczą banalną, i każdy technik, jeżeli chodzi o konstrukcję maszyn i ich elementów, zasady tej przestrzega, to przeważnie w odniesieniu do pomiarów zapominamy o niej: mierzy się narzędziem, które jest pod ręką, nie wchodząc w jego właściwości miernicze ani w warunki, od których jest zależny prawidłowy wynik. Zdarzają się wypadki, gdy zamawiając przyrząd mierniczy zwraca się uwagę na jego nowość albo na to, że jakaś inna instytucja przyrząd taki już posiada, a cenę lub ładny wygląd uważa się za miarodajne wskaźniki jakości.

Tymczasem każde narzędzie miernicze posiada szereg cech dających się ściśle zdefiniować, które powinny być zharmonizowane z rodzajem projektowanego pomiaru.

Cech tych zawsze należy szukać w katalogach i świadectwach sprawdzenia, podawać przy zamówieniu i kierować się nimi przy pomiarze.

Rozważenie tych cech pozwoli ustalić szereg zasad doboru narzędzi mierniczych a także dać pewne wytyczne dla projektującego.

Cechy charakteryzujące narzędzie miernicze podzielić można na dwie, ściśle współzależne grupy: *metrologiczną* i *ekonomiczną*. Zajmiemy się kolejno każdą z nich.

## 2. Cechy metrologiczne narzędzi mierniczych

### a. Przełożenie wskazania

Istotną cechą każdego narzędzia mierniczego jest zależność zmiany jego wskazania od zmiany wielkości mierzonej.

<sup>1)</sup> Stosowana terminologia jest na ogół przyjęta w Głównym Urzędzie Miar.

Stosunek zmiany wskazania do zmiany wielkości powszechnie zwany „czułością“<sup>2)</sup> narzędzia mierniczego, nazywamy *przełożeniem wskazania*  $k^3)$ , gdyż jest to dosłownie *przełożenie* pomiędzy wielkością mierzoną a wskazaniem, a nie ma nic wspólnego z „czułością“, która stanowi inną cechę charakterystyczną narzędzia.

Tak więc np. w mikrometrze zmiana wskazania na bębenu o 1 działkę posiadającą długość 0,8 mm odpowiada przesunięciu śruby, a więc długości mierzonej o 0,01 mm, czyli przełożenie wskazania wynosi  $k = \frac{0,8 \text{ mm}}{0,01 \text{ mm}} = 80 \text{ mm/mm}$ .

W optymetrze, w którym odległość sąsiednich kres na obrazie wynosi 1 mm, a odpowiednia długość mierzona  $1\mu$ , przełożenie

$$k = \frac{1 \text{ mm}}{0,001 \text{ mm}} = 1000 \text{ mm/mm}$$

W narzędziach do mierzenia długości przełożenie posiada wymiar stosunku dwóch długości a więc zerowy, w innych narzędziach jest inaczej. Np. w wadze, w której dokładka 10 g na szalce powoduje przesunięcie końca wskazówki o działkę długości 2 mm, przełożenie wynosi

$$k = \frac{2 \text{ mm}}{10 \text{ g}} = 0,2 \text{ mm/g}$$

Porównywać można z sobą oczywiście, tylko przełożenia narzędzi służących do pomiaru tej samej wielkości fizycznej.

Większe przełożenie wskazania jest na ogół korzystniejsze, ale samo nie wystarcza do oceny narzędzia mierniczego. Przełożenie można zwiększyć dowolnie środkami czysto geometrycznymi (np. zwiększając średnicę bębena mikrometru), ale zwiększa się przez to jedynie *dokładność odczytania* wskazania, która stanowi tylko część *dokładności ogólnej* narzędzia. Często właśnie przełożenie nie jest zharmonizowane z innymi właściwościami narzędzia, sprawiając sugestię wysokiej jakości narzędzia.

Z przełożeniem wskazania łączy się pojęcie *wartości działki elementarnej*  $w^4)$ , pod którą rozumie się wartość mierzonej wielkości, odpowiadającą działce ograniczonej sąsiednimi kreskami, a więc w omawianym mikrometrze wartość działki wynosi 0,01 mm, w optymetrze  $1\mu$ , w ultraoptymetrze  $0,2\mu$ , w wadze 10 g. Prawidłowo skonstruowane narzędzie powinno dawać możliwość odczytania z dokładnością do 0,1 działki elemen-

<sup>2)</sup> Czuwstwielnost', sensitivity, sensibilité, Empfindlichkeit.

<sup>3)</sup> Ostatnio w literaturze radzieckiej wprowadzono analogiczny do „przełożenia wskazań“ termin „dieredatocnoje odnoszenje“ jako synonim: „czuwstwielnost'“.

<sup>4)</sup> Cjena dielenja, value of division, valeur de graduation, Skalenwert.

tarnej, przy czym tych dziesiątych działki nie należy uważać za bezwzględnie pewne. Oczywiście musi być zachowana zasada harmonii i np. grubość wskazówki czy innego wskaźnika musi być odpowiednio dobrana. Tak jak poprzednio omówione przełożenie, s a m a t y l k o w a r t o ś ć d z i a ł k i e l e m e n t a r n e j n i e c h a r a k t e r y z u j e j e s z c z e n a r z ę d z i a m i e r n i c z e g o .

Często stosuje się też *jednostkową wartość podziałki*  $q$  tj. wartość 1 mm podziałki; jest to oczywiście odwrotność przełożenia wskazania, więc np. w omawianym mikrometrze 1/80 mm/mm w wadze 5 g/mm. Wielkość ta ma szczególne znaczenie w takich narzędziach jak waga, gdyż pozwala łatwo obliczyć, ile trzeba dolożyć do szalki, aby uzyskać żadaną zmianę wskazania.

Wreszcie do charakterystyki podziałki potrzebna jest też *długość działki elementarnej*  $d^5$ ).

Długość działki nie powinna być zbyt duża, gdyż uniemożliwia to wykorzystanie przełożenia, ani zbyt mała, gdyż wtedy jest utrudnione odczytywanie. W każdym razie długość działki nie powinna być mniejsza od 0,6 mm; dla przyrządów, których wskazania odczytywane są z bliska, bez pośrednictwa przyrządów optycznych, długość optymalna jest od 1 do 2,5 mm. O niecelowości działek mniejszych od 0,6 mm przekonywa nas półmilimetrowa podziałka przymiarów rysunkowych, której zwykle unikamy.

Pomiędzy wielkościami  $k$ ,  $w$ ,  $d$ ,  $q$  zachodzą zależności

$$k \cdot w = d; \quad w = q \cdot d; \quad k = 1/q. \quad [1]$$

Zauważmy, że przy pomiarach masowych wielkości tolerowanych zaleca się unikać przyrządów z podziałką, której odczytanie zabiera dużo czasu, a należy w miarę możliwości stosować sprawdziany graniczne, ewentualnie z sygnalizacją świetlną lub dźwiękową dla stwierdzenia przekroczenia wymiarów granicznych.

#### b. Obszar mierniczy

Obszar mierniczy<sup>6)</sup>, nieraz nazywany zakresem pomiarowym wyraża zakres wielkości, które można zmierzyć narzędziem z przepisaną dokładnością. Na ogół, choć nie zawsze, obszar ten zbiega się z *obszarem wskazań*<sup>7)</sup> tj. obszarem podziałki.

Tak więc np. w suwmiarce z podziałką w granicach 0 ÷ 200 mm obszar wskazań pokrywa się z obszarem mierniczym; w manometrze sprężynowym jednak można mierzyć jedynie w granicach 1/3 do 2/3 górnej granicy podziałki a więc obszar mierniczy stanowi tylko 1/3 obszaru wskazań. Np. manometr o górnej granicy podziałki 150 at może być stosowany do pomiaru ciśnienia od 50 do 100 at.

Z drugiej strony można mówić o obszarze wskazań w odróżnieniu od obszaru mierniczego przyrządu jako całości<sup>8)</sup>. Rozróżnienie to jest istotne w narzędziach do pomiarów porównawczych, w których zasadniczo mierzymy tylko drobne różnice wymiarów wzorca i wyrobu, i obszar jest dostosowany tylko do tych różnic;

<sup>5)</sup> Długość dielenja, length of division, longueur de division, Teilstrichabstand.

<sup>6)</sup> Obszar izmierjenja, prediely izmierjenja, range of measurement, étendue de mesure, Messbereich.

<sup>7)</sup> Niem. Angabebereich.

jednakże ze względu na statyw i inne urządzenia pomocnicze nie można porównywać przedmiotów o wymiarach większych od pewnej granicy, co określa właśnie obszar mierniczy przyrządu jako całości. Tak więc np. optimetr pozwala mierzyć różnice w granicach  $\pm 0,1$  mm, zaś obszar mierniczy przyrządu jako całości czyli obszar mierniczy całkowity jest np. 250 mm.

W wielu narzędziach mierniczych mówi się o obszarze mierniczym w odniesieniu do różnych czynników dodatkowych mających wpływ na wynik pomiaru. Np. w wodomierzu, który mierzy objętość przepływającej wody, bardzo istotny jest obszar mierniczy pod względem natężeń przepływu (ilości  $m^3$  na godzinę).

Ogólną regułą przy ustalaniu obszaru mierniczego jest to, że im większa jest wymagana dokładność, tym węższy powinien być obszar mierniczy. Jest to zrozumiałe gdyż zwiększony obszar wymaga np. większych przesuwów, dłuższych prowadnic, skąd pochodzą większe luzy, większe odchylenia od prostoliniowości itd. Jeżeli wielkość mierzona może się zmieniać w szerokich granicach, to chcąc mieć wyższą dokładność, jest korzystne podzielenie całego obszaru na części i zastosowanie kompletu narzędzi. Z tego punktu widzenia za najdokładniejsze należy na ogół uważać narzędzia jednomiarowe, czego słuszność stwierdzamy np. w przypadku płytek wzorcowych.

#### c. Błąd wskazań

Błąd<sup>9)</sup> wskazań narzędzia mierniczego jest wielkością, która określa niezgodność pomiędzy rzeczywistą wartością wielkości mierzonej i wskazaniem narzędzia mierniczego.

Zależnie od rodzaju źródeł błędów mogą one być *systematyczne*, dające się obliczyć i uwzględnić w wyniku pomiaru w postaci poprawki, i *przypadkowe*, pochodzące od nieuchwytnych czynników i nie dające się ustalić ilościowo.

Przykłady błędów systematycznych: błąd wskutek wadliwego rozmieszczenia kreski podziałki, błąd wskutek stosowania narzędzia mierniczego w innej temperaturze, niż temperatura jego wzorcowania, błąd przekładni czujnika wskutek wykonania nieco innego stosunku dźwigni niż to wynika z założenia teoretycznego, błąd mimośrodowego umieszczenia skali itd. Przykłady błędów przypadkowych: błędy wskutek nieuchwytnych zmienności temperatury przy pomiarze, błędy wskutek tarć w mechanizmie przyrządu itd.

Na razie mówić będziemy tylko o błędach systematycznych. Zasadniczo nie są one szkodliwe, jeśli tylko znamy zależność ich wielkości od czynników, które je powodują np. gdy przy błędzie wskutek różnicy temperatury wzorcowania i pomiaru, znamy współczynniki rozszerzalności odnośnych materiałów. Jednakże nawet w przypadku, gdy temperatura otoczenia jest ściśle równa temperaturze wzorcowania możliwe są błędy wskutek przyjmowania temperatury mierzonego

<sup>8)</sup> Ros. „obszczyj priediel izmierjenja“.

<sup>9)</sup> Pogriesznost', error, erreur, Fehler.

przedmiotu lub temperatury wzorca jako równej temperaturze otoczenia. Należy pamiętać, że przedmiot metalowy, pomimo małej pojemności cieplnej, potrzebuje dość długiego czasu na wyrównanie temperatury z otoczeniem, jak tego dowodzi poniższa tablica podana przez *Berndta*:

Sprawdzian tłoczkowy				Czas wyrównania od	
Średnica mm	Wysokość mm	Ciężar G	5 do 1°C min	5 do 0,1°C (min h)	
30	15	83	16	66 ≈ 1	
30	28	154	31	104 ≈ 2	
60	30	660	83	348 ≈ 6	
60	48	1060	146	515 ≈ 9	
100	60	2150	175	785 ≈ 13	
100	60	3700	243	803 ≈ 14	
Płytki wzorcowe				Czas wyrównania od	
Długość mm	Wysokość mm	Szerokość mm	Ciężar G	od 5 do 1°C min	od 5 do 0,1°C (min h)
30	20	15	70	16	117 ≈ 2
60	25	20	235	32	293 ≈ 5
100	30	20	470	48	300 ≈ 5
500	średnica 25		1900	70	

Jeśli wziąć pod uwagę, że zmiana temperatury płytki wzorcowej długości 100 mm o 1°C zmienia jej długość o ok. 1,15μ i że dopuszczalny błąd środkowego wymiaru płytki nawet III klasy wynosi 1,3μ, to jasnym staje się konieczność bacznej uwagi na czynnik temperatury przy dokładniejszych pomiarach.

Do błędów systematycznych należą też odkształcenia spowodowane naciskiem pomiarowym. Stąd mogą powstać różnice wskazań przy stosowaniu różnych narzędzi o różnych naciskach, poczynając od 0 (np. przy czujnikach pneumatycznych), aż do kilkuset gramów (w czujnikach dźwigniowych).

Jak wspomnieliśmy istnienie błędów systematycznych nie jest w zasadzie szkodliwe, jeśli są one znane i uwzględnione są odpowiednie poprawki. Dotyczy to jednak tylko narzędzi laboratoryjnych. Natomiast w narzędziach mierniczych stosowanych w produkcji, obliczanie i uwzględnianie poprawek nie jest praktycznie możliwe. Dlatego dążyć należy w tym przypadku do posiadania narzędzi o możliwie małych, w stosunku do tolerancji wykonania, błędach systematycznych. Do sprawy tej powrócimy jeszcze w dalszym ciągu.

Wiele narzędzi mierniczych posiada urządzenia kompensujące zmienny wpływ różnych czynników i automatycznie sprowadzające wskazania do warunków normalnej temperatury, nacisku lub tp. Jest to pożądane, ale pod warunkiem możliwej prostoty tych urządzeń. Często komplikacja konstrukcji spowodowana tymi urządzeniami stwarza nowe źródła błędów i niweluje korzyści kompensacji. W ogóle błędne jest bezkrytyczne faworyzowanie narzędzi skomplikowanych i drogich. W wielu przypadkach bardzo prostymi środkami można osiągnąć nie mniejszą dokładność pomiaru niż narzędziami skomplikowanymi.

Aby uniknąć omyłek przy uwzględnianiu znaków + i - przy wartościach błędów, należy dążyć do tego, aby instytucje sprawdzające podawały błędy w po-

staci, w której nie zachodzi potrzeba wskazywania znaków, a więc np. „wymiar środkowy płytki jest większy o 0,8μ od wymiaru nominalnego“ albo „wskazanie mikrometru jest za duże o 2μ“.

Przy podawaniu błędu względnego (w %) należy go odnosić z reguły do wartości bezbłędnej.

#### d. Rozrzut wskazań

O wiele większe znaczenie niż błędy systematyczne, dla charakterystyki narzędzia mierniczego ma zmienność wskazań przy wielokrotnym powtarzaniu pomiarów w możliwie jednakowych warunkach. Zmienność ta jest właśnie skutkiem różnych błędów przypadkowych tkwiących zarówno w narzędziu mierniczym, jako też wynikających ze zmienności warunków otoczenia oraz obserwacji.

Błędy, które stąd wynikają, nie dają się obliczyć i skompensować poprawkami, można jednak na podstawie wielokrotnych pomiarów ustalić ich praktyczne maksymalne granice. Miarą tej zmienności wskazań jest tzw. błąd średni, inaczej rozrzut średni albo rozbieżność średnia<sup>10)</sup>. Miarę tę oblicza się w prostych pomiarach na podstawie wzoru

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{i=n} (M_0 - x_i)^2}{n-1}} \quad [2]$$

$x_i$  oznacza wynik  $i$ -tego z  $n$  pomiarów;  $M_0$  — średnią arytmetyczną z wyników tych  $n$  pomiarów.

Często ten błąd średni — dlatego właśnie, że jest nazywany błędem — fałszywie się rozumie: nie oznacza on, że w dowolnie wykonanym pomiarze błąd ten wyniesie  $\sigma$ , natomiast znaczy, że istnieje określone prawdopodobieństwo, że w dowolnie wykonanym pomiarze błąd ten będzie zawarty w granicach  $\pm |\sigma|$ . W rzeczywistości może wypaść też znacznie poza tymi granicami, choć jest to już na ogół mało prawdopodobne. Praktycznie uważa się granice  $\pm 3 |\sigma|$  za granice możliwych błędów przypadkowych. Dla charakterystyki zmienności wskazań narzędzia mierniczego nieraz podawana jest wartość błędu średniego  $\sigma$  a nieraz wartość potrójna jako tzw. błąd maksymalny.

Oczywiście mała wartość  $\sigma$  świadczy o zaletach narzędzia mierniczego. Wartość ta powinna w każdym razie stanowić niewielką część wartości działości elementarnej, na ogół nie więcej niż 0,3 tej wartości.

Rozrzut wskazań ma tym większe znaczenie dla pomiarów warsztatowych, że na ogół pomiary te wykonywa się bez powtórzeń, opieramy się zatem na jednorazowym wskazaniu.

Należy jednak zwrócić uwagę, że zupełna stałość wskazań narzędzia mierniczego, a więc brak rozbieżności, też nie świadczy dobrze o narzędziu. Może to

<sup>10)</sup> Średnia kwadratyczna pogriesznost' lub srednie kwadraticheskoe otklonienie; mean error lub root mean square (skrót rms); erreur moyen, mittlerer Fehler lub Streuung.

być też dowodem dużej nieczułości, pewnych lokalnych oporów lub niedopasowania przełożenia wskazania do obszaru mierniczego.

Należy pamiętać, że w miarę używania, rozbieżność wskazań na ogół rośnie, bowiem części ruchome wycierają się i rosną luzy.

Jeżeli mamy możliwość pomiar powtórzyć, to najbardziej prawdopodobnym wynikiem jest wtedy średnia arytmetyczna wyników wszystkich pomiarów; błąd średni tej średniej arytmetycznej jest mniejszy niż pojedynczego pomiaru i wynosi  $\frac{\sigma}{\sqrt{n}}$  gdzie  $n$  — liczba pomiarów; podobnie tzw. błąd maksymalny będzie  $\frac{3\sigma}{\sqrt{n}}$ . Średnia arytmetyczna z 10 pomiarów jest więc około 3 razy dokładniejsza niż wynik pojedynczego pomiaru.

Badanie narzędzia mierniczego pod względem rozbieżności może być wykonane łatwo przez wielokrotne (np. 5 ÷ 10 krotne) powtórzenie pomiaru tej samej wielkości.

Sposób wykonania tych powtórnych pomiarów może być rozmaity zależnie od postawienia zagadnienia:

1) czy chcemy wyznaczyć rozbieżność obserwacji tj. tylko różnice w odczytaniu z pozostawieniem innych czynników bez zmiany;

2) czy też rozbieżność wskutek przypadkowego ustania się pewnych elementów miernicznych;

3) czy wreszcie rozbieżność wyników pełnego pomiaru tj. z uwzględnieniem zmienności ogółu czynników mających wpływ na wynik pomiaru.

Przy badaniu narzędzia mierniczego w celu jego zasadniczej oceny jest rzeczą bardzo ważną stworzenie takich warunków pomiaru, aby móc wyodrębnić poszczególne źródła zmienności i badać wpływ każdego z nich oddzielnie. Dopiero wtedy możemy zdać sobie sprawę z istotnych wad narzędzia i możliwości ich usunięcia.

Jeżeli wielkości  $X_1, X_2, \dots$  obarczone błędami przypadkowymi  $\sigma_1, \sigma_2, \dots$  sumują się algebraicznie, to suma ta charakteryzuje się rozrzutem średnim wynoszącym

$$\sigma = \pm \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \dots} \quad [3]$$

Te różne źródła mogą pochodzić od poszczególnych elementów narzędzia mierniczego, od obserwatora, zewnętrznych warunków pomiaru itd.

Nie chciałbym tutaj wdawać się w teorię błędów, zwrócić tylko uwagę na dwie okoliczności.

Bardzo często przy analizie błędów wzór ten jest mylnie stosowany do błędów systematycznych. Jeżeli więc z różnych źródeł wynikają błędy systematyczne, dające się wyznaczyć, to można je uwzględnić jedynie w postaci poprawki, dodając bezpośrednio poszczególne wartości (z odpowiednim znakiem) do wskazania lub ogólnie — obliczając ich wpływ poprzez funkcję wiążącą rozpatrywane czynniki z wielkością mierzoną.

Natomiast wzór powyższy dotyczy tylko nieuchwytnych błędów przypadkowych (rozrzutu wskazań).

Dруга uwaga w sprawie tego wzoru dotyczy wpływu ogólnych składników na ostateczny wynik. Jest ona miarodajna raczej dla konstruktora niż użytkownika narzędzi miernicznych. Jeżeli założymy dla przykładu  $\sigma_1 = \pm 0,2$  mm,  $\sigma_2 = \pm 0,05$  mm,  $\sigma_3 = \pm 0,02$  mm, to otrzymamy

przy uwzględnieniu wszystkich trzech składników

$$\sigma = \pm 0,207 \text{ mm}$$

przy uwzględnieniu tylko dwóch pierwszych składników

$$\sigma = \pm 0,206 \text{ mm}$$

przy uwzględnieniu tylko pierwszego składnika

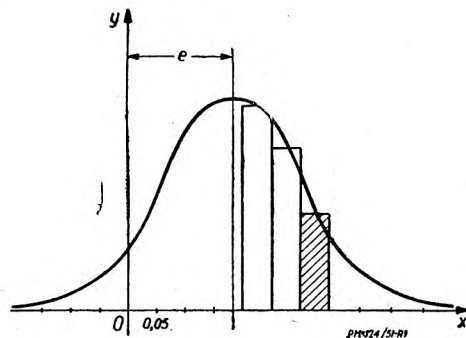
$$\sigma = \pm 0,2 \text{ mm}$$

Jak widać, jakkolwiek suma dwóch ostatnich składników jest 0,07 mm, co stanowi około 30% pierwszego, to jednak wpływ tych składników na ostateczny wynik wyraża się liczbą zaledwie 3,5% wpływu pierwszego składnika.

Daje to wskazówkę, że przy usuwaniu źródeł błędów narzędzia mierniczego należy zwracać uwagę tylko na źródła główne. Można więc pomijać źródła powodujące rozrzuty mniejsze od 0,1 największego rozrzutu.

Ważną okolicznością przy ocenie narzędzia mierniczego jest nie tylko wartość rozrzutu czyli błędu średniego  $\sigma$ , ale i *rozkład błędów*.

Jeżeli obszar wszystkich błędów  $x$  otrzymanych przy licznej serii  $n$  pomiarów podzielimy na przedziały np. po 0,05 mm i na każdym przedziale zbudujemy prostokąt, o wysokości proporcjonalnej do liczby pomiarów, w których stwierdzono błąd w granicach tego przedziału, to otrzymamy wykres częstości jak na rys. 1. Przy znacznym  $n$  można zastąpić linię łamaną przez krzywą ciągłą.



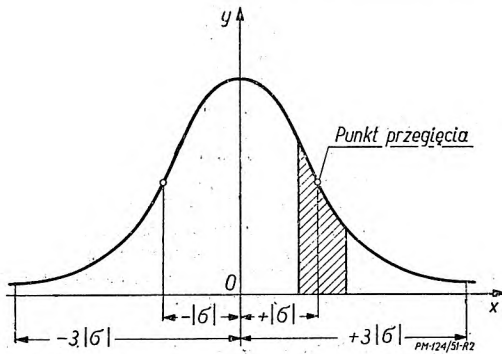
Rys. 1.

Gdy błędy są czysto przypadkowe i jest wiele równorzędnych źródeł wywołujących je, to krzywa jest symetryczna względem osi  $y$  i ma przebieg jak na rys. 2. Nazywa się wtedy *krzywą normalnego rozkładu błędów*, lub *krzywą Gaussa* a jej równanie jest

$$y = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} \quad [4]$$

gdzie  $x$  jest zmienną wartością błędu przypadkowego,  $\sigma$  — rozrzutem średnim,  $e$  — podstawą logarytmów naturalnych. Pole poszczególnych części krzywej rozkładu zawarte pomiędzy 2 rzędnymi i osią  $x$ , w stosunku do pola całej krzywej (przyjętego za 1) jest miarą prawdopodobieństwa, że przy dowolnym pomiarze błąd będzie zawarty w granicach wartości odciętych, wyznaczonych tymi rzędnymi. Dla krzywej Gaussa wartości błędów, które odpowiadają rozrzutowi  $\sigma$ , są odciętymi punktów przegięcia. Pole krzywej, które znajduje się

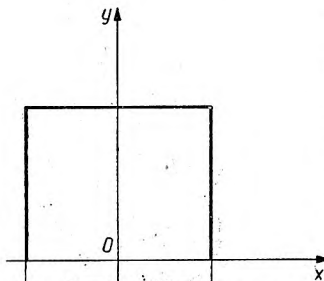
poza wartościami  $x = \pm |\sigma|$  wynosi ok. 32%, poza wartościami  $x = \pm |\sigma\sigma|$  wynosi 4,6%, zaś poza wartościami  $x = \pm |3\sigma|$  wynosi 0,27%, tzn. że prawdopodobieństwo otrzymania przy jednorazowym pomia-



Rys. 2.

rze błędów większego od potrójnej wartości rozrzutu średniego jest  $\approx 0,3\%$ . Im mniejszą rozbieżność wskazań daje narzędzie miernicze, tym krzywa jest smuklejsza i odpowiednia wartość  $\sigma$  jest mniejsza.

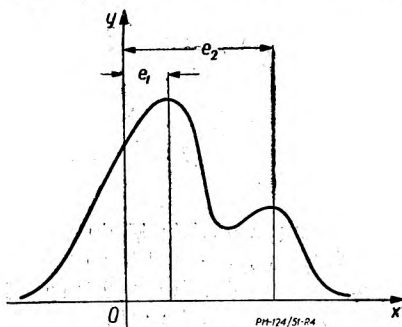
Jeżeli błędy nie odpowiadają wyżej podanym warunkom, to może się zmienić zarówno kształt jak i położenie krzywej. Tak więc np. krzywa na rys. 1 wskazuje na istnienie błędów systematycznych  $e$ . Przyczyną może być np. wywzorcowanie odnośnego przyrządu wzorcem o błędzie —  $e$ .



Rys. 3.

Linia rozkładu jak na rys. 3 świadczy o jednako prawdopodobnym błędzie w granicach  $\pm a$ , jak to się spotyka np. w przyrządach z zapadką, cofającą nieco wskazówkę po dojściu jej do położenia odpowiadającego wielkości mierzonej.

Rozkład według rys. 4 dotyczy narzędzia mierniczego, które posiada 2 główne źródła powodujące błędy systematyczne ( $e_1, e_2$ ) obok źródeł błędów przypadkowych. Może tak być w przypadku istnienia luzów. Podobny rozkład



Rys. 4.

otrzymuje się wtedy, gdy mamy pomieszane wyniki tego samego rodzaju pomiarów tym samym przyrządem mierniczym, dokonane przez 2 obserwatorów o różnych skłonnościach.

Podobnie jak w statystycznej kontroli produkcji krzywe rozkładu częstości pozwalają wyciągać cenne wnioski o wadach produkcji i sposobach zapobiegania im, tak samo w odniesieniu do badania narzędzi mierniczych dają one możliwość najbardziej obiektywnej oceny narzędzia, metody sprawdzania lub zdolności i sumiennosci obserwatora. Trudność sprawia jednak to, że dostatecznie pewną krzywą można nakreślić dopiero na podstawie bardzo wielu pomiarów.

#### e. Nieczułość narzędzia mierniczego

Charakterystyką pokrywającą się na ogół z rozrzutem jest *nieczułość narzędzia mierniczego*<sup>11)</sup>, dająca się określić jako wrażliwość na małe zmiany wielkości mierzonej. Przyczyną nieczułości są głównie tarcia i luzy. Muszą one być pokonane zanim przyrząd mierniczy zmieni swe wskazanie.

Miara nieczułości przyrządu jest maksymalna zmiana wielkości mierzonej, której odpowiada to samo wskazanie. Wartość tej nieczułości powinna odpowiadać drobnej części działki elementarnej. W miarę pracy narzędzia nieczułość na ogół wzrasta do czego przyczyniają się tarcia, zanieczyszczenia, rdza itp. Zbadać wielkość tej nieczułości można z łatwością, zmieniając bardzo ostrożnie wielkość mierzoną i obserwując wskazania. Rzecz jasna, nieczułość nie ma nic wspólnego z przełożeniem.

#### f. Dokładność narzędzia mierniczego

Pod *dokładnością*<sup>12)</sup> narzędzia mierniczego, podawaną zwykle w katalogach, rozumie się stopień pewności jego wskazania, podawany w postaci granic, których błąd przy normalnie wykonywanym pomiarze nie przekracza. O ile błędy systematyczne są wyeliminowane, to liczba określająca dokładność narzędzia mierniczego, pokrywa się z wyżej wspomnianym maksymalnym rozrzutem.

Dokładność uwzględnia zarówno błędy systematyczne jak i przypadkowe. Jeżeli np. jest podane w katalogu, że dokładność narzędzia mierniczego wynosi  $\pm 2\mu$ , to znaczy, że jest praktycznie pewne (teoretycznie b. prawdopodobne), iż wynik pomiaru tym narzędziem, dokonany prawidłową metodą i przez wprawno obserwatora, nie będzie się różnił od wartości rzeczywistej więcej niż o  $2\mu$ .

Tu należy podkreślić znaczenie *podawania* *dokładności* przy każdym pomiarze. Pomiar, przy którym nie orientujemy się w osiągalnej przy nim dokładności, nie jest właściwie pomiarem. Projektując jakikolwiek pomiar musimy zacząć od postawienia sobie pytania: *jaką jest potrzebna jego dokładność?* Zależnie od tego wybieramy tę lub inną metodę pomiaru i odpowiednie narzędzia miernicze. W wielu przypadkach, gdy chodzi o pomiary małej dokładności, kierujemy się do pewnego stopnia intuicją. Jeżeli np. chcemy zmierzyć szerokość stołu, aby sprawdzić czy przejdzie przez drzwi, to rzecz

11) Ros. „poróg czułości”; niem. Schwellenwort.  
12) Toczność; accuracy; exactitude; Genauigkeit.



oczywista nie zastanawiamy się nad dokładnością tego pomiaru i mierzymy pierwszym lepszym przyrządem składanym, którego błąd rzadko kiedy przekracza 1 mm i jest praktycznie w tym przypadku bez znaczenia. Ale takie postępowanie jest niedopuszczalne w praktyce warsztatowej.

Jeśli mamy zmierzyć wałek o średnicy 10 mm, którego tolerancja wykonania wynosi  $\pm 5 \mu$ , to musimy zastanowić się czy ze względu na dokładność wybrać suwmiarkę, mikrometr, optyometr lub wykonany z płytek wzorcowych sprawdzian różnicowy.

Przy doborze narzędzia mierniczego jest kardynalną zasadą, że należy posługiwać się narzędziem, którego dokładność jest ściśle szarmonizowana z wymaganą dokładnością pomiaru: dokładność narzędzia nie może być za mała, gdyż duży błąd narzędzia zmniejsza pewność pomiaru, nie powinna być też za duża, gdyż pomiar jest wtedy nieekonomiczny.

W szczególności trzeba przestrzegać zasady, aby nie stosować do pomiarów użytkowych narzędzi mierniczych w wzorcowych, przeznaczonych do sprawdzania innych narzędzi mierniczych i w ogóle należy mieć na uwadze hierarchię tych narzędzi pod względem dokładności.

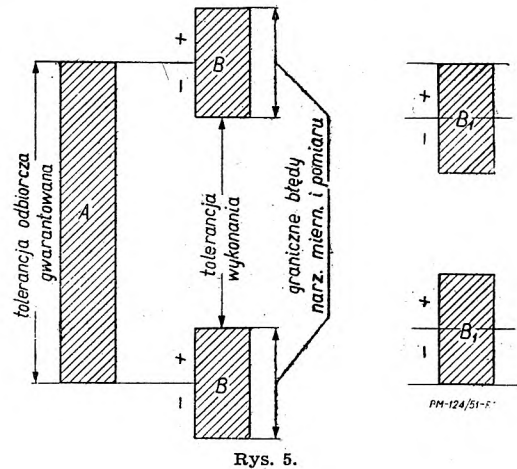
Jako regułę orientacyjną, ale często zupełnie wystarczającą przyjmuje się, że niepewność wskazań narzędzia mierniczego, określona jego dokładnością, nie powinna być większa niż 0,1 a najwyżej 0,2 tolerancji dla przedmiotu mierzonego. Warunek ten spełnia się dość dobrze dla sprawdzianów wyrobów średnio i mniej dokładnych klas i większych wymiarów, nie jest natomiast zachowany w tych przypadkach, gdy tolerancja jest b. mała. Wtedy owa niepewność dochodzi nawet do 0,5 tolerancji. Bardzo dobrze warunek ten spełnia się dla płytek wzorcowych w zastosowaniu do sprawdzania sprawdzianów np. dla płytki I klasy o długości 10 mm dopuszczalny błąd wynosi  $0,08 \mu$ , dla II klasy  $0,15 \mu$ , gdy tolerancja wykonania sprawdzianu tego wymiaru klasy 5-iej  $2 \mu$ , a tolerancja odbioru przedmiotu  $8 \mu$ .

Z drugiej strony wartość określająca niepewność wskazań, nie powinna w zasadzie przekraczać wartości 1 działki elementarnej. W przeciwnym przypadku podziałka nie byłaby należycie wykorzystana i odczytywanie z dokładnością, na jaką ona pozwala, nie byłoby celowe. W rezultacie jako normę orientacyjną dla narzędzi mierniczych z podziałką można przyjąć, że tolerancja przedmiotu mierzonego powinna odpowiadać 5 ÷ 10 działkom elementarnym lub nawet więcej.

#### Wpływ niedokładności narzędzia mierniczego na wynik pomiaru

Zasadniczo, gwarantowana tolerancja przedmiotu powinna obejmować również błędy narzędzia mierniczego i pomiaru. Jeżeli tolerancja odbiorcza wyraża się polem A (rys. 5), a graniczne błędy narzędzia mierniczego (łącznie z błędami pomiaru) — polami B, to aby niedokładność pomiaru nie powodowała dodatkowych braków, tolerancja wykonania przedmiotu musi być odpowiednio zmniejszona, co jest związane ze

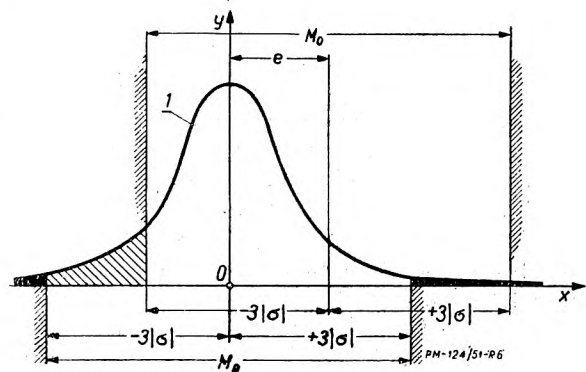
zwiększeniem kosztów produkcji. Zmniejszenie tolerancji wykonania jest równoznaczne z przesunięciem pól tolerancyjnych narzędzia mierniczego do położe-



Rys. 5.

nia  $B_1$ . Jeżeli np. dla wałka  $40^{+0,5}_{-0,5}$  przy błędzie granicznym narzędzia mierniczego i pomiaru  $= \pm 0,2$ , zacieśnimy tolerancję wykonania do  $\pm 0,3$  (czyli gdy skrajne wymiary wykonawcze będą 39,7 i 40,3), to w żadnym przypadku błąd narzędzia mierniczego (i pomiaru) nie spowoduje ani niesłusznego przyjęcia przedmiotu ani niesłusznego zbrakowania.

Sprawa nie jest jednak tak prosta jakby to wynikało z rys. 5 i powyższego przykładu, który nie uwzględnia prawdopodobieństwa rozkładu błędów narzędzia mierniczego ani wykonywanych przedmiotów. Aby to wyjaśnić wrócimy znów do wykresów częstości błędów.



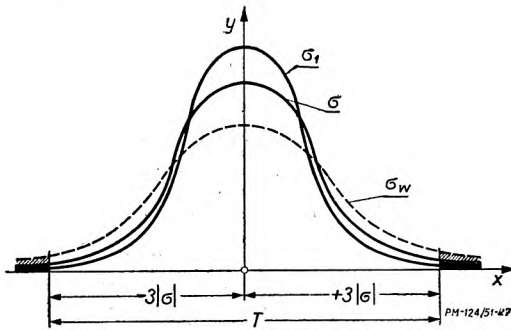
Rys. 6.

Niech krzywa 1 (rys. 6) będzie wykresem częstości błędów w wykonaniu serii przedmiotów. Tolerancja wykonania  $T$  niech odpowiada potrójnemu rozrzutowi średniemu  $\sigma$ , tzn. ilość braków (pola zaczerknione) przyjmujemy  $= 0,3\%$  (inaczej mówiąc dostosowujemy dokładność obróbki tak, aby mieć nie większą od 0,3% ilość braków). Jeżeli prawidłowo wykonane przedmioty (wg krzywej rozrzutów 1 rys. 6) były mierzone bezbłędnie przy obróbce a narzędzie miernicze odbiorcze będzie miało nieuwzględniony przy pomiarze błąd  $s$  systematyczny, np. miara jego będzie za duża o  $e$  (czyli wskazanie za małe), to wszystkie wyniki pomiaru będą za małe o  $e$ ; jeżeli

błędu tego nie uwzględnimy, to pola braków ulegną zmianie<sup>13</sup>). Pewna część przedmiotów o zbyt dużych wymiarach będzie niesłusznie przyjęta (część zaczerzonego pola po prawej stronie wykresu), a inna, znacznie większa część przedmiotów o wymiarach leżących w granicach tolerancji zostanie niesłusznie zbrakowana (pole zakreślowane po lewej stronie wykresu), jak to podaje poniższa tabelka

$e/T$	Niesłusznie przyjęto %	Niesłusznie zbrakowano %
0,1	0,12	0,68
0,2	0,12	3,46
0,5	0,12	49,9

W razie, gdy miara narzędzia będzie za mała o  $e$ , zmieni się jedynie to, że będą niesłusznie zbrakowane przedmioty nie o wymiarach bliskich danej granicy tolerancji, lecz górnej.



Rys. 7.

Zupełnie inaczej sprawa się przedstawia, gdy błąd narzędzia mierniczego jest *p r z y p a d k o w y*, tj. przy każdym pomiarze inny, określony pewną wartością rozrzutu  $\sigma_1$ . Wtedy rozrzut wypadkowy, stosownie do wzoru [3] na sumowanie błędów przypadkowych, będzie

$$\sigma_w = \pm \sqrt{\sigma^2 + \sigma_1^2} \quad [5]$$

Na rys. 7 krzywa, oznaczona przez  $\sigma$  wyobraża rozkład błędów wykonania przedmiotu w założeniu, że na stanowisku roboczym przy pomiarze nie popełniono błędów, zaś smuklejsza krzywa oznaczona przez  $\sigma_1$  — rozkład błędów narzędzia mierniczego w założeniu, że nie posiada ono błędów systematycznych. Jeśli założymy ponadto, że oba te rozkłady błędów stanowią krzywe *Gaussa* (wzór [5] nie wymaga zresztą tego założenia), to krzywa wyobrażająca rozkład błędów wypadkowych, jako sumy błędów wykonania i błędów narzędzia, będzie również krzywą *Gaussa* o rozrzucie średnim  $\sigma_w$  obliczonym z wzoru [5], a więc większym zarówno od  $\sigma$ , jak i od  $\sigma_1$ .

Gdyby narzędzie miernicze przy pomiarze odbiorczym nie wykazywało błędów przypadkowych, to pole braków odpowiadałoby zaczerzonym polom na rys. 7. Wskutek rozrzutu wskazań narzędzia mierniczego pole braków zwiększy się o zakreślowane części wykresu.

Ilościowe dane o tym są zawarte w poniższej tabelce. Pierwsza kolumna podaje stosunek dokładności na-

rzędzia mierniczego (pozbawionego błędów systematycznych) do tolerancji przedmiotu i stanowi odpowiednik wartości  $e/T$  w poprzedniej tabelce.

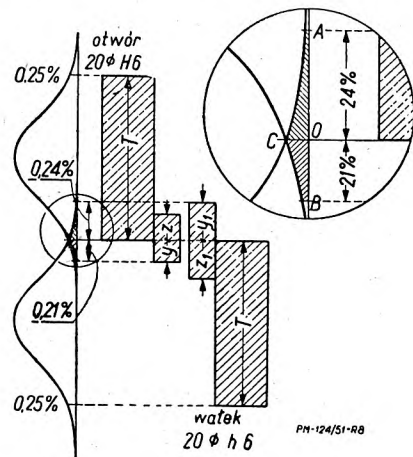
$e_0/T$	Dodatkowo zbrakowano %
0,1	0,00
0,2	0,05
0,5	0,46

Widzimy, że gdy narzędzie miernicze posiada tylko błędy przypadkowe w wyżej podanych granicach, to wpływ ich na wynik pomiaru jest znikomy. Nie można tego natomiast powiedzieć o błędach systematycznych. Przy małych tolerancjach wykonawczych już sama zmiana temperatury narzędzia o kilka stopni może spowodować duże trudności.

Powyższy rachunek ma jedynie znaczenie orientacyjne, gdyż oba rozpatrywane przypadki nie są całkowicie porównywalne, a poza tym rachunek ten jest podany dla błędów rozkładających się według krzywej *Gaussa*, co prawie nigdy ściśle nie zachodzi. Przede wszystkim rozkład częstości błędów wykonania przedmiotów może znacznie odbiegać od krzywej *Gaussa*. Wpływają na to różnego rodzaju czynniki systematyczne, lecz zmieniające się według pewnego prawa, podczas wykonywania partii przedmiotów jak np. stopniowe zużycie narzędzia obróbkowego, nagrzewanie przedmiotów. Szczególnie jaskrawe zniekształcenie krzywej *Gaussa* występuje przy obróbce na automatach, a jeżeli chodzi o wpływy cieplne, to przy obróbce szybkościowej. Ponadto przy samym mierzeniu występują nieraz błędy systematyczne związane z cechami psychicznymi pracownika, zniekształcające krzywą rozkładu; mogą one np. pochodzić z upodobań do pewnych wartości lub cyfr.<sup>14)</sup>

Należy zauważyć, że w obawie przed zniszczeniem obrabianej części robotnik celowo popełnia błędy systematyczne, starając się utrzymać wymiar raczej po stronie górnej odchyłki dla wałka (i dolnej dla otworu). Tego rodzaju błąd systematyczny wpływa jednak tylko na przesunięcie osi symetrii krzywej, nie zniekształcając krzywej.

Rys. 8 ilustruje wpływ błędów sprawdzianu na charakter pasowania. Krzywe rozkładu błędów odpo-



Rys. 8.

<sup>13)</sup> Na rys. 6  $M_R = I$  oznacza obszar przedmiotów „dobrych” przy bezbłędnym mierzeniu na stanowisku roboczym, a  $M_0$  oznacza obszar przedmiotów przyjętych przy bezbłędnym mierzeniu narzędziem, którego miara jest za duża o  $e$  na stanowisku odbiorczym.

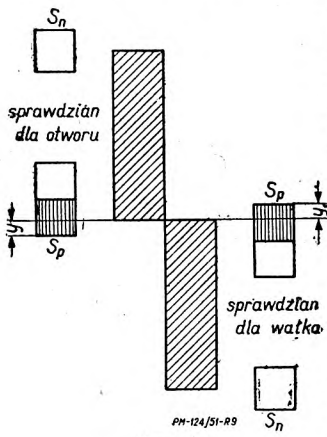
<sup>14)</sup> Najrozmaitsze zniekształcenia rozważane są bliżej w klasycznej książce N. A. Borodaczewa „Osnownyje woprosy teorii toczności produkcji”, Ak. Nauk ZSRR, 1950. Instytut Maszynoznawstwa Akademii Nauk ZSRR posiada kartotekę rzeczywistych krzywych rozkładu częstości, spotkanych w praktyce laboratoryjnej i fabrycznej.

wiadające polem tolerancji wałka i otworu, przyjęto jako krzywe *Gaussa* z tym, że części ich pól poza polem tolerancji wynoszą  $\pm 0,25\%$ . Wskutek istnienia odchyłek na zużycie  $y$  i  $y_1$  sprawdzianów, za dobrą będzie uznana przekraczająca swą tolerancję ilość wałków odpowiadająca polu *BCO*, oraz ilość otworów odpowiadająca polu *ACO*. Pierwsze z tych pól =  $0,21\%$ , drugie =  $0,24\%$ . Prawdopodobieństwo, aby przy przypadkowym składaniu para takich wałków i otworów odpowiadająca polom *ACO* i *BCO* zbiegła się z sobą, czyli aby zamiast pasowania suwliwego uzyskać przybliżone, wynosi  $\frac{0,24 \cdot 0,21}{100 \cdot 100} = \frac{1}{198500}$  a więc jest znikome.

Zatem omawiany wpływ jest bez znaczenia. Wniosek ten należy przyjmować jednak z ostrożnością (ze względu na wyżej podaną możliwość odstępstwa od krzywej *Gaussa*).

Uwzględniając to małe prawdopodobieństwo zbiegu skrajnych wartości błędów, normy sprawdzianowe na ogół pozwalają na pewne rozszerzenie tolerancji odbiorczych wyrobów, mianowicie przez dodanie części tolerancji wymiaru sprawdzianu. W przeciwnym przypadku należałoby bowiem zbytnio zwięzić pole tolerancji wykonawczej wyrobu, co szczególnie przy wysokich klasach dokładności, posiadających i tak małe tolerancje, prowadziłoby do nadmiernego podwyższania kosztów produkcji. Zasady tej trzymają się normy międzynarodowe ISA i radzieckie OST.

Przyjmuje się więc, że rozszerzenie tolerancji odbiorczych wyrobów dozwolone jest w wysokości równej przekroczeniu  $y$  (wzgl.  $y_1$ ) pola tolerancji zużycia sprawdzianu przechodniego poza linię zerową i połowy pola tolerancji wykonania sprawdzianu nieprzechodniego (rys. 9).



Rys. 9.

#### Ustalenie dopuszczalnego błędu narzędzia mierniczego

Przy doborze uniwersalnych narzędzi miernicznych niezależnie od poprzednio podanej orientacyjnej zasady o wielkości działki i tolerancji również stosowana jest zasada, że graniczny błąd narzędzia powinien być co najwyżej równy owej wartości  $y$  (względnie  $y_1$ ) dla sprawdzianów przechodnich.<sup>15)</sup>

Np. przy sprawdzaniu wałka  $\varnothing 60$  mm 8 klasy ( $T = 46 \mu$ ) wartość  $y_1 = 5 \mu$ . Do sprawdzenia należy więc użyć narzędzia o błędzie granicznym  $\leq 5 \mu$ . W tabelicy I znajdujemy, że warunkowi temu odpowiada mikrometr średniej klasy, o błędzie dopuszczalnym  $0,004$  mm. Gdybyśmy chcieli zastosować narzędzie miernicze o niższej dokładności, to byłoby to możliwe je-

<sup>15)</sup> Stosując ostrzejsze wymagania, zasadę tę odnosi się nie do granicznego błędu narzędzia mierniczego, ale granicznego błędu metody pomiaru, przy czym błąd narzędzia stanowi jeden ze składników. Chcąc mieć większą pewność należy tak właśnie postępować. Wymaga to jednak analizy źródeł błędów poszczególnych metod.

dynie pod warunkiem odpowiedniego zacieśnienia tolerancji wykonania. Np. można by zastosować do tego celu mikrometr niższej klasy o błędzie dopuszczalnym  $8 \mu$ , ale wtedy należałoby tolerancję wykonawczą wałka przyjąć o  $2 \cdot (8-5) = 6 \mu$  mniejszą niż w przypadku poprzednim.

Jednakże to zacieśnianie tolerancji wykonawczych posiada granicę, za którą przyjmuje się tolerancję wykonawczą wyrobu przy sprawdzaniu jego wymiarów sprawdzianami. Z tablicy tolerancji sprawdzianów (PN/N-1, tabl. 9) można obliczyć, że tolerancja wykonawcza stanowi na ogół  $60 \div 90\%$  tolerancji założonej (mniejsza liczba dla wyższych klas dokładności, większa — dla niższych). Dla małych średnic ( $1 \div 3$  mm) i wyższych klas dokładności wartość ta spada nawet do  $40\%$ . Zasada ostatnio podana jest zresztą znowu orientacyjna. Ostatecznie o zacieśnieniu tolerancji wykonania, bądź o zastosowaniu dokładniejszych narzędzi miernicznych decyduje kalkulacja kosztu.

Oparcie doboru uniwersalnych narzędzi miernicznych na podstawie wartości  $y$  dla sprawdzianów przechodnich może mieć zastosowanie tylko do klas dokładności wyrobów od 5 do 8, bowiem dla klas grubszych  $y = 0$ . W tym ostatnim wypadku należy opierać się jedynie na poprzednio podanej zasadzie, że błąd narzędzia nie powinien przekraczać  $0,1$  do  $0,2$  tolerancji odbiorczej wyrobów.

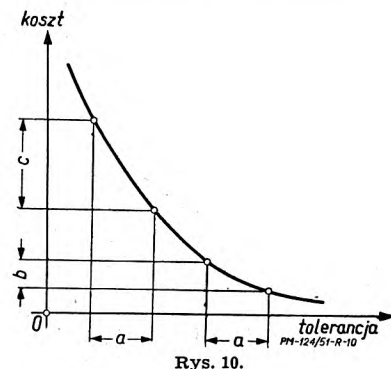
### 3. Cechy ekonomiczne narzędzi miernicznych

Koszt mierzenia jest istotnym czynnikiem przy doborze narzędzi miernicznych.

Jest to zagadnienie skomplikowane wobec wielu czynników, które należy przy tym uwzględnić. Próby teoretycznego rozwiązania tego zagadnienia podjął Berndt.<sup>16)</sup>

Rozpatrzmy tę sprawę jedynie pobieżnie.

Należy najpierw zwrócić uwagę, że ze zmniejszeniem tolerancji rośnie szybko zarówno koszt wykonania przedmiotu jak i sprawdzenia. Znany powszechnie jest wykres zależności tego kosztu od wielkości tolerancji (rys. 10). Wzrost kosztu wykonania a równoległe z tym i pomiaru jest mniej więcej hyperboliczny ze zmniejszeniem tolerancji wykonania.



Rys. 10.

Dwukrotnie zmniejszenie tolerancji w granicach wysokiej dokładności, kilkakrotnie podwyższa koszt

<sup>16)</sup> Było ono m. in. w r. 1934 przedmiotem dysertacji doktorskiej *Mueller*a pt. „Untersuchungen der Wirtschaftlichkeit von Geräten für technische Längenmessungen“.

pomiaru, zarówno wskutek konieczności stosowania kosztowniejszych narzędzi mierniczych, jak i specjalnych warunków zewnętrznych pomiaru a przede wszystkim znacznie większego czasu pomiaru. W związku z tym nasuwa się wskazówka dla konstruktora, iż tolerancje powinny być jak największe i ograniczone istotnymi potrzebami działania. Łatwo jest na rysunku napisać tolerancję np. 1  $\mu$ , ale konstruktor musi zdawać sobie sprawę z trudności wykonania i pomiaru.

Jeżeli wskutek analizy tolerancji okaże się, że istotnie są potrzebne bardzo małe tolerancje, to warto zastanowić się, czy nie dobrze byłoby zmienić konstrukcję, aby złagodzić wymagania.

Stąpmy jednak na gruncie, że tolerancje są ustalone i chodzi jedynie o dobór narzędzi mierniczych w ten sposób, aby koszt pomiaru był jak najmniejszy.

Rozpatrując wtedy wszystkie czynniki kosztu pomiaru, Berndt dochodzi do wniosku, że największy udział w koszcie posiada nie wykorzystanie całkowitej tolerancji wyrobu wskutek błędu narzędzia mierniczego, a nie koszt zakupu tego narzędzia.

Jeżeli np. ma być zagwarantowana tolerancja 10  $\mu$ , a niepewności pomiaru dla 2 różnych przyrządów mierniczych wynoszą 5  $\mu$  względnie 1  $\mu$ , to na tolerancję wykonania pozostaje 5  $\mu$  względnie 9  $\mu$ . Zmniejszenie tolerancji z 9  $\mu$  na 5  $\mu$  spowoduje niewątpliwie nie podwojenie ale uwielokrotnienie kosztów wytwarzania.

TABLICA I. Cechy charakterystyczne najpospolitszych przyrządów do pomiaru długości.

Nr	Nazwa przyrządu	Przełożenie wskazania	Wartość działki elem. $\mu$	Długość działki elem. mm	Obszar mierniczy wg podziałki mm	Obszar mierniczy całkowity mm	Błąd wskazań dopuszcz. ( $\pm$ ) w:		Nacisk pomiarowy G	Czas 1 pomiaru sek
							$\mu$	wartości działki element.		
1	Suwmiarka	1	noniusz 20 50 100	0.02 0.05 0.1	100÷4000	100÷4000	20 50 100	1		8
2	Mikrometr	100	10	1	25÷1000	25÷1000	2 4 8	0.2 0.4 0.8	500÷900	do 22
3	Czujnik z przekładnią zębatą - „zegarowy“	150	10	1.5	3 5 10	-	10 15 20	1 1.5 2	100÷250	3
4	Czujnik dźwigniowy - „Mikrometr“	1000 500 200	1 2 5	1	0.060 0.120 0.300	200	0.5 1 2	0.5 0.5 0.4	300÷400	3
5	Czujnik z przekładnią dźwigniowo-zębatą - „Ortotes“	900	1	0.9	0.2	200	1	1	250	3
6	Mikrometr z czujnikiem dźwigniowym - „Pasametr“ - GOST 4731-49	450	2	0.9	0.16	0÷25 25÷50	1	0.5	500÷900	4
7	Mikrometr z czujnikiem dźwigniowym - GOST 4381-48	660	2	1.3	0.04	0÷25 25÷50	1 - wg podz. dźwign. 3 - ogólny	0.5 1.5	200÷400	4
8	Czujnik sprężynowy - „Mikrokator“	5000 2000 1000	0.2 0.5 1	1	0.020 0.066 0.060	200	0.3 0.5 1	1.5 1 1	200÷300	4
9	Czujnik optyczny - „Mikrolux“	1000	1	1	0.14	150	0.2	0.2		3
10	Czujnik optyczny - „Optimetr“	1000	1	1	0.2	250	0.3	0.3	180÷220	pionowy 4 poziomy 60
11	Czujnik optyczny - „Ultraoptimetr“	5000	0.2	1	0.166	200	$0.04 + \frac{n}{2000}$ n - ilość działek od zera	$0.2 + \frac{n}{400}$	230÷270	3
12	Czujnik optyczny - „SIP Mi 6“	6000	0.1	0.6	0.020	100			75	3
13	Czujnik interferencyjny - Uwierskija	do 100000	0.2÷ ÷0.02		50	250	0.05		15÷45	10
14	Czujnik przeponowy	10000	0.5	5	0.02	250	0.2	0.4	100	6
15	Czujnik pneumatyczny	25000 10000 2500 1000	0.1 0.25 1 2.5	2.5	0.004 0.01 0.04 0.1	500	0.1 0.25 1 2.5	1	0	6 z manom. wodnym 3 z rotamotorem
16	Czujnik indukcyjny - Reishauer	16000 8000 4000 1600	0.25 0.5 1 2.5	4	0.010 0.020 0.040 0.100	180	0.1 0.2 0.4 1	0.4	50÷400 (nastawialny)	4
17	Czujnik elektronowy - Brown Sharpe	18000	0.5	4.5	0.005					4

Na ogół można powiedzieć, że dokładniejsze narzędzia miernicze są ekonomiczniejsze, ale dokładność ma też swe granice opłacalności.

Poza niewykorzystaniem tolerancji, drugim z kolei ważnym elementem ekonomicznym jest czas pomiaru. Zwłaszcza przy produkcji wielkoseryjnej i masowej ten element jest niezmiernie ważny. Stąd tendencja do rugowania pomiarów narzędziami uniwersalnymi i zastępowanie ich sprawdzianami ręcznymi a w następnej kolejności automatycznymi, dalej automatami wielowymiarowymi i maszynami sortowniczymi. Są to jednak przyrządy bardzo kosztowne. W naszych warunkach należałoby zwrócić szczególną uwagę na wprowadzenie różnych drobnych urządzeń ułatwiających pomiar i skracających jego czas. Sprzyja temu idea współzawodnictwa pracy, dająca pole pomysłowości i wynalazczości.

Wreszcie zwrócić wypada uwagę na wpływ trwałości narzędzia na koszt pomiaru. Tu przede wszystkim ma znaczenie materiał. Na tym polu zrobiono bardzo znaczne postępy w okresie wojny, przez zastosowanie węglików spiekanych, które przy

koszcie nie wiele większym niż stal, nadają sprawnym narzędziom trwałość kilkadziesiąt razy większą.

#### 4. Zestawienie cech metrologicznych niektórych narzędzi mierniczych warsztatowych

Dużą pomocą przy doborze narzędzi mierniczych do określonych pomiarów mogą być zestawienia tych narzędzi z obiektywnymi charakterystykami metrologicznymi. Takie tablice znajdują się w wielu podręcznikach obcojęzycznych, jednak rozbieżności w terminologii utrudniają orientację. Podaję tu podobne zestawienie (tablica I) opracowane na podstawie różnych źródeł katalogowych a w pierwszym rzędzie według I. E. Gorodeckija.

Niektóre dane tej tablicy dotyczą przyrządów określonych wykonań i w różnych wykonaniach tego samego typu mogą nieco się różnić.

#### Literatura

- I. E. Gorodeckij — Osnovy techniceskich izmierienij w maszynostrojenii, Maszgiz, Moskwa 1950.  
 G. Berndt — Ansprüche des Verbrauchers an Feinmessinstrumente, „Werkstattstechnik und Werksleiter“, r. 1938, z t. 23, str. 505 ÷ 514.  
 J. Obalski — Podstawowe pojęcie metrologii, PEM, Warszawa 1946.  
 Przepisy i instrukcje Głównego Urzędu Miar.

## Obliczenie wytrzymałościowe przekładni równoległej z uzębieniem prostym (dokończenie)

Mgr inż. EDWARD ŁYSAKOWSKI

### 5. Dopuszczalne współczynniki wytrzymałościowe

We wzorze [11] występuje stosunek  $\frac{B k_{gj}}{p_{s\ dop}^2}$ , ujmujący własności sprężyste i wytrzymałościowe materiału kół przekładni.

Ze względu na zmęczeniowy charakter niszczenia się zębów, zarówno  $k_{gj}$  jak i  $p_{s\ dop}$  zależne są od trwałości zębów.

Wielkość  $k_{gj}$  zależy od wytrzymałości materiału na zginanie i od krzywizny przejścia bocznej powierzchni zębów do walca podstaw.

W praktyce pomijamy wpływ krzywizny i przyjmujemy  $k_{gj}$  z tablic wytrzymałościowych, w których przyjęto nieograniczenie wielką ilość jednostronnych zmian naprężeń.

Dopuszczalne naciski  $p_{s\ dop}$  zależą od: rodzaju materiału, stanu powierzchni roboczej, oraz od założonej trwałości koła.

Ogólnie można określić je wzorem

$$p_{s\ dop} = \frac{CH}{x_H} \text{ kG/cm}^2$$

gdzie

- $C$  — doświadczalny współczynnik, zależny od rodzaju materiału i stanu powierzchni, roboczej,  
 $H$  — twardość materiału na powierzchni roboczej zęba,  
 $x_H$  — współczynnik zależny od żądanej trwałości koła.

Wg prof. W. Moszyńskiego<sup>1)</sup>  $C = 100$ ;  $H = H_B$

$\text{kG/mm}^2$ ;  $x_H = 2 \sqrt[6]{\frac{nT}{100 \cdot 2500}}$  gdzie  $n$  oznacza ilość zmian obciążeń w ciągu 1 minuty,  $T$  — przewidywany czas pracy przekładni w godzinach.

Średnie dopuszczalne naciski wyrażają się więc wzorem

$$p_{s\ dop} = \frac{100 H}{2 \sqrt[6]{\frac{nT}{100 \cdot 2500}}} \quad [15]$$

W II-gim tomie radzieckiej „Encyklopedii Budowy Maszyn“ podane są największe dopuszczalne naprężenia styczne  $\tau_{max\ dop}$ , a nie dopuszczalne naciski średnie, przy czym dane doświadczalne z zachowaniem współczynnika pewności 1,25, ujęte są w tablice w zależności od materiału zęba i sposobu utwardzenia jego powierzchni. Jak wspomniano wyżej, nacisk  $p_{max} = 2,88 \tau_{max}$  a więc  $p_{max\ dop} = 2,88 \tau_{max\ dop}$ ; średni

$$\text{nacisk } p_s = \frac{\pi}{4} p_{max} \text{ a więc } p_{s\ dop} = \frac{\pi}{4} 2,88 \tau_{max\ dop} = 2,24 \tau_{max\ dop} \text{ kG/cm}^2.$$

Podstawiając wartości oparte na danych doświadczalnych, zawartych w wymienionej „Encyklopedii“, otrzymamy:

dla stali przy twardości  $H_B \leq 350 \text{ kG/mm}^2$

$$p_{s\ dop} = 2,24 \frac{8H_B}{\sqrt[6]{\frac{N_c}{10^7}}} \text{ kG/cm}^2 \quad [16]$$

We wzorze [16]  $N_c$  oznacza łączną ilość zmian obciążeń aż do zużycia koła i wynosi  $N_c = 60 jnT$  ob-

<sup>1)</sup> Wykład Elementów Maszyn t. III.

ciążeń; przyjmuje się tu, iż w czasie 1 obrotu koła, powierzchnia robocza zęba pracuje  $j$  razy, przy jednokowym obciążeniu zęba siłą  $P$  za każdym razem gdzie:

$n$  — ilość obrotów koła na minutę,

$T$  — przewidywany czas pracy koła w godzinach.

Jeżeli łączna ilość zmian naprężeń  $N_c \geq 10^7$  należy do wzoru [16] przyjęc  $N_c = 10^7$ ; Rozumie się przez to, że jeżeli ząb wytrzyma  $10^7$  zmian obciążeń, to jest praktycznie niezniszczalny przez łuszczenie się powierzchni zęba.

Jeżeli twardość  $H_B > 350$  kG/mm<sup>2</sup>, wówczas

$$p_{s\ dop} = 2,44 \frac{80 H_{RC}}{\sqrt[6]{\frac{N_c}{10^7}}} \text{ kG/cm}^2 \quad [17]$$

Dla stali stopowych nawęglonych i hartowanych, przy twardości rdzenia  $H_{RC} > 40$

$$p_{s\ dop} = 2,24 \frac{100 H_{RC}}{\sqrt[6]{\frac{N_c}{10^7}}} \text{ kG/cm}^2 \quad [18]$$

przy czym  $H_{RC}$  oznacza twardość warstwy nawęglonej wg skali C Rockwella. Jako ilość zmian obciążeń, powyżej której powierzchnia nie ulega łuszczeniu, przyjęto we wzorach [17] i [18]  $N_c = 25 \cdot 10^7$ ; a więc gdy  $N_c \geq 25 \cdot 10^7$ , należy przyjąć  $N_c = 25 \cdot 10^7$  zmian<sup>6)</sup>.

Dla stali 0015 i 0020 nawęglonych i hartowanych

$$p_{s\ dop} = 2,24 \frac{70 H_{RC}}{\sqrt[6]{\frac{N_c}{10^7}}} \text{ kG/cm}^2 \quad [19]$$

Wzory [15 ÷ 19] można przedstawić w następującej postaci ogólnej

$$p_{s\ dop} = \frac{CH}{\sqrt[6]{\frac{N_c}{A}}}$$

lub oznaczając  $CH = p_{s\ obl}$

$$p_{s\ dop} = p_{s\ obl} \cdot \sqrt[6]{\frac{A}{N_c}} \text{ gdzie}$$

wg wzoru [15]  $A = 60 \cdot 100 \cdot 2500$

a wg wzorów [16 ÷ 19] wielkość  $A = 10^7$ .

Analizując wzory [15] i [18] zauważymy, że przy zmniejszaniu czasu  $T_{godz}$  pracy przekładni lub  $n$  obr/min, tzn. przy zmniejszaniu  $N_c$  mianownik ułamków maleje i  $p_{s\ dop}$  mogłoby osiągnąć wartości tak duże, że zniszczenie zęba nastąpiłoby nie przez zmęczeniowe działanie naprężeń stycznych, lecz przez przekroczenie ich doraźnej wielkości przy obciążeniu statycznym.

Należy więc podać wartość dopuszczalnych nacisków przy obciążeniu statycznym, której w żadnym przypadku nie należałoby przekroczyć. Wielkość tych nacisków może być równa wielkości nacisków doraźnych  $p_{s\ dor}$ , tj. takich, przy których występują pęknięcia lub trwałe odkształcenia powierzchni, podzielonej przez współczynnik bezpieczeństwa  $x_p \approx 2$ ; a więc

$$p_{s\ stat} = \frac{p_{s\ dor}}{x_p} \text{ kG/cm}^2 \quad [20]$$

6) Wzory [16] i [17] w okolicy twardości  $H_B \approx 350$  wykazują niezrozumiałą nieciągłość  $p_{dop}$  przy  $N_c > 10^7$  zmian obciążeń.

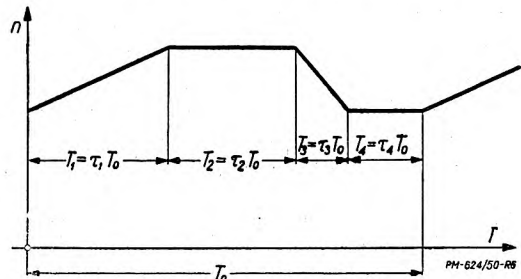
### 6. Obliczanie skutecznych wartości $n_m$ i $P_m$

Wzory [9] i [12] można stosować jedynie w przypadkach, gdy zarówno średnia siła obwodowa  $P$ , jak i ilość  $n$  obr/min, są stałe. Jeżeli natomiast wielkości te są zmienne, obliczenia należy przeprowadzić dla wielkości tzw. skutecznych  $P_m$  i  $n_m$ , tzn. takich, które będąc niezmiennie, wywołałyby taki sam skutek niszczący, jak zmienne  $P$  i  $n$ .

W przypadku zmiennej ilości obrotów  $n$  oraz stałej siły  $P$  obliczenie jest proste, gdyż

$$N_c = j \sum n_i T_i, \text{ lub } N_c = j \int_0^T n dT.$$

Jeżeli ilość obrotów  $n$  wałka zmienia się okresowo (rys. 6), przy czym czas trwania jednego okresu wy-



Rys. 6.

nosi  $T_0$  godz, a czasy trwania poszczególnych fragmentów okresu  $T_i = \tau_i T_0$  godz, możemy napisać:

$$N_c = N_{T_0} \cdot \frac{T}{T_0} = 60 j n_m T \text{ zmian, a stąd}$$

$$n_m = \frac{N_{T_0}}{60 j T_0} \text{ obr/min.} \quad [21]$$

Ilość obrotów  $N_{T_0}$  wałka wykonaną w czasie jednego okresu możemy obliczyć

$$N_{T_0} = \sum 60 j n_i T_i = \sum 60 j n_i \tau_i T_0 = 60 j T_0 \sum n_i \tau_i;$$

$$\text{zatem } n_m = \frac{N_{T_0}}{60 j T_0} = \sum n_i \tau_i \text{ obr/min} \quad [22]$$

lub przy zmianie ilości  $n$  obr/min w sposób ciągły

$$n_m = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} n dT \text{ obr/min.} \quad [23]$$

Gdy ilość obrotów  $n$  jest stała, a zmienia się tylko siła obwodowa  $P$ , obliczenie skutecznej siły  $P_m$  jest bardziej złożone. Możemy stwierdzić pewną analogię w warunkach pracy i sposobie niszczenia się powierzchni roboczych zębów i łożysk tocznych, oraz analogię w budowie ich wzorów wytrzymałościowych; można przeto w analogiczny sposób obliczać zęby przy zmiennych obciążeniach. Ze wzoru na naciski otrzymujemy

$$p_s^2 = B \frac{P}{b D_1} (1 + i) \leq p_{s\ obl}^2 \sqrt[3]{\frac{A}{N_c}} \text{ kG}^2/\text{cm}^4,$$

a po podniesieniu do sześciannu

$$B^3 \frac{P^3}{b^3 D^6} (1 + i)^3 \leq (p_{s\ obl}^2)^3 \frac{A}{N_c} \text{ (kG/cm}^2\text{)}^3;$$

lecz  $N_c = 60 jnT$  zmian, więc

$$\left(\frac{B}{bD}\right)^3 (1+i)^3 \cdot 60jP^3 nT \leq (p^2_{s,obl})^3 A \text{ (kG/cm}^2\text{)}^6,$$

a w przypadku siły  $P$  zmieniającej się okresowo w czasie  $T_o$  godz, przy czasie trwania poszczególnych fragmentów tego okresu  $T_i = \tau_i T_o$  godz

$$\left(\frac{B}{bD}\right)^3 (1+i)^3 \cdot 60j \Sigma P^3 \cdot n \cdot T_i \cdot \frac{T}{T_o} \leq (p^2_{s,obl})^3 A \text{ (kG/cm}^2\text{)}^6; \quad [24]$$

wprowadzając siłę skuteczną  $P_m$ , otrzymamy

$$\left(\frac{B}{bD}\right)^3 (1+i)^3 60j P^3_m nT \leq (p^2_{s,obl})^3 A \text{ (kG}^2\text{/cm}^2\text{)}^6 \quad [25]$$

Porównując lewe strony nierówności [24] i [25], otrzymamy

$$P^3_m = \frac{1}{T_o} \Sigma P^3_i T_i = \frac{1}{T_o} \Sigma P^3_i \tau_i T_o \text{ kG}^3,$$

lub ostatecznie

$$P_m = \sqrt[3]{\Sigma P^3_i \tau_i} \text{ kG.} \quad [26]$$

W przypadku zmiany siły w sposób ciągły

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{T_o} \int_0^{T_o} P^3 dT} \text{ kG.} \quad [27]$$

W przypadku jednoczesnej zmienności siły obwodowej  $P$  i ilości obrotów  $n$ , wzory [26] i [27] przyjmują postać bardziej ogólną

$$P_m \sqrt[3]{n_m} = \sqrt[3]{\Sigma P^3_i n_i \tau_i} = \sqrt{\frac{1}{60jT_o} \Sigma P^3_i N_i \text{kG(obr/min)}^{\frac{1}{3}}} \quad [28]$$

a przy zmianie  $P$  i  $n$  w sposób ciągły

$$P_m \sqrt[3]{n_m} = \sqrt[3]{\frac{1}{60jT_o} \int_0^{T_o} P^3 n dT} = \sqrt[3]{\frac{1}{60jT_o} \int_0^{NT_o} P^3 dN \text{kG(obr/min)}^{\frac{1}{3}}} \quad [29]$$

**7. Określenie współczynnika  $\kappa$  do wzoru [8]**

Przy jednostajnym obciążeniu przekładni średnią siłą obwodową  $P = const.$  zachodzący mogą chwilowe przeciążenia przekładni powtarzające się okresowo,

przy czym, jak oznaczono wyżej,  $\frac{P'}{P} = \frac{1}{k_k}$ . Przy

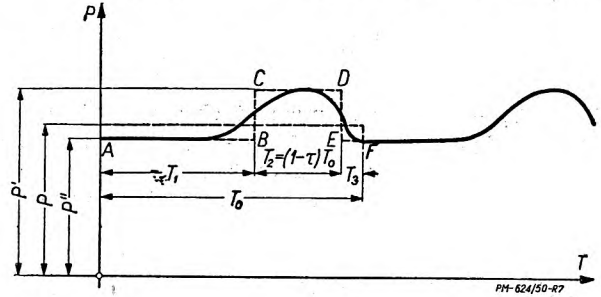
obliczaniu zęba na zginanie przyjęliśmy moment zginający pochodzący od siły  $P'$  przy największym momencie obrotowym; jednak przy obliczaniu zęba na naciski byłoby to niesłuszne, gdyż ze względu na zmęczeniowe działanie siły, o niszczeniu powierzchni nie decyduje wartość siły  $P'$ , lecz wartość siły  $P_m$ .

Rozpatrzmy przeto, jaki wpływ na trwałość zębów na chwilowe przeciążenie przekładni?

Przypuśćmy, że znamy wykres obciążeń przekładni w funkcji czasu  $P = \frac{2M}{D} = f(T)$ , przedstawiony

na rys. 7. Czas trwania jednego okresu zmiany obciążenia niech wynosi  $T_o$  godz.

Krzywą przeciążenia możemy zastąpić linią łamaną  $ABCDEF$ , przy czym czas pracy przekładni w stanie niedociążonym niech wynosi  $T_1 + T_3 = \tau T_o$  godz,



Rys. 7.

a wobec tego czas przekładni w stanie przeciążonym wyniesie  $T_2 = (1 - \tau) T_o$  godz.

Jeżeli oznaczyliśmy  $\frac{P'}{P} = \frac{1}{k_k}$  to najniższą wartość  $P''$  siły możemy łatwo wyznaczyć; mianowicie:

$$P'' = \frac{1}{\tau} P \left[ 1 - \frac{1}{k_k} (1 - \tau) \right] \text{ kG};$$

podstawiając do wzoru [26], otrzymamy wartość siły skutecznej

$$P^3_m = (P')^3 (1 - \tau) + (P'')^3 \tau \text{ kG}^3$$

$$P^3_m = \left(\frac{P}{k_k}\right)^3 (1 - \tau) + \left(\frac{P}{k_k} \frac{1}{\tau}\right)^3 \left[ 1 - \frac{1}{k_k} (1 - \tau) \right]^3 \tau \text{ kG}^3,$$

i ostatecznie

$$P_m = \frac{P}{k_k} \sqrt[3]{(1 + \tau) + \frac{1}{\tau^2} (k_k - 1 + \tau)^3} \text{ kG,}$$

albo, oznaczając

$$\sqrt[3]{(1 + \tau) + \frac{1}{\tau^2} (k_k - 1 + \tau)^3} = \kappa, \text{ otrzymamy} \quad P_m = \frac{P}{k_k} \kappa \text{ kG} \quad [30]$$

Współczynnik  $\kappa$  jest, jak widać, zależny od współczynnika przeciążenia  $k_k$  i od względnego czasu trwania przeciążenia  $(1 - \tau)$  przy czym  $1 \geq \kappa \geq k_k$  (patrz tablica III).

TABLICA III. Wartości współczynnika  $\kappa$

$k_k$	$\tau = 0,5$	$\tau = 0,6$	$\tau = 0,7$	$\tau = 0,8$	$\tau = 0,9$	$\tau = 1$
1	1	1	1	1	1	1
0,8	0,848	0,835	0,825	0,815	0,808	0,80
0,65	0,8	0,765	0,730	0,700	0,67	0,65
0,5	0,793	0,735	0,680	0,625	0,565	0,50

Gdy, niezależnie od chwilowych przeciążeń, zmienia się średnie obciążenie przekładni, lub gdy jedno koło napędza jednocześnie parę różnych kół zębatych, pracujących przy różnych siłach obwodowych, wzór [12] miałby postać

$$z_1 q_1 \geq B \frac{k_{gf}}{p^2_{s,dop}} (1+i) \frac{M_m}{M_{max}} \quad [31]$$

$$\text{gdzie: } M_m = \frac{1}{2} P_m D = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{1}{T_o} \Sigma P^3_i T_i} \cdot D = \\ = \sqrt[3]{\frac{1}{T_o} \Sigma M^3_i T_i}; \quad M_{max} = \frac{1}{2} P_{max} D \text{ kGcm,}$$

gdzie:  $M_m$  — skuteczny moment obrotowy niszczący powierzchnię roboczą zęba,  $M_{max}$  — największy ze średnich momentów obrotowych obciążający koło,  $M_i$  — średnie momenty obrotowe obciążające koło w poszczególnych okresach pracy.

Na zakończenie należy zaznaczyć, że omówiona metoda obliczania kół zębatach może być stosowana jedynie przy kołach walcowych z uzębieniem prostym; przyjęto tu bowiem równomierny rozkład sił na całej długości zęba. W kołach stożkowych i w kołach walcowych z uzębieniem śrubowym, rozkład siły obwodowej na jednostkę długości zęba nie jest równomierny, a dokładne ustalenie go jest trudne. Praktycznie można obliczać je przy pomocy tych samych wzorów, lecz w przewidywaniu nierównomiernego rozkładu siły obwodowej należy zmniejszyć dopuszczalne naciski  $p_{sdop}$  kG/cm<sup>2</sup>, poza tym iloczyn  $q_1 z_1$  należy wówczas rozumieć, jako iloczyn zastępczej ilości zębów przez odpowiadający jej współczynnik kształtu.

#### Przykład 1.

Obliczyć wymiary kół przekładni zębatach przenoszącej  $N = 50$  KM przy ilości obrotów wałka czynnego  $n_1 = 950$  obr/min o przełożeniu  $i = 1 : 2$  o trwałości  $T_{min} \geq 5000$  godz. Ruch równomierny, współczynnik przeciążenia  $k_k = 1$ . Przyjmijmy materiał koła czynnego stal 0016 o dopuszczalnych naprężeniach zginających jednostronnie zmiennych  $k_{gj} = 1200$  kG/cm<sup>2</sup>, powierzchnie robocze zębów nawęglone i hartowane do  $HRC = 60$ ; kąt przyboru zębów  $\alpha = 20^\circ$ . Z tablicy I znajdziemy  $B = 1,41 \cdot 10^6$ .

Według wzoru [17] możemy określić  $P_{sdop}$

$$N_c = 60 n T = 60 \cdot 950 \cdot 5000 = 28,5 \cdot 10^7.$$

Wobec tego, że  $N_c > 25 \cdot 10^7$  należy podstawić  $N_c = 25 \cdot 10^7$  wówczas

$$p_{sdop} = 2,24 \cdot \frac{80 \cdot 60}{6 \sqrt[6]{25}} \text{ kG/cm}^2$$

Ze wzoru [12]

$$z_1 q_1 = 1,41 \cdot 10^6 \cdot \frac{1200 \cdot \sqrt[3]{25}}{(2,24)^2 \cdot 80^2 \cdot 60^2} \cdot \frac{3}{2} = 64$$

( $\alpha = 1$  gdyż  $k_k = 1$ ).

Z tablicy II znajdujemy  $z_1 = 20$ ,  $q_{cI} = 3,29$ .

Ze wzoru [13] możemy określić moduł  $m$ . Założmy wykonanie dokładne wobec tego  $\lambda$  możemy przyjąć około 12.

$$c_{dop} = k_{gj} \cdot k_v \cdot k_k; \quad k_k = 1; \quad k_v = \frac{6}{6 + v};$$

szybkość obwodową  $v$  założmy na wycucie  $v \approx 5$  m/sek.

$$\text{Wobec tego } c_{dop} = 1200 \cdot \frac{6}{11} \approx 657 \text{ kG/cm}^2$$

Moment obrotowy  $M = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{50}{950} = 3780 \text{ kGcm}$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3780 \cdot 3,29}{12 \cdot 657 \cdot 20}} = 0,54 \text{ cm}$$

Wymiary  $b$  i  $D_1$  koła możemy określić, mianowicie

$$D_1 = 0,54 \cdot 20 = 10,8 \text{ cm} \\ b = 12 \cdot 0,54 = 6,48 \text{ cm}$$

Wobec tego, że moduł  $m$  musimy zaokrąglić do najbliższej wielkości znormalizowanej, a więc  $m = 0,55$  cm możemy zmniejszyć ilość zębów  $z$  zachowując średnicę  $D_1 = 10,8$  cm.

$$z_1 = \frac{10,8}{0,55} = 19,6 \text{ lecz } z_1 \text{ musi być liczbą całkowitą,}$$

a więc ostatecznie należy przyjąć

$$z_1 = 20, \quad m = 0,55 \text{ cm, } D_1 = 11 \text{ cm.}$$

Sprawdzimy obecnie założony na wycucie współczynnik  $k_v$

$$v = \frac{D_1 n_1}{1910} = \frac{11 \cdot 950}{1910} = 5,47 \approx 5,5 \text{ m/sek;}$$

$$k_v = \frac{6}{6 + 5,5} = \frac{12}{23}, \quad a_{dop} = 1200 \cdot \frac{12}{23} \approx 625 \text{ kG/cm}^2.$$

Ponieważ  $c_{dop}$  jest mniejsze niż przyjęte do określenia modułu należy określić szerokość wieńca z warunku wytrzymałościowego na zginanie zachowując moduł  $m$ . Ze wzoru [1] określimy szerokość wieńca:

$$b \geq \frac{P_{qc}}{m c_{dop}} = \frac{2 M_{qc}}{D_1 m c_{dop}} = \frac{2 \cdot 3780 \cdot 3,29}{11 \cdot 0,55 \cdot 625} = 6,6 \text{ cm.}$$

Ostatecznie więc wymiary koła czynnego są następujące:

$$m = 5,5 \text{ mm, } z_1 = 20, \quad D_1 = 110 \text{ mm, } b = 66 \text{ mm.}$$

Wobec tego, iż koło bierne posiada większą ilość zębów a zatem mniejszy współczynnik  $q_c$ , może ono być wykonane z materiału o mniejszej wytrzymałości na zginanie  $k_{gj}$  mianowicie wg wzoru [1] możemy napisać

$$m_1 = \frac{P q_1}{b_1 q_1} = \frac{P q_1}{b_1 k_{gj1} k_v} \text{ dla koła czynnego i}$$

$$m_2 = \frac{P q_2}{b_2 k_{gj2} k_v} \text{ dla koła biernego,}$$

a porównując  $m_1 = m_2$  i  $b_1 = b_2$

$$\text{otrzymamy } \frac{q_1}{k_{gj1}} = \frac{q_2}{k_{gj2}} \text{ i ostatecznie}$$

$$k_{gj2} = k_{gj1} \frac{q_1}{q_2} = 1200 \cdot \frac{2,75}{329} \approx 1000 \text{ kG/cm}^2.$$

Koło bierne może więc być ze stali 0012. W podobny sposób możemy określić najmniejszą twardość powierzchni roboczych koła biernego mianowicie

$$p_{s1} = 2,24 \cdot \frac{80 HRC_1}{6 \sqrt[6]{\frac{60 n_1 T}{10^7}}}$$

$$p_{s2} = 2,24 \cdot \frac{80 HRC_2}{6 \sqrt[6]{\frac{60 n_2 T}{10^7}}}$$

dzieląc stronami otrzymamy

$$\frac{HRC_2}{HRC_1} = \sqrt[6]{\frac{n_1}{n_2}} = \sqrt[6]{i} \text{ i ostatecznie}$$

$$HRC_2 = HRC_1 \sqrt[6]{i} = 60 \sqrt[6]{\frac{1}{2}} \approx 55.$$

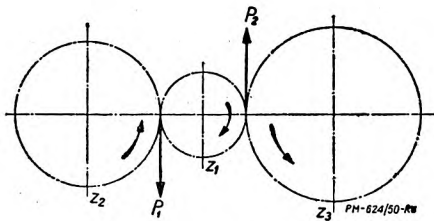
Otrzymane koło bierne jest więc następujące

$m = 5,5$  mm,  $z_2 = 40$  zębów,  $D_2 = 220$  mm,  $b = 66$  mm mat. stal 0012, powierzchnie robocze zębów nawęglone i hartowane  $HRC_{min} = 55$ .



Przykład 2.

Obliczyć przekładnię zębatą równoległą w której wał czynny napędza jednocześnie dwa wały bierne (rys.8) z których jeden pobiera moc  $N_1 = 40$  kW a drugi  $N_2 = 1/2 N_1$  kW



Rys. 8.

przy przełożeniu  $i_1 = i_2 = 1/3$ . Ilość obrotów wału czynnego wynosi  $n_1 = 1500$  obr/min, a trwałość 2000 godz. Moment obrotowy odbierany przez pierwszy wał bierny

$$M_1 = 71620 \frac{N_1}{n_1} = 71620 \frac{40}{500} = 1920 \text{ kGcm}$$

Siła obwodowa napędzająca pierwszy wał bierny

$$P_1 = \frac{2M_1}{D_1}$$

Moment obrotowy odbierany przez drugi wał

$$M_2 = 71620 \frac{N_2}{n_1} = 1/2 M_1$$

Siła obwodowa napędzająca drugi wał bierny

$$P_2 = \frac{2M_2}{D_2} = 1/2 P_1$$

Zęby koła czynnego pracują dwa razy w czasie jednego obrotu przy czym przenoszone siły obwodowe  $P_1$  i  $P_2$  nie są sobie równe. Skuteczną siłą niszczącą powierzchnię roboczą zęba określimy ze wzoru [26]

$$P_m^3 N_c = \Sigma P_i^3 N_i,$$

$$\text{lub } P_m^3 60 n_m T = \Sigma P_i^3 60 n_i T_i,$$

a ponieważ  $n_i = n_m = n_1$  i  $T_i = T$ ;

$$P_m^3 = \Sigma P_i^3 ;$$

$$P_m = \sqrt[3]{P_1^3 + P_2^3} = \sqrt[3]{P_1^3 + 1/8 P_1^3} = P_1 \sqrt[3]{1,125}$$

Mnożąc obie strony równania przez  $\frac{D_1}{2}$  otrzymamy

$$P_m \cdot \frac{D_1}{2} = P_1 \cdot \frac{D_1}{2} \sqrt[3]{1,125},$$

$$M_m = M_1 \cdot \sqrt[3]{1,125}$$

Podstawiając do wzoru [31] otrzymamy

$$z_1 q_1 = B \frac{M_m}{M_{max}} \cdot \frac{k_{gj}}{p_s^2 dop} (1+i)$$

Przyjmijmy materiał koła czynnego stal niklowa 1.3.15 o dopuszczalnych naprężeniach zginających  $1600 \text{ kG/cm}^2$  powierzchnie robocze zębów nawęglane i hartowane  $H_{RC} = 60$ .

Kąt przyboru zębów  $\alpha = 20^\circ$  — wykonanie dokładne. Z tablicy znajdziemy  $B = 1,41 \cdot 10^6$  dopuszczalne naciski średnie możemy określić ze wzoru [18]

$$N_c = 60 n_1 T = 60 \cdot 1500 \cdot 200 = 18 \cdot 10^7$$

$$p_{sdop} = 2,24 \frac{100 H_{RC}}{\sqrt[3]{18}}$$

$$z_1 q_1 \geq 1,41 \cdot 10^6 \cdot \frac{M_1 \sqrt[3]{1,125} \cdot 1600 \cdot \sqrt[3]{18}}{M_1 (2,24)^2 \cdot 100^2 \cdot 60^2} \cdot (1+1/3)$$

$$z_1 q_1 \geq 1,41 \frac{16 \sqrt[3]{20,25}}{5,6^2} \cdot 10^6 \cdot 4/3 \approx 46$$

Z tablicy II wynika że  $z_1$  może wynosić 10 zębów. Przypuścimy że ze względów konstrukcyjnych wynika, że najmniejsza

wartość  $z_1$  może wynosić 18, możemy więc przyjąć  $z_1 = 18$  i osiągnąć przez to zwiększoną trwałość zębów  $T$ , lub możemy przyjąć  $z_1 = 18$ , i zachowując trwałość zębów zmniejszyć wymaganą twardość powierzchni roboczych.

Obliczymy jaka najmniejsza twardość byłaby konieczna przy zachowaniu założonej trwałości  $T = 2000$  godz.

Dla  $z_1 = 18$  z tablicy II  $z_1 q_1 c = 61$

$$H^2 RC = B \frac{M \sqrt[3]{1,125} \cdot k_{gj} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_c}{10^7}}}{M_1 \cdot (2,24)^2 \cdot 100^2 \cdot z_1 q_1 c} (1+i)$$

lub ostatecznie

$$H_{RC} = \frac{1}{224} \sqrt{\frac{B \cdot k_{gj}}{z_1 q_1} (1+i)} \sqrt[6]{1,125 \frac{N_c}{10^7}}$$

$$H_{RC} = \frac{1}{224} \sqrt{\frac{1,41 \cdot 10^6 \cdot 1600 \cdot 4}{61 \cdot 3}} \sqrt[6]{20,25 \approx 52}$$

a więc przy  $z_1 = 18$  wystarczy twardość  $H_{RC} = 52$

Moduł zębów należy obliczyć dla największego z momentów obrotowych a więc dla  $M$ .

Zakładając na wyczcucie  $v = 6$  m/sek, oraz przy dokładnej obróbce  $v_0 = 6$  m/sek i  $\lambda = 12$  otrzymamy

$$v_{dop} = k_{gv} \cdot k_v = 1600 \cdot 0,5 = 800 \text{ kG/cm}^2;$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1920 \cdot 3,42}{12 \cdot 800 \cdot 18}} = 0,425 \text{ cm};$$

$$b = 12 \cdot 0,425 = 5,1 \text{ cm}; \quad D_1 = 0,425 \cdot 18 = 7,65 \text{ cm}$$

Sprawdźmy współczynnik  $k_v$

$$v_1 = \frac{D_1 n_1}{1910} = \frac{7,65 \cdot 1500}{1910} = 6,0 \text{ m/sek}$$

$$k_v = \frac{6}{12} = 0,5 \text{ tak jak założono}$$

Możnaby podobnie jak w przykładzie 1 określić najmniejsze wymagania wytrzymałościowe na zginanie i twardości powierzchni roboczych kół biernych. Moduły i szerokości wieńców muszą pozostać takie jak w kole czynnym, ilości zaś zębów określone są przełożeniem i wynoszą  $z_2 = z_3 = 54$  zębów. Przeprowadźmy ten rachunek dla koła biernego  $z_3$  jako przypadku większej różnicy obciążeń

$$m_1 = \frac{P_1 q_{c1}}{b \cdot k_v^3 \cdot k_{gj1}}, \quad m_3 = \frac{P_3 q_{c2}}{b \cdot k_v \cdot k_{gj3}} ;$$

porównując moduły otrzymamy

$$k_{gj3} = k_{gj1} \frac{P_1 q_{c2}}{P_3 q_{c1}} = 1600 \frac{1}{2} \cdot \frac{2,64}{3,42} = 616 \text{ kG/cm}^2.$$

Koło 3 można więc wykonać ze stali 0012.

Do obliczenia koła czynnego na naciski przyjęliśmy siłę

$$m = P_1 \sqrt[3]{1,125} = 2P_2 \sqrt[3]{1,125} \text{ dlatego, że przy 1 obrocie}$$

pracuje dwa razy przenosząc raz siłę  $P_1$  i raz siłę  $P_2$ , koło zaś  $z_3$  przenosi tylko jeden raz siłę  $P_2$ ;

dla koła czynnego możemy przeto napisać

$$p_{s1}^2 = B \frac{P_m}{b D_1} (1+i) = 100^2 H^2 RC_1 \sqrt[3]{\frac{10^7}{n_1 T}}$$

a dla koła biernego  $z_3$

$$p_{s3}^2 = B \frac{P_2}{b D_1} (1+i) = 80^2 H^2 RC_3 \sqrt[3]{\frac{10^7}{n_2 T}}$$

dzieląc stronami powyższe równania otrzymamy

$$\frac{P_1}{P_m} = \frac{80^2 H^2 RC_3}{100^2 H^2 RC_1} \sqrt[3]{\frac{n_2}{n_1}} = \frac{80^2}{100^2} \cdot \frac{H^2 RC_3}{H^2 RC_1} \sqrt[3]{i} \text{ skąd}$$

$$H_{RC3} = \frac{100}{80} H_{RC1} \sqrt{\frac{P_2}{P_m}} \cdot \sqrt{i} = 1,25 \cdot 52 \cdot \sqrt[6]{\frac{1}{8 \cdot 3 \cdot 1,125}} \approx 37$$

Ostatecznie więc koło biernie  $z_3$  mogłoby być wykonane ze stali 0012, o zębach nawęglonych i utwardzonych do twardości  $H_{RC} = 37$ .

# SŁOWNICTWO TECHNICZNE

## Mechanika drobna czy precyzyjna

Mgr inż. WŁADYSŁAW TRYLIŃSKI

Imponujący rozwój budownictwa maszynowego w ostatnim stuleciu byłby niemożliwy bez wszechstronnego wykorzystania nauki. Dla każdego, kto choćby przelotnie zetknął się z budową maszyn, jest oczywiste, że bez znajomości matematyki, mechaniki teoretycznej, termodynamiki i wielu innych teoretycznych i doświadczalnych gałęzi wiedzy niemożliwe byłoby zbudowanie dźwigni, obrabiarki, czy też silnika spalinowego.

Jeśliby jednak spytać fachowca z dziedziny budowy maszyn, czy wyrób mechanizmów takich jak: zegary, maszyny do pisania, maszyny do liczenia, szybkościomierze, obrotomierze jest również oparty o podstawy naukowe i bez nich niemożliwy — można wątpić czy otrzymalibyśmy tak kategoryczną odpowiedź. Znajomość zagadnień związanych z budową tych mechanizmów jest w Polsce mało rozpowszechniona i z tego powodu można się często spotkać z poglądem, że przy ich konstrukcji zagadnienia wytrzymałościowe, czy dynamiczne nie mają wielkiego znaczenia, gdyż siły i prędkości, które w tych mechanizmach występują, są małe i że budowa ich jest raczej polem popisu dla rzemieślnika niż konstruktora. Mała znajomość tych zagadnień jest również źródłem poglądu, że zasady budowy w tych mechanizmach elementów konstrukcyjnych takich jak koła zębate, łożyska i połączenia są te same, co w budownictwie maszynowym i polegają tylko na proporcjonalnym zmniejszeniu wymiarów. Te nieustalone poglądy znajdują odbicie w dziedzinie terminologii, brak jest bowiem nawet ścisłej nazwy omawianych mechanizmów. Te nieustalone poglądy znajdują odbicie w dziedzinie terminologii, brak jest bowiem nawet ścisłej nazwy omawianych mechanizmów. Jedni nazywają je *precyzyjnymi*, inni wzorując się na terminologii obcej wprowadzają nazwę: *mechanizmy drobne*.

Znaczenie *mechanizmów drobnych* (czy, jak inni chcą, *precyzyjnych*) we współczesnej technice staje się coraz większe, w krajach uprzemysłowionych kładzie się coraz większy nacisk na ich produkcję, a i nasz przemysł produkujący je już w tej chwili jest znacznie bardziej rozbudowany niż przed wojną. Dlatego też rozważmy czym są mechanizmy drobne, czy nazwy: mechanizmy drobne i precyzyjne określają to samo pojęcie i czym się różnią od konstrukcji maszynowych.

Synonimem wyrazu *precyzyja* jest *dokładność* (łac. praecidere — dokładnie przyciąć, franc. „précision“ i ang. „precision“ o znaczeniu takim samym jak polskie). A zatem *mechanika precyzyjna* jest to budowa mechanizmów o dużej dokładności. Jest to termin wieloznaczny, używany w następujących przypadkach:

1. Mechanizm czy przyrząd pomiarowy, mierzący dokładnie bez względu na dokładność wykonania części nazywamy precyzyjnym mając na myśli *wyniki jego działania*.

2. O kulce łożyska kulkowego, czy o średnicy zewnętrznej sworznia tłokowego silnika, lub o czopie osi zegarka mówimy, że są wykonane precyzyjnie, gdyż ich wymiary i kształt są utrzymane w wąskich granicach kilku setnych czy tysięcznych milimetra. W tym przypadku mechanizm nazywamy także *precyzyjnym* ale ze względu na *dokładność wykonania części*.

*Mechanizm dokładny* ze względu na *wyniki działania* może niekiedy mieć tylko kilka elementów wykonanych precyzyjnie i nie będzie z tego punktu widzenia mechanizmem precyzyjnym. W dalszych rozważaniach, terminu *precyzyjny* będę używał dla określenia mechanizmów *dokładnych* ze względu na *wykonanie części*.

Wymiary *mechanizmu precyzyjnego* mogą być zarówno duże jak i małe. Ze względu na wykonanie części, zarówno turbinę parową i jej elementy o średnicy 1 m, jak i zegarek kieszonkowy, czy płytki wzorcowe nazwiemy *precyzyjnymi*. Natomiast nazwa *mechanizm drobny* podkreśla tylko jedną cechę — małe wymiary mechanizmu. Ścisłej: nie chodzi tu o małe wymiary mechanizmu jako całości ile raczej o części działające, które niekiedy bywają wbudowane w dużą i ciężką osłonę. A zatem nie każdy mechanizm precyzyjny będzie mechanizmem drobnym (np. turbina parowa) i nawzajem: nie każdy mechanizm drobny musi być precyzyjny. Np. mechanizm ołówka automatycznego jest mechanizmem drobnym, ale mało precyzyjnym. Stąd wyciągamy wniosek, że pojęcie *mechanizm drobny* i *mechanizm precyzyjny* nie są równoznaczne i pokrywają się tylko w pewnym zakresie.

Poza niepokrywaniem się zakresów tych pojęć należy zwrócić uwagę na to, że *precyzyja* w *mechanizmach drobnych* jest innego charakteru niż w konstrukcjach maszynowych. Ponieważ ta właściwość mechanizmów drobnych jest mało znana, omówię ją z początku na przykładzie.

Rozważmy obrotowe pasowanie wału i łożyska  $\varnothing 50H9/f8$ . (A zatem pasowanie niezbyt dokładne).

Przy tym pasowaniu:

$$\text{średnica otworu wynosi } \varnothing 50H9 = \varnothing 50^{+0.062}$$

$$\text{średnica wałka wynosi } \varnothing 50f8 = \varnothing 50 \begin{matrix} -0.025 \\ -0.064 \end{matrix}$$

$$\text{i luz maksymalny wynosi } W = 0,126, \text{ a minimalny } L = 0,025.$$

Jeśliśmy narysowali w podziatce 1:1 przekrój powyższego wału i łożyska, sama grubość linii nie pozwoliłaby nam pokazać największego luzu.

Zbadajmy, jak analogiczne pasowanie wygląda w mechanizmie zegara: przypuścimy, że mamy do czynienia z czopem zegarowym średnicy 0,5 mm. Układ pasowań nie przewidyuje średnic tak małych, więc dane, które podam, są zaczerpnięte z praktyki konstrukcyjnej mechanizmów zegarowych.

Srednica otworu:  $\varnothing 0,5 \begin{matrix} +0,02 \\ -0,03 \end{matrix}$   
 Srednica czopa:  $\varnothing 0,5 \begin{matrix} -0,03 \\ -0,05 \end{matrix}$

A zatem luz maksymalny wyniesie  $\psi = 0,07$ , a minimalny  $\lambda = 0,03$ . Tolerancje wykonania średnicy czopa i otworu są podyktowane względami technologicznymi, ponieważ ich zacięśnianie podniosłoby bardzo koszty wykonania. A zresztą przy podanych tolerancjach można osiągnąć całkowicie dobre działanie. Stosunkowo duży luz minimalny jest spowodowany możliwością przesunięcia się wzajemnego płyt przy montażu, co byłoby przyczyną zacięcia się mechanizmu. Jeślibyśmy narysowali czop i otwór łożyskowy w podziacie 10 : 1, wówczas średnica nominalna czopa bez uwzględnienia skali wynosiłaby 50 mm, czyli tyleż co poprzednio rozważanego łożyska maszynowego, a luz maksymalny wynosiłby 8 mm, czyli stanowiłby 16% średnicy nominalnej (To samo w poprzednim przypadku łożyska maszynowego — 0,25%).

Gdybyśmy w podobny sposób rozważyli czop balansu zegarka kieszonkowego i łożyska w kamieniu łożyskowym o średnicy 0,1 mm to pomimo tolerancji wykonawczych otworu i łożyska wynoszących 0,0025 i luzu minimalnego 0,0075, luz maksymalny wynosiłby 0,0125, czyli 12,5% średnicy.

Powyższe porównanie wskazuje, że pasowania w łożyskach zegara czy zegarka, pomimo bardzo wąskich tolerancji wykonawczych, w z g l ę d n i e są bardzo niedokładne. Małe bezwzględnie, bo wyrażone w mikronach, luzy, które zwykle stosujemy w łożyskach tych mechanizmów, są w stosunku do średnic czopów tak wielkie, że przekraczają luzy względne w najbardziej zużytych łożyskach maszynowych.

Podobne zjawisko stwierdzimy, jeśli porównamy koła zębate mechanizmów drobnych i maszynowych. W bardzo niedokładnych kołach zębatych maszynowych przy bardzo niedokładnym wykonaniu rozstawienia otworów łożyskowych i przy dużych luzach łożyskowych niedokładność głębokości wżębienia się kół współpracujących nie przekroczy  $\pm 0,1$  modułu, przy kołach zaś zębatych w mechanizmach drobnych ta sama niedokładność wynosi zwykle około  $\pm 0,5$  modułu. Aby osiągać prawidłową współpracę kół pomimo tak dużego wahania się głębokości wżębienia i pomimo stosowania niekiedy bardzo małych ilości zębów (nawet 6 — powszechnie stosowana ilość zębów koła napędzanego w zegarach), mechanika drobna musi zastąpić normalną konstrukcję zazębienia zazębieniami specjalnymi, które nazywamy zegarowymi.

Powyższe przykłady wykazują, że precyzja mechanizmów drobnych precyzyjnych jest tylko przy małych wymiarach, natomiast w z g l ę d n a d o k ł a d n o ś ć tych mechanizmów jest bardzo mała. Ta bardzo mała względna dokładność mechanizmów drobnych a zwłaszcza bardzo drobnych, bo mniejsza niż w najbardziej nawet niedokładnych mechanizmach maszynowych, wywiera przemożny wpływ na konstrukcję omawianych mechanizmów. Właściwy dobór luzów i tolerancji jest tu zagadnieniem niezmiernie ważnym.

W zakres mechaniki precyzyjnej oprócz dokładnie wykonanych mechanizmów drobnych wchodzi dokładne narzędzia i sprawdziany. Tutaj dokładność wykonania nie jest spowodowana małymi wymiarami przedmiotów, lecz zadaniem, jakie mają one spełniać. Jeśli nawet są one małe pod względem wymiarów, nie dadzą się zaliczyć do mechanizmów drobnych.

Rozwój konstrukcji i produkcji mechanizmów drobnych datuje się od chwili zastosowania do nich metod produkcji masowej, szczególnie korzystnych przy ich wyrobie. Są to metody: tłoczenie z blachy, punktowe zgrzewanie oporowe, odlewanie wtryskowe, formowanie z mas plastycznych. Kształtowanie konstrukcji mechanizmów drobnych uległo bardzo poważnym zmianom dzięki wykorzystaniu tych metod produkcji i obecnie różni się znacznie od stosowanego przy mechanizmach maszynowych. Klasyczna nauka części maszyn podająca reguły kształtowania konstrukcji maszynowych zarówno z powodu małej dokładności względnej mechanizmów drobnych, jak i odmiennych metod ich produkcji znajduje małe zastosowanie w ich konstruowaniu.

W świetle powyższych rozważań słuszne się zdaje wydzielenie z budownictwa maszynowego mechanizmów drobnych, jako dziedziny mechaniki bardzo odmiennej.

Mechanikę drobną należy podzielić na: 1) precyzyjną, której precyzja co do wartości bezwzględnych niekiedy bardzo duża, względnie jest mała, i 2) nieprecyzyjną. Natomiast błędne jest nazywanie mechaniki drobnej — „mechaniką precyzyjną“, gdyż mechanika o dużych dokładnościach względnych jest także częścią budownictwa maszynowego i obejmuje wyroby wzorcarskie i narzędziowe, które z mechaniką drobną na ogół nie mają nic wspólnego.

Rozgraniczenie, które mechanizmy należy uznać za drobne, a które są już konstrukcjami maszynowymi, jest niekiedy trudne. Nie ulega wątpliwości, że zegarki, przyrządy tablicowe samochodowe, przyrządy pokładowe lotnicze, wszelkiego rodzaju liczniki, przyrządy matematyczne (planimetry, intergrimetry), aparaty samozapisujące, migawki fotograficzne — są na ogół mechanizmami drobnymi.

Maszyny do pisania i liczenia należy zaliczać również do mechanizmów drobnych, chociaż wiele elementów konstrukcyjnych w nich stosowanych nosi charakter maszynowy.

Natomiast maszyny do szycia, gaźniki samochodowe, różne urządzenia w wyposażeniu samolotów znajdują się na granicy mechanizmów drobnych i konstrukcji maszynowych.

Wydaje się, że jednym z najrozsądniejszych kryteriów granicy między mechanizmami drobnymi a konstrukcjami maszynowymi są wymiary średnicy stosowanych w nich wałków i otworów (poniżej ok. 6 mm) oraz wymiary modułów kół zębatych, (poniżej 1 — 1,5 mm).

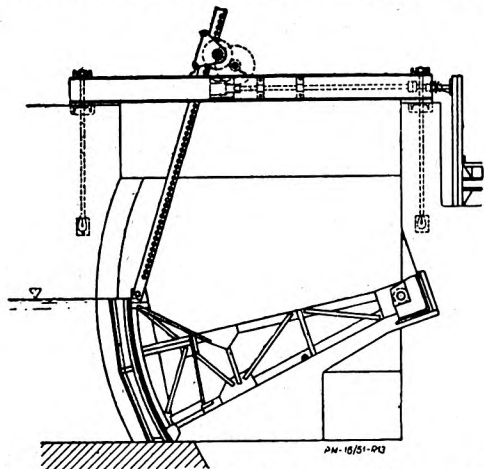
# POLSKA ENCYKLOPEDIA MECHANIKI

## Zakłady o sile wodnej (dokończenie)

Prof. dr inż. MICHAŁ BROSZKO

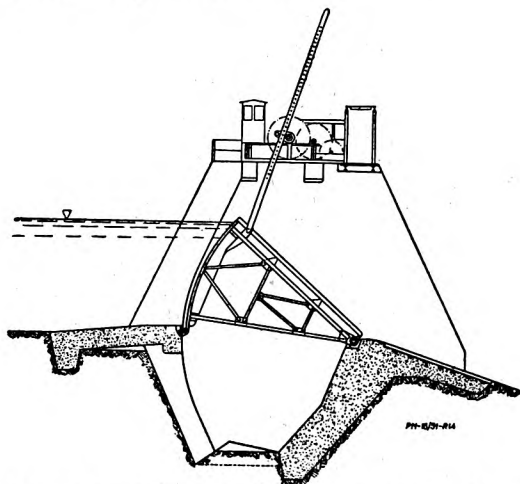
### c) Jazy odcinkowe

Organem zamykającym jazu odcinkowego jest zakrzywiona lub płaska ściana blaszana, usztywniona konstrukcją żelazną i przenosząca napór wody na łożyska obrotowe, osadzone na przyczółkach. Przy wielkim prześwicie jest niekiedy konieczne pośrednie podparcie wału. Jeżeli ściana zamykająca ma kształt kołowego walca, a oś obrotu pokrywa się z osią tego walca, to wypadkowa naporu przecina oś i nie posiada



Rys. 13. Jaz odcinkowy z odcinkiem usuwalnym przez jego dźwignięcie ponad zwierciadło wody.

momentu. Do uruchomienia odcinka stosuje się napęd elektryczny za pomocą łańcucha *Galla* przy rezerwowym napędzie ręcznym. Otwieranie otworu jazowego odbywa się przez podniesienie odcinka (rys. 13), lub przez jego zagłębienie w odpowiednim wykroju progu (rys. 14). W tym ostatnim wypadku górna płaszczyzna odcinka musi być oszalowana.



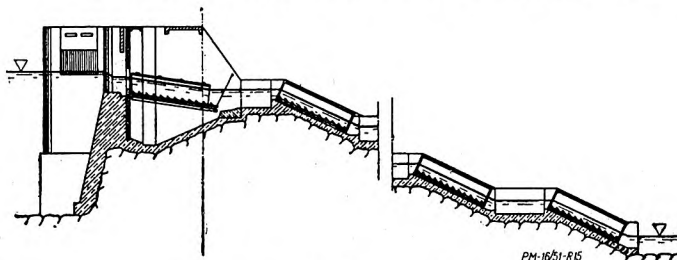
Rys. 14. Jaz odcinkowy z odcinkiem usuwalnym przez jego zagłębienie w wykroju progu.

Zalety jazów odcinkowych: Małe opory tarcia. Możliwość zastosowania jednostronnego napędu. Możliwość stosowania wielkich prześwitów.

Wady jazów odcinkowych: Silny nacisk na łożyska. Ciężka konstrukcja stalowa. Wysoki koszt (droższe niż jazy zastawkowe). W wypadku jazów o odcinku zagłębionym bardzo droga podbudowa.

### Wykonanie jazów ruchomych oraz urządzenia dodatkowe

*Filary skrajne* (skrzydła) jazów ruchomych muszą sięgać głęboko w nadbrzeże, a *filary środkowe* powinny być możliwie smukłe. Podbudowę jazów ruchomych wykonywa się zazwyczaj z żelbetu i chroni się ją przed niszcącym działaniem wody i piasku przez wyłożenie jej drewnem, płytami granitowymi lub stalowymi, zaś przed podmywaniem za pomocą palisady. Część podbudowy poniżej otworu zamykanego musi być zabezpieczona przeciw niszcącemu działaniu wód powodziowych, przez solidne wykonanie jej w betonie lub murze i przez wyłożenie ciężkimi kamieniami lub



Rys. 15. Przepławka dla ryb.

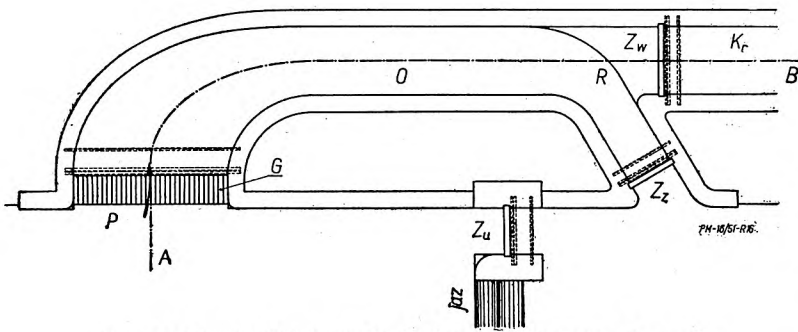
belkami drewnianymi. Zarówno w skrajnych jak i w środkowych filarach należy umieścić po obydwu stronach otworu zamykanego wneki, umożliwiające szczelne zamknięcie otworu, za pomocą drewnianych ścianek (rys. 7), na czas naprawy przestawialnych organów jazu ruchomego. Przy projektowaniu jazu należy pamiętać o konieczności urządzenia przepustów dla tratw na rzekach spławnych oraz przepławek dla ryb. (rys. 15).

### 3. Urządzenia służące do wprowadzania wody do kanału roboczego

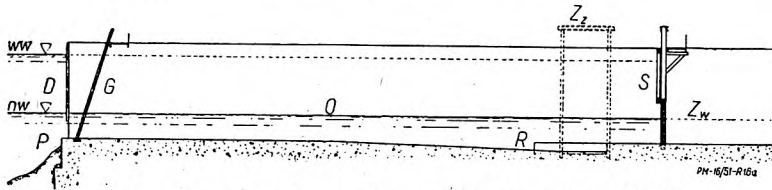
Zadaniem urządzeń służących do wprowadzania wody do kanału roboczego (wzgl. do sztolni lub rurociągu — a przy małych spadach wprost do turbiny) jest powstrzymanie rumowiska, kry, oraz wszelkich unoszonych przez wodę grubszych przedmiotów (kłody itp) przed wtargnięciem do kanału, oraz usuwanie drobniejszych zanieczyszczeń (żwir, piasek), które zdołały przedostać się do jego wstępnej części.

Urządzenia służące do wprowadzania wody do kanału roboczego składają się z części następujących:

a) *Próg* przy wlocie do kanału dopływowego utrudnia rumowisku wtargnięcie do osadnika (rys. 16 i 16a). Grzbiet tego progu powinien być nachylony do poziomu, aby mógł powstrzymać pęd rumowiska do przedostawania się przede wszystkim przez tę jego część, która jest najbardziej odległa od jazu. W ten sam sposób powinno być nachylone do poziomu dno przed progiem, aby ułatwić usuwanie nagromadzonego przed



Rys. 16. Wprowadzenie wody do kanału roboczego; P — próg przed grabiami, G — grabie rzadkie, O — osadnik, R — próg przed wlotem do kanału roboczego, Kr — kanał roboczy, Zu — główna zastawka upustowa, Zz — zastawka upustowa dla żwiru, Zw — zastawka wpustowa do kanału roboczego.



Rys. 16a. Przekrój A—B przez rysunek 16. Oznaczenia jak w rysunku 16. Prócz tego: D — osłona, S — oszalowanie zastawki wpustowej n.w. — normalne zwierciadło wody, w.w. — zwierciadło wody podczas powodzi.

nim rumowiska przez otwarcie głównej zastawki upustowej przy jazie, odległym o 10 do 50 metrów od najbliższego końca progu.

b) *Ostona*, utworzona przez pionową ścianę z drewna, betonu, lub żelaza, nurzająca się do głębokości 0,5 do 1,0 metra pod najniższym zwierciadłem górnej wody i uniemożliwiająca dostęp ciężkim przedmiotem unoszonym przez wodę na jej powierzchni (kra, kłody itp.). Niekiedy oprócz osłony stosuje się do powstrzymania takich przedmiotów odbojnicę utworzoną ze sprzężonych z sobą belek pływających przed osłoną.

c) *Grabie rzadkie*, złożone zazwyczaj z nachylonych do poziomu szyn kolejowych, podpartych u dołu w progu, utworzonym przez dobrze zakotwiony ceownik, i odległych od siebie o 30 do 40 cm. Przy grabiach znajduje się pomost, który (podobnie jak pomosty przy zastawkach) powinien być ułożony ponad najwyższym poziomem wód powodziowych.

d) *Osadnik*, w postaci poszerzonej części kanału dopływowego, sięgającej od grabi rzadkich aż do progu o wysokości wynoszącej ok. 0,5 m, umieszczonego przed właściwym kanałem roboczym, umożliwia osadzenie się w nim unoszonego przez wodę piasku i żwiru oraz usuwanie tych nieczystości przez otworzenie zastawki upustowej dla żwiru. Długość osadnika zależy od szybkości, z jaką ziarenka piasku opadają w wodzie. Szybkość, z jaką woda przez osadnik przepływa, wynosi zazwyczaj 0,3 do 0,5 m/sek, zaś szybkość, z jaką opadają w wodzie ziarenka piasku o średnicy 0,5 mm, wzgl. 3,0 mm wynosi 5, wzgl. 20 cm/sek.

e) *Zastawka wpustowa* do kanału roboczego. Urządzenia służące do wprowadzania wody do kanału roboczego powinny być przy wlocie do tego kanału zakończone zastawką umożliwiającą zamknięcie tego kanału w wypadku konieczności jego naprawy oraz podczas powodzi. W celu odcięcia kanału roboczego od dopływu podczas powodzi (w celu zabezpieczenia go przed przepełnieniem i zanieczyszczeniem) powinna rama zastawki być wyposażona u góry w oszalowanie

sięgające ponad najwyższy poziom wody powodziowej. Pomost przy zastawce wpustowej powinien leżeć ponad najwyższym poziomem wody powodziowej i powinien być zawsze dostępny. Wlot do kanału roboczego powinien być obetonowany przynajmniej na długości 10 m. Zastawka wpustowa do kanału roboczego powinna leżeć w bezpośrednim sąsiedztwie zastawki upustowej dla żwiru.

## II. DOPROWADZENIE WODY DO TURBINY I ODPROWADZENIE JEJ Z POWROTEM DO RZEKI

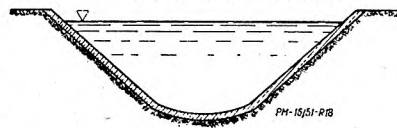
Dyspozycja ogólna urządzeń doprowadzających wodę do turbin jest bardzo rozmaita. Najprostsze jest doprowadzenie wody w wypadku maszynowni przebudowanej do jazu (rys. 1), lub wbudowanej w jaz (rys. 2). Wymogi stawiane wszystkim urządzeniom doprowadzającym wodę do turbin są następujące: szczelność, straty spadu dogadzające warunkowi jak najwyższej ekonomii, możliwie długi czas używalności, spokojny bieg wody.

### 1 Doprowadzenie wody do turbin w zakładach o niskim ciśnieniu

W zakładach o niskim ciśnieniu doprowadza się wodę do turbin *korytem* o swobodnym zwierciadle. Koryta takie mogą być otwarte albo kryte.

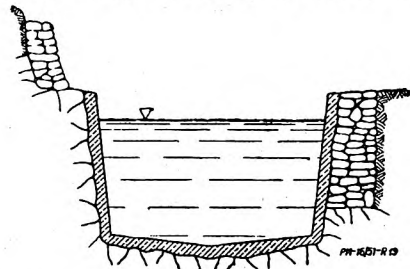


Rys. 17. Przekrój poprzeczny przez kanał ziemny.



Rys. 18. Przekrój poprzeczny przez kanał ziemny o ścianach doszczelnionych gliną.

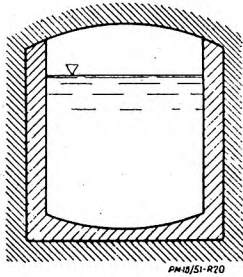
Otwarte koryta są wykonywane albo jako prosty wykop ziemny o ścianach doszczelnionych gliną (rys. 17 i 18), albo jako wykop o ścianach wyprawionych betonem (rys. 19), albo wreszcie jako łożyska z drewna, żelaza, kamienia, betonu lub żelbetu. Koryta kryte o swobodnym zwierciadle wody, wykonane jako sztolnie, tunele, lub rury, stosuje się w celu skrócenia tra-



Rys. 19. Przekrój poprzeczny przez kanał ziemny o ścianach wyprawionych betonem.

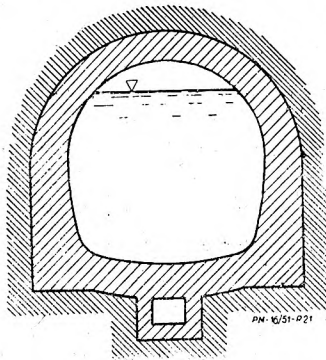
sy, w celu zabezpieczenia przed zanieczyszczeniem wody liśćmi, odpadkami gospodarstwa domowego itp., w celu zmniejszenia kosztów konserwacji, oraz w celu podwyższenia trwałości. Kryte koryta wykonane w postaci sztolni i tunelów otrzymują przekrój prostokątny (rys. 20) lub owalny (rys. 21) oraz wyprawę betonową, chroniącą ściany przed niszcącym działaniem

płynącej wody. Kryte koryta wykonane w postaci rur różnią się od pozostających pod wewnętrznym ciśnieniem rur o całkowicie zwilżonym konturze przekroju poprzecznego jedynie mniejszą grubością ścianek.



Rys. 20. Kryte koryto wyprawione betonem.

Otwarty kanał górny sięga w zakładach o niskim ciśnieniu aż do maszynowni (rys. 22). Dawne zakłady o sile wodnej posiadały z reguły krótki kanał górny, i zabezpieczający koła wodne wzgl. turbiny Girarda przed podtopieniem długi kanał dolny o dnie nachylonym silnie do poziomu. W zakładach



Rys. 21. Kryte koryto wyprawione betonem.

nowszych stosuje się natomiast regułę, że płytszy (a więc droższy) kanał dolny powinien być możliwie krótki. Dno kanału górnego powinno być przy tym nachylone do poziomu pod kątem odpowiadającym spadkowi zwierciadła wody w tym kanale przy normalnym przepływie, zaś dno krótkiego kanału dolnego może być poziome. Jeżeli jednak głęboki kanał dolny dawnego zakładu ma służyć (po przesunięciu maszynowni w dół kanałów) częściowo jako kanał górny, to większą niż potrzebna głębokość tej części kanału górnego należy oczywiście pozostawić.

Bulwary kanału górnego powinny być na całej jego długości (tzn. między jazem i maszynownią) położone w poziomie nieco wyższym niż najwyższy

grzbiet strugi przelewającej się przez jaz, gdyż w przeciwnym razie woda mogłaby przelewać się przez bulwary po zamknięciu kierownicy turbiny przez samoczynny regulator przy zupełnym jej odciążeniu w razie zwarcia na prądnicy. Przelewanie się wody przez bulwary prowadziłoby zaś nieuchronnie do ich zniszczenia. W tym samym poziomie co korona bulwarów powinny leżeć pomosty przy grabiach gęstych i zastawkach oraz podłoga maszynowni.

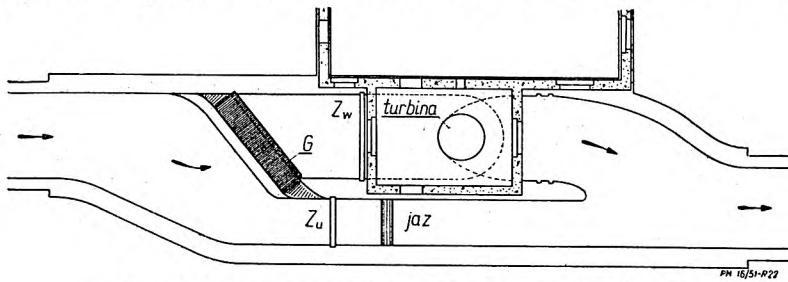
W celu zabezpieczenia zakładów położonych w dolnym biegu rzeki przed odcięciem dopływu wody w razie zamknięcia kierownicy przez samoczynny regulator w zakładzie położonym w biegu górnym, należy natychmiast po zamknięciu kierownicy otworzyć zastawkę upustową przy maszynowni (rys. 22). Jeżeli ta zastawka nie jest dostatecznie szeroka, lub jej obsługa nie jest dość czujna, to niedogodnościom wynikającym z przejściowego odcięcia dopływu do zakładów położonych w dolnym biegu rzeki można zapobiec przez umieszczenie tuż przy maszynowni przelewu zwykłego (rys. 23 i 23a) lub lewarowego (rys. 24), wylewającego do koryta odpowiednio zabezpieczonego przed zniszczeniem przez spadającą wodę. Korona przelewu powinna leżeć w poziomie normalnego zwierciadła wody w kanale górnym przy maszynowni.

W porze zimowej należy starać się o jaknajdłuższe utrzymywanie się w kanale górnym pokrywy lodowej, chroniącej przed tworzeniem się lodu u dna tego kanału i przed zmniejszeniem przekroju przelotowego na grabiach gęstych i w turbinach na skutek ich obmarzania.

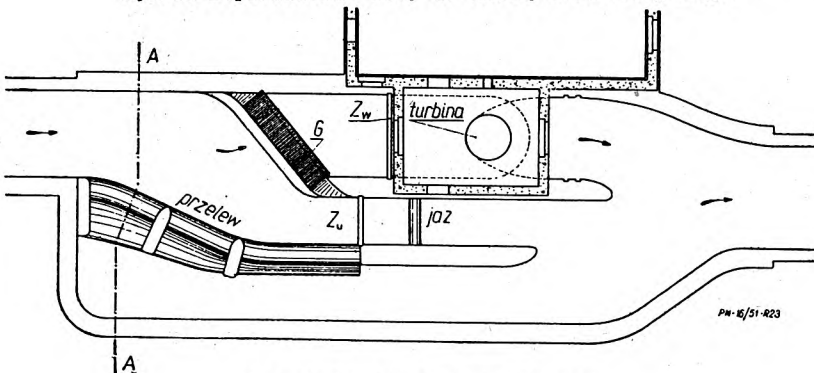
Kanał górny powinien być zakończony (rys. 22) grabiami gęstymi, zastawką wpustową do komory turbiny oraz zastawką upustową. Te trzy części składowe powinny znajdować się w bezpośrednim sąsiedztwie obok siebie.

Grabie gęste (rys. 25) powinny być tak ułożone, aby — chroniąc turbinę przed wtargnięciem do niej nieczystości — przeciwstawiły przepływowi wody opór możliwie mały i umożliwiały łatwe usuwanie nieczystości zatrzymujących się na nich. Aby ten swój cel spełnić powinny grabie dogadzać warunkom następującym:

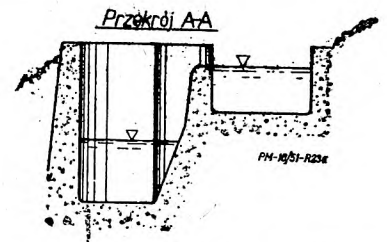
Prześwit grabi gęstych, złożonych z płaskowników o grubości 5 do 10 mm, powinien (ze względu na hodowlę ryb) wynosić normalnie 20 mm, zaś w zakładach zasilanych z potoków górskich (pstrągi!) 15 mm. Płaskowniki o obliczonym wymiarze wysokościowym są łączone w pola o szerokości 0,5 do 1,0 m za pomocą



Rys. 22. Doprowadzenie wody do turbiny z kanału górnego.

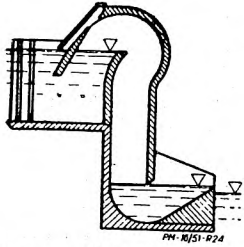


Rys. 23. Przelew przy maszynowni.



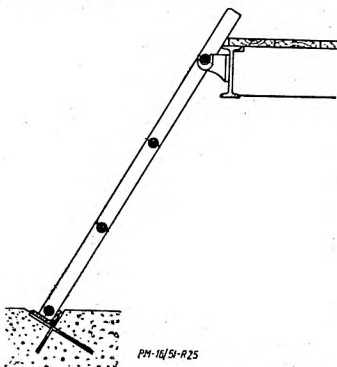
Rys. 23. a Przekrój A — B przez rysunek 23.

śrub, przy użyciu wkładek dystansowych z rurek stalowych (rys. 26). Śruby łączące powinny być przesunięte w kierunku przepływu poza płaszczyznę symetrii płaskownika (ze względu na wygodne czyszczenie zgrzebłem o tej samej podziałce co grabie) i po ułożeniu grabi nie powinny leżeć w poziomie normalnego zwierciadła wody. Utworzone z płaskowników pola opiera się u dołu o zakotwiczony w wybetonowanym dnie kanału ceownik, zaś u góry przymocowuje się je do pomostu.



Rys. 24. Przelew lewarowy.

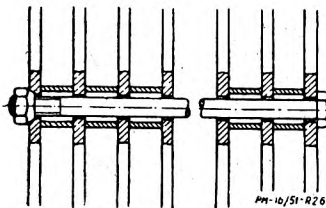
Płaskowniki powinny być nachylone do poziomu pod kątem ok.  $60^\circ$ , zaś ich końce powinny wystawać ok. 15 cm ponad most. Pomost powinien być dostatecznie szeroki, zaś deski tworzące jego podłogę powinny być ułożone swą długością



Rys. 25. Grabie gęste.

w poprzek kanału, i powinny być oddzielone od siebie dość szerokimi szparami; uniemożliwiającymi ściekanie wody wyciągniętej wraz z nieczystościami na pomost przy czyszczeniu grabi.

Przed obmarzaniem płaskowników i zatykaniem grabi lodem chroni się je skutecznie przez natryskiwanie górnych końców płaskowników wodą o temperaturze wyższej niż  $0^\circ$  (kondensat, woda źródłana, woda z wodociągu), wypływającą z oddalonych od siebie o podziałkę grabi otworków w stalowej rurce, ułożonej poziomo



Rys. 26. Połączenie płaskowników grabi gęstych w pola.

tuż nad górnymi końcami płaskowników w poprzek kanału. Woda robocza powinna dopływać do grabi mniej więcej pod kątem prostym, a jej szybkość przy przepływie przez nie nie powinna być większa jak 0,3 do 0,5 m/sek.

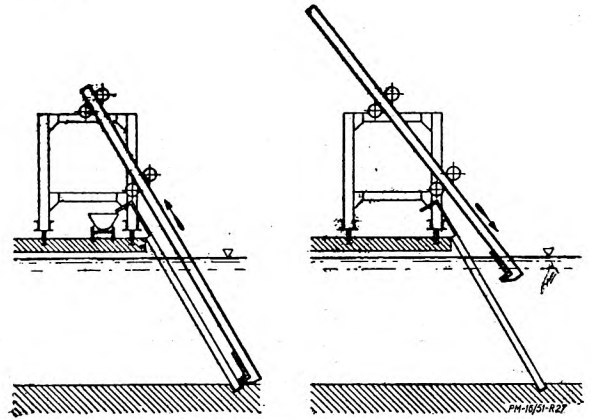
Płaszczyzna grabi powinna być ułożona ukośnie do osi kanału prowadzącego do zastawki upustowej (rys. 22) zaś czoło filaru ograniczającego powierzchnię grabi powinno mieć kształt powierzchni prostokątnej, tak ukształtowanej, aby kierunek jej tworzących przechodził w sposób ciągły z kierunku płaskowników na grabiach w pionowe położenie ściany filaru.

Jeżeli turbiny zakładu są rozmieszczone w kilku oddzielnych komorach, to wszystkie te komory powinny mieć wspólne grabie.

Część kanału górnego między grabiami gęstymi i maszynownią powinna być kryta.

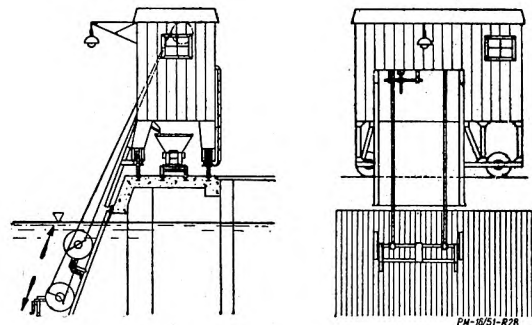
Grabie oraz pomost stanowiący ich podporę powinny być tak silne, aby mogły sprostać maksymalnemu

jednostronnemu obciążeniu wodą, zachodzącemu przy zupełnie zatkniętych grabiach i opróżnionej komorze turbinowej.



Rys. 27. Maszyna do czyszczenia grabi.

W małych zakładach oczyszcza się grabie gęste z naniesionych przez wodę nieczystości ręcznie za pomocą wpierrw wspomnianego zgrzebła. W zakładach większych służą do oczyszczania grabi specjalne maszyny, przy czym elementy składowe zgrzebła przesuwa się siłami działającymi bezpośrednio na ich końce (rys. 27), albo za pośrednictwem wózka toczącego po grabiach (rys. 28).

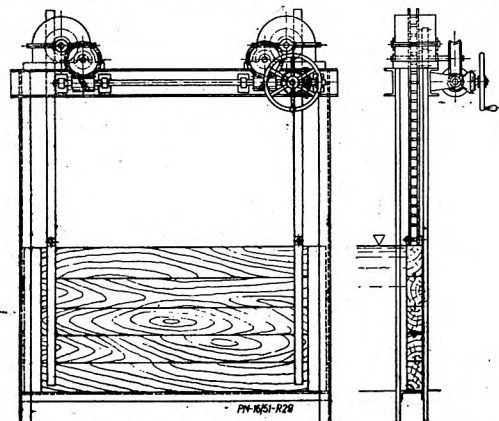


Rys. 28. Maszyna do czyszczenia grabi.

Pod koniec należy zauważyć, że umieszczanie (ze względu na hodowlę ryb) grabi gęstych przy wylocie z rury ssawnej jest nonsensem.

#### Zastawka wpustowa do komory turbinowej

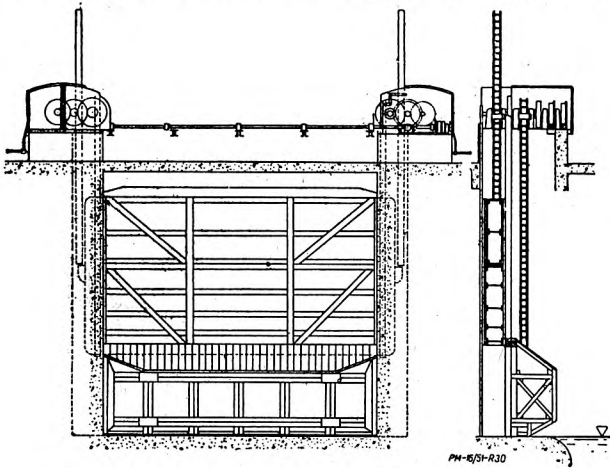
Tablice zastawek wpustowych (rys. 29) są przesuwane w prowadnicach. Napęd tablic o polu mniejszym



Rys. 29. Zastawka wpustowa do komory turbinowej.

niż 6 m<sup>2</sup> jest ręczny, napęd tablic większych elektryczny. Prowadnicami tablicy są 2 pionowe ceowniki, związane z sobą u góry dwoma ceownikami stanowiącymi podstawę dla mechanizmu wyciągowego, a u dołu ceownikiem tworzącym próg. Prowadnice są osadzone w ścianach kanału. Mechanizm wyciągowy składa się z dwu drabinek palczastych, z których każda wisi na zębach koła zębatego osadzonego na wspólnym wale ze ślimacznicą napędzaną przez ślimak, oba ślimaki (jeden lewy, drugi prawy) są osadzone na wspólnym wale.

Zastawka upustowa przy maszynowni (rys. 22) stanowi niezbędną część składową urządzeń służących do doprowadzania wody. Powinna ona leżeć w dostatecznej odległości od grabi gęstych, a jej prześwit powinien być tak wielki, aby w czasie roztopów spławienia wykruszonej kry, utworzonej w ziemie na kanale głównym nie sprawiła trudności. Tablica zastawki upustowej powinna być albo dwudzielna z oddzielnymi dla obydwu części mechanizmami wyciągowymi (rys. 30),



Rys. 30. Zastawka wpustowa z dwudzielną tablicą.

albo też powinna posiadać odłączalną górną deskę, celem łatwego odpuszczania nieczystości pływających na zwierciadle wody.

## 2. Doprowadzenie wody do turbin w zakładach o wysokim ciśnieniu

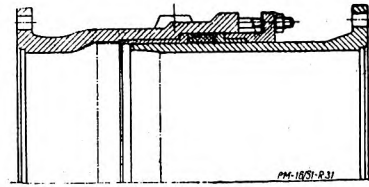
W zakładach o wysokim ciśnieniu doprowadza się wodę do turbiny korytami o całkowicie zwilżonym profilu przekroju poprzecznego. Koryta takie występują albo w postaci *sztolni* znajdujących się pod ciśnieniem wewnętrznym, albo też w postaci *naziemnych rurociągów*.

Sztolnie znajdujące się pod ciśnieniem wewnętrznym posiadają w nowszych czasach zawsze przekrój kołowy. Ściany takich sztolni (z wyjątkiem sztolni wykutych w bardzo mocnej skale) otrzymują odpowiednią wyprawę, której rodzaj (płaszcz betonowy, płaszcz żelbetowy, opancerzenie z blachy itp.) zależy od wysokości ciśnienia wewnętrznego i od natężenia sił zewnętrznych. Stosowane są sztolnie przy ciśnieniach wewnętrznych sięgających do 100 at.

N a z i e m n e r u r o c i ą g i są wykonywane z żelaza, betonu, żelbetu, lub z drewna — głównie jednak ze stali zlewnej. Rurociągi żeliwne nadają się do użycia w zakładach o sile wodnej tylko przy bardzo małych spadach i przy średnicach mniejszych niż 750

mm. Rurociągi z betonu lub z drewna są stosowane tylko przy ciśnieniach wewnętrznych nie przekraczających 8 at (a w przypadku bardzo małych średnic przekroju poprzecznego przy ciśnieniach wewnętrznych nie przekraczających 20 at).

Rury stalowe elektrycznie spawane są wykonywane przy grubości ścianek  $s = 5$  do 25 mm, rury nitowane przy  $s = 7$  do 40 mm, zaś rury spawane na zakładkę przy  $s = 5$  do 90 mm. Przy najwyższych ciśnieniach (tzn. przy ciśnieniach, którym odpowiada

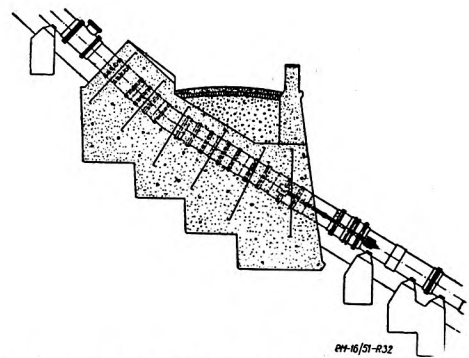


się zazwyczaj rury bandażowane, tzn. rury wzmocnione naciągniętymi na gorąco obręczami.

Połączenia poszczególnych stalowych rur składających się na odcinek dokonywa się przez znitowanie, lub przez spawanie, albo też za pomocą kołnierzy lub kielichów.

Układanie rurociągów stalowych odbywa się w ten sposób, że zakończone rozsuwalnymi łącznikami (rys. 31) prostoliniowe odcinki rurociągu o długościach do 200 m (wzgl. krzywaki przy zmianie kierunku) zostają zakotwione w betonowych blokach (rys. 32) osadzonych w przełomowych punktach trasy, przy jednoczesnym podparciu przekrojów pośrednich rurociągu (w odległościach ok. 4 m) na betonowych siodłach umożliwiających podłużny poślizg, albo na wahlowych podpórach.

Krzywaki umożliwiające zmianę kierunku osi rurociągu otrzymują donitowane lub dospawane pierścienie z kątowników dla zakotwienia w betonie bloków stałych.



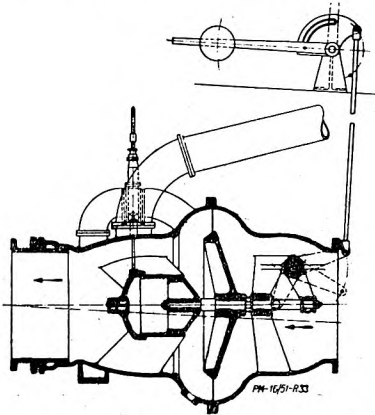
Rys. 32. Zakotwienie rurociągu w betonowych blokach.

W celu zapobieżenia katastrofalnym skutkom pęknięcia rurociągu należy umieścić przy wlocie do niego automat zamykający w ciągu kilku sekund dopływ wody w chwili, w której dozwolona szybkość maksymalna została przekroczona o 20 do 50% (rys. 33).

Przejście z koryta o swobodnym zwierciadle do rurociągu zasilającego turbinę stanowi tzw. *komora przejściowa* (rys. 34). Powinna ona być tak ukształtowana, aby szybkość przepływającej przez nią wody zmieniła swą wielkość i swój kierunek w sposób ciągły. Powinna być przy tym wyposażona w grabie gęste i zastawkę przed każdym wlotem do rurociągu. Cała część komory między grabiami gęstymi i zastawkami

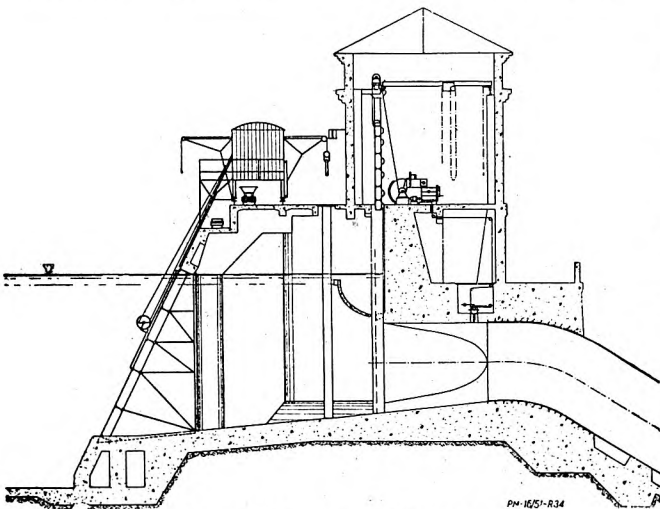


powinna być kryta. Pomost między grabiami powinien leżeć w poziomie korony murów komory przejściowej



Rys. 33. Automat zamykający przepływ wody w razie pęknięcia rurociągu.

w celu łatwego usuwania nieczystości zatrzymujących się na grabiach. Komora powinna być zabezpieczona przed wtargnięciem do niej piasku i żwiru przez umieszczenie przed grabiami gęstymi dość wysokiego progu, tworzącego ograniczenie małego zbiornika, z którego

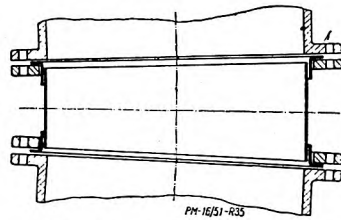


Rys. 34. Komora przejściowa.

naniesiony przez wodę piasek i żwir usuwa się przez zamykalny kanał odpływowy, wychodzący na zewnątrz komory. W celu zapobieżenia przelewaniu się przez koronę ścian komory przejściowej wody dopływającej kanałem górnym przy zamkniętej turbinie, powinien być umieszczony przy komorze przelew zwyczajny lub lewarowy.

#### Połączenie rurociągu z turbiną

Ponieważ położenie kołnierza na spirali lub kotle turbiny jest dane ustalonym przy montażu położeniem jej osi, zaś wykonanie i ułożenie rurociągu nie może być przeprowadzone z taką dokładnością, aby jego kołnierz końcowy zajął położenie wyznaczone mu na rysunku montażowym, przeto w celu dokładnego połączenia obu tych — na ogół nierównoległych i nie-



Rys. 35. Podatna rura łącząca rurociąg z turbiną.

współosiowych — kołnierzy, należy między nie włączyć wykonaną z podatnego materiału (z miedzi) rurę o długości 150 do 200 mm doklepywaną przy montażu młotem (rys. 35).

#### 3. Odprowadzenie wody z turbin do rzeki.

Dno kanału dolnego posiada zazwyczaj położenie poziome. Nanoszeniu przez rzekę rumowiska do kanału dolnego zapobiega się przez odpowiednie podniesienie jego dna ponad dno koryta rzeki, przy jednoczesnym poszerzeniu jego przekroju poprzecznego.

#### MATERIAŁY ŹRÓDŁOWE:

- A. Ludin. Die Wasserkräfte. 1913.
- v. Posch. Wasserkraftanlagen. 1936.
- O. Vas. Ueber das Unterwasserkraftwerk. 1947.
- A. Pfarr. Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb. 1912.
- R. Thomann. Wasserturbinen. 1908 i 1931.
- Diapositivsammlung der Firma J. M. Voith, Heidenheim a. B. 1925—1933.

## Zawiadamy

wszystkich prenumeratorów naszego pisma, że począwszy od miesiąca września br. urzędy pocztowe oraz listonosze wiejscy i miejscy przyjmować będą wpłaty na prenumeratę w terminie do dnia 15 każdego miesiąca na miesiąc następny i okresy dalsze.

Prenumeratę ulgową wpłacać należy wyłącznie za pomocą blankietów PKO na właściwe konto. Konto czasopisma „Przegląd Mechaniczny“ jest I-19881/110

# TECHNIKA TURBINOWA – Trybuna dyskusyjna

## Turbiny parowe o mocy granicznej

Prof. inż. ALEKSANDER UKLAŃSKI

Na tle pracy prof. dr Szewalskiego zamieszczonej w zeszycie 10-11/50 „Przeglądu Mechanicznego”, na łamach Techniki Turbinowej, wyłania się zagadnienie właściwego określenia pojęcia *mocy granicznej turbin parowych*, czy też — inaczej — *turbin parowych o mocy granicznej*. To drugie — użyte zresztą i w tekście omawianej pracy — sformułowanie, wydające się grą słów, przyjąłem świadomie, jako tytuł niniejszego przyczynku dyskusyjnego dla względów, które przedstawiam niżej:

Jak ilustrują podane zależności przy założeniu przepływu jednostrumieniowego bez regeneracji, moc turbiny, a więc i moc graniczna jest proporcjonalna do ilości przepływu  $G$  przez turbinę, do teoretycznego spadku entalpii  $H_t$ , wreszcie do sprawności efektywnej  $\eta_e$ , a więc w przybliżeniu do sprawności wewnętrznej  $\eta$ . Ilość pary  $G = \frac{F \cdot w}{v}$ , wyznaczona prze-

krojem wylotowym z uwagi na największą w tym przekroju objętość właściwą  $v$ , jest proporcjonalna do przekroju  $F$ , do osiągalnej w tym przekroju prędkości wylotowej  $w$  i odwrotnie proporcjonalna do objętości właściwej  $v$ , a więc w przybliżeniu proporcjonalna do przeciwciśnienia za turbiną. Spadek  $H_t$  zależy od przeciwciśnienia oraz od początkowego ciśnienia i temperatury pary, a parametry te z kolei — od dopuszczalnej wilgotności pary u wylotu z turbiny.

Zastosowanie regeneracji ciepła podwyższa osiągalną moc turbiny w sposób trudny do przedstawienia matematycznego ogólnego.

Zależności tych jest zbyt wiele, aby dały się syntetycznie ująć w przejrzysty sposób i stworzyć jasne, niedwuznaczne pojęcie mocy szczytowej, granicznej.

Już ustalenie granicznej wilgotności pary na wylocie z turbiny podlega dyskusji. Wilgotność rzędu 15% nie jest dziś uważana za niedopuszczalną (BBC Mitteilungen 1948, nr 1—2). Pokazuje to wyraźnie wzór Diegtiarewa (cytowany w Die Wärme, 1940, Nr 27) i przedstawione przez niego wyniki badania erozji turbin w Związku Radzieckim, m. in. turbiny, nie wykazującej erozji po 40000 godzin pracy przy wilgotności końcowej 13,5%.

Również temperatura pary dolotowej 500°C ani entalpia 330 kcal/kg nie mogą być uważane za szczytowe. Wreszcie, jeżeli chodzi o sprawność turbiny, to jest znanym paradoksem, że nie jej wzrost, a zmniejszenie jest warunkiem powiększenia mocy granicznej jednego wylotu ze względu na wzrost straty wylotowej konieczny dla zwiększenia przelotności ostatniego stopnia.

Wobec tych wątpliwości nasuwa się sugestia innego zdefiniowania mocy granicznej turbiny, mianowicie nie jako największej w ogóle możliwej mocy, która, jak widać, nie jest czymś ustalonym, a jako mocy pewnej turbiny, posiadającej największą możliwą objętość całkowitą pary na wylocie. Turbina o mocy granicznej byłaby to po prostu turbina o największym wykonalnym przekroju wylotowym (tj. o granicznych wymiarach ostatniego stopnia) i o największej możliwej prędkości wylotowej, poza tym jednak dowolnej konstrukcji i sprawności oraz dla dowolnych parametrów pary dolotowej i przeciwciśnienia.

Tak pojęta turbina o mocy granicznej posiada moc rozmaita, zmienna, zależna od parametrów pary dolotowej, przeciwciśnienia, liczby stopni, liczby obrotów, liczby wylotów, doskonałości konstrukcji, zastosowania upustów regeneracyjnych itd. W tym ujęciu zależności te zyskują na przejrzystości i zrozumiałości.

Poza tym zagadnieniem o znaczeniu ogólnym wymagałoby wyjaśnienia jeszcze kilka ubocznych.

Uwaga o osiowym wypływie pary z ostatniego stopnia nie zawsze jest słuszna. Pełna moc turbiny o mocy granicznej nie jest przecież zwykle jej mocą normalną, przy której turbina ma mieć najlepszą sprawność i przy której bezwzględna prędkość wylotowa jest właśnie najczęściej skierowana osiowo, względnie prawie osiowo. Przy zmianie przepływu pary, w stosunku do normalnego, zmienia się kierunek i wielkość bezwzględnej prędkości wylotowej i zmienia się strata wylotowa: rośnie przy wzroście przepływu, maleje przy spadku do pewnego minimum, po czym znowu rośnie, w przybliżeniu według paraboli (Przegląd Techniczny, 1933, Nr 1 i 4).

Okoliczność ta nie jest zresztą ważna dla ustalenia granicznej objętości całkowitej pary, zależnej nie od kierunku prędkości bezwzględnej  $c$ , a od granicznej wielkości prędkości względnej  $w$ . Istotne znaczenie ma tu reakcyjność ostatniego wieńca wirującego. Zdanie o ograniczeniu prędkości przepływu pary warunkiem  $w_{max} = w_{kr}$  odnosi się przypuszczalnie do wieńca wirującego reakcyjnego. Uwaga o kącie bezwzględnej prędkości dolotowej  $\alpha_1 = \text{ok. } 27^\circ$  przy  $\beta = 45^\circ$  jest słuszna zasadniczo dla stopnia akcyjnego. Zestawienie tych dwóch stwierdzeń bez bliższego wyjaśnienia budzi wątpliwości.

Twierdzenie o termodynamicznym ograniczeniu prędkości przepływu ze stopnia wylotowego warunkiem  $w_{max} = w_{kr}$  nie wydaje się dostatecznie jasne ani dla wieńca wirującego reakcyjnego ani tym mniej dla akcyjnego. Termodynamicznie przecież w wieńcu reakcyjnym ograniczona jest do wielkości  $w_{kr}$  tylko prędkość w najwęższym przekroju kanału łopatkowego, a prędkość wylotowa może być od niej większa wskutek dalszego, zresztą ograniczonego i połączonego ze zbieżeniem strumienia, rozprężania się pary w ukośnym ściętym zakończeniu kanału. Przy zwiększaniu się przepływu przez ostatni stopień ponad przepływ normalny, odpowiadający obciążeniu normalnemu turbiny, aż do największego, odpowiadającego mocy znamionowej, rośnie stosunek rozprężania tj. stosunek ciśnień przed i za wieńcem wirującym. Wobec ograniczonej zdolności rozprężania się pary w końcowej części kanału łopatkowego może być — jak to się często dzieje — postawiony dla przepływu normalnego (mocy normalnej) warunek, żeby w ostatnim wieńcu wirującym  $w_{max} = w_{kr}$ , nie jest jednak warunek taki uzasadniony termodynamicznie dla przepływu największego tj. dla pełnej mocy znamionowej.

W omawianej pracy jak i w powyższych uwagach prędkości odnoszone są zwyczajowo do średniego przekroju wieńca łopatkowego tj. do średnicy podziałowej i nie są uwzględnione zmiany przepływu, wynikłe ze zmian prędkości obwodowej wzdłuż łopatki. Wzrost reakcyjności przepływu wzdłuż łopatki może wywołać w pewnym przekroju przejście z obszaru prędkości mniejszych od  $w_{kr}$  do obszaru prędkości większych.

Dla uniknięcia tego niepożądanego mechanicznie (ze względu na ewentualne zjawiska drgań) stanu w całym zakresie zmiany przepływu — od 0 aż do największego — należałoby ograniczyć przy przepływie największym prędkość  $w$  u szczytu łopatki do wartości  $w_{kr}$ .

Dawałoby to na średnicy średniej granicę prędkości względnej poniżej  $w_{kr}$ , tym niżej, im większy stosunek  $l : D$ . Wynikałaby stąd zależność granicznej prędkości  $w$  na średnicy podziałowej od długości łopatki  $l$ . Dopiero ta zależność ustalałaby jednoznacznie graniczną objętościową przelotność ostatniego stopnia turbiny.

## Odpowiedź autora na artykuł polemiczny prof. Uklańskiego

Artykuł pt. „Zagadnienie mocy granicznej turbin parowych” umieszczony w zeszycie 10-11/50 „Przeglądu Mechanicznego” znalazł oddźwięk w interesujących uwagach prof. Uklańskiego.

Uwagi te dotyczą z jednej strony zasadniczego postawienia problemu mocy granicznej, a więc ścisłego zdefiniowania tego pojęcia, z drugiej zaś strony pewnych szczegółów związanych z tokiem dowodzenia przyjętym w wymienionym artykule.

Odnosnie pierwszego punktu pragnąłbym stwierdzić, że operując pojęciem *m o c y g r a n i c z n e j* jako znanym i na ogół już utartym nie definiowałem go celowo, wskazując raczej na liczbową płynność tego pojęcia w zależności od bardzo licznych, jak to słusznie zauważa prof. Uklański, parametrów konstrukcyjnych turbiny. Rozpatrując granice mocy turbin wskazałem wyraźnie na rodzaje tych ograniczeń: natury wytrzymałościowej oraz termodynamicznej. Starałem się wykazać, że decydujące znaczenie mają właśnie ograniczenia natury wytrzymałościowej, wśród nich przede wszystkim ograniczenia podyktowane wytrzymałością łopatek.

Konstrukcja łopatek granicznych nie jest rzeczą łatwą i wymaga pogodzenia względów wytrzymałościowych ze sprawnością łopatek tak czułą na kształt profilów, tych zaś z kolei z technologicznym procesem ich kształtowania. Realizacja w tych warunkach, kształtu równej wytrzymałości łopatki jest nieosiągalną granicą doskonałości konstrukcji. Postęp techniczny wyraża się w zbliżeniu do tego ideału i jest niewątpliwie niełatwy.

Mając ten moment na uwadze, niezbędny jako tło dla ostatniego rozdziału artykułu, zaniechałem nawet podania wykresów do obliczenia mocy granicznej w funkcji parametrów stanowiących zmienne niezależne konstrukcji, tak iak nie definiowałem wcale samego pojęcia mocy granicznej.

Podsumowując powyższe, pragnę stwierdzić bardzo ściśle powiązanie granicznej wielkości przekroju wylotowego turbiny z konstrukcją i na marginesie powyższego konieczność pewnej poprawki w definicji proponowanej przez Prof. Uklańskiego.

Odnosnie punktu drugiego przyczynku dyskusyjnego zachodzi pewne nieporozumienie. Łopatki ostatniego stopnia turbin o mocy granicznej nie są ani akcyjne ani reakcyjne. Konstruuje się je obecnie według zasady tzw. *wolnego wiru* („free vortex“). Zasada ta

opiera się, jak wiadomo, na założeniu stałości momentu ilości ruchu i stałej składowej osiowej prędkości pary wzdłuż długości łopatek. Stąd:  $c_u \cdot r = const$ . Stąd wielkość  $c_{1u}$  na wlocie do łopatek maleje do nasady łopatek ku końcowi i wymaga dla uczynienia zaadość warunkowi stałej energii na wlocie, (zgrubsza w myśl prawa *Bernoulliego*, wzrostu ciśnienia statycznego. Skoro zaś ciśnienie statyczne za łopatką jest stałe z uwagi na  $c_a = const$  zachodzi wzrost spadku ciśnienia w kanale łopatkowym od stopy ku końcowi, tym samym zaś wzrost stopnia reakcyjności. Stosując w konstrukcji teorii *wolnego wiru* upada konieczność rozróżniania między systemem akcyjnym i reakcyjnym, w utartym rozumieniu tych pojęć, i tym samym wyłaniają się nowe kryteria jako wytyczne dla konstrukcji.

W treści artykułu nie uczyniłem też nigdzie założeń odnośnie systemu akcyjnego lub reakcyjnego ostatniego stopnia, przyjmując milcząco zasadę wolnego wiru jako znaną i stosowaną.

Założenie  $w_{max} = w_{kr}$  podyktowane jest względami sprawnościowymi. Ponieważ prędkość  $w$  największa jest w końcu łopatki, założenie to — ściśle biorąc — odnosi się do tego punktu. Różnica liczb *Macha* dla przepływu na średnicy podziałowej i zewnętrznej łopatek jest jednak z reguły tak mała, że warunek  $w = w_{kr}$  można w rozważaniach nad mocą graniczną turbin przyjąć bez większego błędu jako krańcowy warunek termodynamiczny.

Dalsze obliczenie profili łopatki wymaga nieprzekroczenia wartości liczby *Macha*:  $M = 1$  na promieniu wewnętrznym na wlocie, na promieniu zewnętrznym zaś na wylocie. W rezultacie uzgodnione trójkąty prędkości na wlocie wykazują wzrost kąta  $\beta_1$  od nasady łopatki ku końcowi, zaś na wylocie wzrost kąta  $\beta_2$  od końca łopatki ku nasadzie. Kąt mierzony na średnicy podziałowej nie przekracza w tych warunkach na ogół  $45^\circ$ , jeżeli strata wylotowa zawiera się w założonych granicach. Uzasadnienie tego znanego skądinąd wyniku stanowiłoby poważną dygresję od tematu i dlatego nie zostało przeprowadzone w artykule.

Całość zagadnienia konstrukcji łopatek na zasadzie wolnego wiru postaram się omówić w przyszłości w oddzielnym artykule.

Prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI

## Odpowiedź autora na artykuł polemiczny prof. Uklańskiego i dra Gundlacha (PM zeszyt 4/51)

Sprawa uruchomienia studium magisterskiego jako wyższego szczebla w kształceniu inżynierów jest w chwili obecnej sprawą nie tylko o dużej doniosłości, ale i ogromnie pilną.

Już nie wiele czasu dzieli nas od chwili, gdy pierwszy rocznik inżynierów zawodowych opuści progi naszych uczelni technicznych. Dojrzałość problemu zmusza nas do postawienia pod dyskusję całkowicie skonkretyzowanego projektu programu studiów w poszczególnych specjalnościach. Dyskusja tylko wtedy spełni swoje zadanie, jeżeli wyłoni program, być może odbiegający od zaproponowanego, ale program konkretny.

Oznacza to, że:

1) program nauczania specjalności powinien być oparty o *d o p u s z c z a l n e o b c i ą ż e n i e* studenta pracą, wyrażając się w godzinach zajęć na dobę, tydzień, rok lub tp.,

2) program powinien być oparty o efektywnie nabyte przez studenta wiadomości z kursu inżynierskiego,

3) w ramach przyjętego za dopuszczalne obciążenia studenta studium magisterskiego powinny być uwzględnione poszczególne *w y k ł a d y s p e c j a l n e i é w i c z e n i a* według pewnej hierarchii potrzeb, i w końcu

4) program powinien odpowiadać w całości i w szczegółach chłonności naukowej słuchaczy, tak, aby po dwóch latach studiów przeciętny student dopuszczony do studiów magisterskich zdolny był wykonać przewidzianą programem pracę i zdobył efektywnie kwalifikacje inżyniera specjalisty, przygotowanego do samodzielnej pracy koncepcyjnej w dziedzinie specjalności.

W świetle wymienionych czterech postulatów wypowiedź *prof. Uklańskiego* i *dr Gundlacha* wydawać się może cofnięciem dyskusji wstecz, przede wszystkim przez ucieczkę od konkretyzacji programu.

Jakież są bowiem propozycje Dyskutantów?

1) Rozszerzenie ram specjalności na „wszystkie maszyny przepływowe” oraz „inne urządzenia energetyczne”.

2) Rozczłonkowanie materiału naukowego na wielką ilość „grup, przedmiotów, zagadnień i zajęć”, których poza ćwiczeniami obliczeniowymi i konstrukcyjnymi, pracami laboratoryjnymi oraz seminariami na liczyć można w propozycji około 40.

3) Wprowadzenie do specjalności podspecjalności, a nawet podziału studium na pewne zupełnie rozbieżne kierunki pracy.

4) Oparcie nauczania po części na nowych, niesprawdzonych dotąd w szkolnictwie wyższym metodach, jak np. na odczytach.

Do punktu pierwszego należy stwierdzić, że przedmioty takie jak turbiny wodne, pompy wirnikowe, kotły i maszyny do produkcji pary, generatory gazu, prądnice i silniki elektryczne i inne proponowane jako rozszerzenie ram studium specjalności opierają się istotnie na wspólnej w dużym stopniu bazie teoretycznej. Dotyczy to w szczególności maszyn wirnikowych wodnych, których „doczepienie” do ciepłych maszyn wirnikowych znajduje poza tym uzasadnienie dodatkowe, w trudności tworzenia dla tej dziedziny oddzielnego studium specjalnego, którego znaczenie dla naszej gospodarki byłoby bez wątpienia znacznie mniejsze. Niemniej trudno oprzeć się wrażeniu, że tego rodzaju rozszerzenie ram specjalności musiałoby z kolei odbić się na uszczupleniu wiadomości słuchaczy w dziedzinie właściwej, hierarchicznie pierwszoplanowej, tj. w ciepłych maszynach wirnikowych.

Dyskusja nie może się toczyć w płaszczyźnie „co warte jest nauczania?”, lecz winna dać odpowiedź na pytanie „co należy podać studentom w studium magisterskim, aby w przeciągu dwu lat uczynić z nich specjalistów dostatecznie przygotowanych do pracy samodzielnej?”.

Każdy przyzna, że po dwu latach studiów trudno zrobić z absolwenta studium zawodowego wysokowykwalifikowanego specjalistę i w maszynach wirnikowych ciepłych i w wodnych, i w urządzeniach kotłowych i w generatorach gazowych. Trudność ta jest tym większa, że studenci mający za sobą studium na szczeblu zawodowym nie są jeszcze — niestety — uzbrojeni w narzędzia i podstawy myślenia technicznego na szczeblu akademickim.

Propozycja *prof. Uklańskiego* i *dr Gundlacha* „innego układu przedmiotów” specjalności budzi zasadnicze zastrzeżenia podane na wstępie. Są jednak i inne. Rozczłonkowanie materiału naukowego na około 40 przedmiotów ogólnych i specjalnych, wymaga — zwłaszcza przy wprowadzeniu wielkiej ilości wykładów — ogromnej ilości godzin wykładowych, rozsadzających poprostu ramy studium 2-letniego. Należy przy tym pamiętać o tym, że faza końcowa tego studium winna już być poświęcona dyskutowaniu nabytych wiadomości w pracach specjalnych, konstrukcyjnych i laboratoryjnych. Dyskutancki odbiegając od własnej tezy o konieczności „ograniczenia liczby godzin wykładów” w zakończeniu swej interesującej skądinąd wypowiedzi jak gdyby wyculi tę sytuację proponując podział studium magisterskiego na trzy kierunki pracy: naukowo-teoretyczny, laboratoryjno-ruchowo-badawczy i konstruktorski, z równoczesnym „zwiększeniem specjalności do pewnych tylko dziedzin maszyn” wymienionych w grupach pod III, IV i V.

Sądzę, że ta furtka w „elastycznym układzie programu” jest mimo wszystko za wąska. Różnica w poszczególnych „kierunkach pracy” sprowadza się bowiem z konieczności tylko do typu prac przejściowych i dyplomowej, których charakter może być konstrukcyjny, laboratoryjno-ruchowy lub badawczy i eksperymentatorski. Przedmioty ogólne i specjalne pozostają natomiast bez zmiany.

Odnosnie zaś propozycji zwięzienia specjalności do pewnych tylko dziedzin maszyn wirnikowych, to sądzę, że wynika ona automatycznie z pewnej swobody w odbiorze projektu konstrukcyjnego lub pracy laboratoryjnej. W zakresie zaś programu związanych z tym wykładów, możliwy zysk na czasie jest tym mniejszy, im ogólniejszy, bardziej szeroki i teoretycznie dogłębny jest ich charakter. Wykładu o konstrukcji i wytwarzaniu układu łopatkowego (Trudno pogodzić się z terminologią Dyskutantów. „Ułopatkowanie” to żywcem wzięta z niemieckiego „Beschaufelung”) maszyn wirnikowych wysłuchać musi przecież każdy, bez względu na typy maszyn wirnikowych, w których zamierza się specjalizować.

To samo dotyczy np. urządzeń pomocniczych (wymiennej ciepła, chłodnicze, urządzenia kondensacyjne) albo regulacji i regulatorów itp.

Na domiar złego lista „zagadnień” nie jest bynajmniej kompletna. Brak w niej — poza jednym, częściowym wyjątkiem — przedmiotów o wytwarzaniu i montażu maszyn, zagadnienia zaś eksploatacyjne zaznaczone są tylko ogólnikowo.

Przechodząc do punktu trzeciego, należy sobie zadać pytanie, czy jest celowy podział specjalności na podspecjalności i różne kierunki pracy? Sądzę, że raczej nie. Pewna selekcja na tej bazie dokonywane jest automatycznie w toku studiów, jeżeli studenci mają niejako swobodę w wyborze prac konstrukcyjnych i laboratoryjnych, stosownie do swych upodobań. Dalszej selekcji i specjalizacji dokonuje samo życie. Nawet idąc po linii wypowiedzi nie dysponowalibyśmy dziś jeszcze dostatecznym sztabem specjalistów do tego celu, jak to stwierdzają zresztą sami Dyskutancki na innym miejscu. Poza tym należy stwierdzić, że prace w dziedzinie konstrukcji i eksploatacji opierają się w dużej mierze na tym samym studium. Kierunek naukowo-badawczy (Dyskutancki użyli chyba omyłkowo nazwy naukowo-teoretyczny!) wyrasta zaś z jednego lub drugiego pnia, nie stanowi zatem kierunku oddzielnego. Pracy naukowej, twórczej, nikogo nauczyć nie można, można tylko do niej przygotowywać. I należy sobie życzyć, aby 2-letnie studium magisterskie było właśnie tą szkołą przygotowującą do samodzielnej i twórczej pracy jednostki zdolniejszej, napływającej do studium magisterskiego.

Pozostaje w końcu sprawa „odczytów”. Związek takich odczytów z akcją odczytową na terenie ośrodka Gdańskiego nie jest dla mnie całkiem zrozumiały. Akcja nasza nie ma przecież nic wspólnego ze szkoleniem studentów Politechniki i skupia element inżynierski współpracujący w dziedzinie konstruktorskiej lub czysto badawczej jak najściślej z naszym młodym przemysłem turbinowym. W odniesieniu do szkolenia studentów może być ta akcja uważana co najwyżej za przyczynek do klimatu ośrodka, sprzyjającego specjalizacji w danym dziale.

Podsumowując dyskusję pragnę podkreślić, że cały szereg uwag przytoczonych przez Dyskutantów uważam za bardzo cenne i w zupełności je podzielałem. Dotyczy to w szczególności oparcia studium na dostatecznie szerokich podstawach teoretycznych i ogólnych. Temu stanowisku dawałem niejednokrotnie wyraz w dyskusjach na terenie Uczelni Gdańskiej. Ale jestem również przekonany, że na tej podbudowie, niezbędnej dla uzbrojenia inżyniera magistrą w narzędzia samodzielnego myślenia i twórczej pracy, należy budować jedną specjalność, w jej wszystkich szczegółach, a nie zespół kilku specjalności naraz. Tylko wtedy zapas wiadomości nabytych w ciągu 2-letniego studium magisterskiego stworzy ze studenta specjalistę, tj. jednostkę produkcyjną, a nie materiał na specjalistę lub zgoła jakiś nowy typ „omnibusa”.

Pamiętajmy również o tym, że studium magisterskie będzie musiało studenta uczyć specjalności, po prostu i zwyczajnie uczyć! Pamiętając o tym unikniemy przykrych złudzeń w przyszłości.

Prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI

## Bibliografia

Mgr inż. Zbigniew Pączkowski — BALISTYKA ZEWNĘTRZNA — Główny Instytut Mechaniki, 2 tomy, format A4, str. 669, 210 rys., 58 tablic, 5 fotografii, Warszawa 1950.

Wydana przez Główny Instytut Mechaniki w formie skryptu „Balistyka zewnętrzna“ jest właściwie pierwszy w tej dziedzinie, oryginalnym podręcznikiem na poziomie inżynierskim w naszej literaturze. Z tych też względów na autorze podręcznika spoczęło trudne zadanie ustalenia nie tylko odpowiedniego słownictwa i znakownictwa, ale również doboru właściwych metod rachunkowych. Tak z treści jak i z zamieszczonej na końcu książki bibliografii wynika, iż autor oparł się na bardzo licznej literaturze przedmiotu i nauk z nim związanych, przy czym, co zasługuje na specjalne podkreślenie, uwzględnione zostały również najnowsze osiągnięcia, już z okresu powojennego (np. studia *Roya* nad aerodynamiką pocisku, rozważania *Poborila* i *Pri-musa* na temat przebijalności płyt pancernych, studia *Własowa* nad dynamiką wybuchu).

Nawiązując do tradycji i dorobku polskiego w zakresie balistyki mgr inż. Pączkowski znacznie go rozszerza i unowocześnia, a zwłaszcza uzupełnia osiągnięciami nauki radzieckiej. Tak w dziedzinie badań nad oporem powietrza jak i w dziedzinie rachunków toru lub ujęcia zagadnienia ruchu pocisku dokoła środka ciężkości autor słusznie oddaje pierwszeństwo metodom radzieckim uznając je za najlepiej odpowiadające wymaganiom obecnej techniki i precyzji obliczeń. W licznych miejscach podręcznika autor wprowadza dane z własnego wieloletniego doświadczenia oraz z przeprowadzonych przez siebie pomiarów i obliczeń. Szczególnie bogaty w materiał cyfrowy rozdział o stabilizacji pocisku pozwala na bardziej, niż to miało miejsce dotychczas, ścisłe ujęcie liczbowe zagadnienia, co ma specjalne znaczenie przy rozważaniach konstrukcyjnych. Bardzo szeroko rozwinięty jest również rozdział dotyczący rachunków poprawkowych, w którym, między innymi, objaśnione zostały mało na ogół znane wykresy dla poprawek jednostkowych przy różnej ilości warstw i wykresy linii wpływów. Praca zawiera również objaśnienie takich zagadnień, jak działanie pocisku z ładunkiem wydrążonym (kumulacyjnego) i lot pocisku raketowego, które w żadnym jeszcze innym kursie balistyki zewnętrznej nie były zamieszczone. Treść uzupełniają bardzo liczne i dobrze dobrane przykłady liczbowe, bezpośrednio wskazujące sposoby praktycznego wykorzystania zamieszczonych danych teoretycznych.

Całość podręcznika podzielona jest na części następujące:

- 1) Pojęcia podstawowe (tor w próżni, aerodynamika pocisku, opór powietrza, własności atmosfery, zjawiska dźwiękowe przy strzale);
- 2) Problem główny (własności toru w powietrzu, metody rachunku toru, metody szybkiego określania toru);
- 3) Problemy wtórne (ruch pocisku dokoła środka ciężkości, rachunki poprawkowe, teoria rozrzutu, balistyka końcowa);
- 4) Zagadnienia specjalne (balistyka zapalnika czasowego, tor przeciwlotniczy, rzut bomby, lot pocisku raketowego).

Styl podręcznika jasny, łatwo zrozumiały. Pewne zastrzeżenia budzić może natomiast zbyt skondensowanie bardzo dużej ilości materiału. Wobec braku jakiegokolwiek innego, odpowiadającego wymaganiom współczesnym podręcznika z balistyki zewnętrznej w języku polskim, autorowi chodziło niewątpliwie o możliwie wyczerpujące ujęcie przedmiotu w objętości „strawnej“ dla czytelnika, może to jednak stanowić utrudnienie dla czytelnika zapoznającego się dopiero z przedmiotem. Również i forma, w jakiej Instytut opublikował pracę nie jest tak staranna, jak na to zasługiwałby sam podręcznik. W całości należy jednak pochwalić wysiłek Głównego Instytutu Mechaniki,

który wydając „Balistykę zewnętrzną“ mgr inż. Z. Pączkowskiego niewątpliwie w poważnej mierze przyczynił się do szerszego spopularyzowania, tak u nas niewystarczająco jeszcze, w stosunku do wymagań praktyki, znanej dziedziny wiedzy technicznej.

J. S.

## Książki nadesłane

KLASYFIKACJA DZIESIĘTNA — KRYSTALOGRAFIA — MINERALOGIA 548/549 — Format A5. Wydawnictwo Głównego Instytutu Dokumentacji Naukowo-Technicznej, Warszawa 1951.

KLASYFIKACJA DZIESIĘTNA 621.3 — ELEKTROTECHNIKA. Format A5. Wydawnictwo Głównego Instytutu Dokumentacji Naukowo-Technicznej, Warszawa 1951 r.

Mgr W. Skibicki — ROSYJSKO - POLSKI SŁOWNIK TECHNICZNY — Format A5, str. 450. Wydawnictwo PWT, 1951, cena zł. 41.—

SŁUPY ELEKTROENERGETYCZNE DREWNIANE — Instrukcja wzmacniania i wymiany (Centralny Zarząd Energetyki) Format A5, stron 24, rys. 10 Wydawnictwo PWT, 1951, cena zł. 3.—

Instrukcja wzmacniania i wymiany omawia metody wzmacniania i wymiany słupów drewnianych oraz czynności związane z tymi robotami; jest ona przeznaczona dla personelu wykonującego roboty konserwacyjne na sieciach elektrycznych.

TYMCZASOWA INSTRUKCJA EKSPLOATACJI TURBIN PAROWYCH — Format A5, str. 123, rys. 17, Wydawnictwo PWT 1951, cena zł. 8.40.

Instrukcja o stosowaniu łożyskowych stopów cynowych o osnowie cynowej i ołowiowej oraz wylewaniu nimi panewek łożyskowych — Format A5, str. 59, rys. 19, Wydawnictwo PWT 1951, cena zł. 4.50.

Prof. dr inż. Wacław Moszyński — WYKŁAD ELEMENTÓW MASZYN — cz. III. NAPĘDY — Format A5, str. 350, rys. 179, Wydawnictwo PWT 1951 r. Cena zł. 28.—

Książka stanowi trzecią część wykładu Elementów Maszyn. Obejmuje ona zasady konstruowania i obliczania napędów ciernych i cięgniowych, kinematykę ząbów, wytrzymałościowe obliczanie przekładni zębatych oraz budowę przekładni napędowych. Książka przeznaczona jest dla konstruktorów części maszyn i dla studentów wydziałów mechanicznych wyższych szkół technicznych.

Inż. Edmund Bryjak i inż. Bolesław Zacharzewski — METALURGIA PROSZKÓW W PLANIE SZESZCIOLETNIM — Format A5, str. 109, rys. 58, 17 tablic, Wydawnictwo PWT 1951 r. Cena zł. 8.—

Zainicjowana przez Państwową Komisję Planowania Gospodarczego „Biblioteka Planu Sześcioletniego“, do której należy niniejsza broszura, ma umożliwić robotnikom kwalifikowanym, mistrzom, technikom oraz inżynierom zapoznanie się z założeniami, zadaniami i celami poszczególnych odcinków planu.

Inż. Bolesław Szupp — PODRĘCZNIK SPAWANIA ACETYLENOWEGO — Format A5, str. 341, rys. 280, tablic 29. Wydawnictwo PWT 1951 r. Cena zł. 22.—

Książka omawia całokształt zagadnień związanych ze spawaniem acetylenowym, zawiera więc wiadomości wstępne zaznajamiające czytelnika z mechanicznymi własnościami metali oraz łączeniem za pomocą lutowania, zgrzewania i spawania. Następnie omówione są materiały i urządzenia do spawania, technika spawania acetylenowego, zastosowanie spawania acetylenowego do łączenia poszczególnych metali oraz cięcie metali tlenem.

Praca ta jest przeznaczona dla spawaczy oraz dla techników i konstruktorów.

# Wiadomości SIMP

## KURS OBRÓBKI CIEPLNEJ

W okresie jesiennym SIMP uruchomi w zakresie obróbki cieplnej następujące kursy: Kurs doskonalący dla kierowników hartowni i techników. Materiał wykładowy jest objęty specjalnie wydaniem przez SIMP skryptem, będącym w posiadaniu Oddziałów i Kół terenowych SIMP.

Przewidywany Kurs odbędzie się w Warszawie w m-cu wrześniu br. Wykłady i ćwiczenia prowadzone będą na Politechnice Warszawskiej.

Następny Kurs z zakresu pomiarów temperatur będzie obejmował zagadnienia specjalne, których podłoże teoretyczne opracowane jest na poziomie wyższym.

Powyższy Kurs będzie zorganizowany przez SIMP łącznie z Instytutem Metaloznawstwa i Obróbki.

Kurs ten przeznaczony jest dla słuchaczy, którzy zajmują w przemyśle kierownicze stanowiska, np. głównych technologów, w większości zajmowane przez doświadczonych techników i inżynierów. Wykładowcami będą wybitni specjaliści-naukowcy, co zapewni wysoki poziom kursu pod względem technicznym.

## KURSY PRZYGOTOWAWCZE DO SZKÓŁ INŻYNIERSKICH

Oprócz normalnej sieci Szkół Inżynierskich i Politechnik — wyższe szkolnictwo techniczne zostało uzupełnione przez Wieczorowe Szkoły Inżynierskie, które umożliwiają technikom zatrudnionym w przemyśle uzyskanie poza godzinami pracy zawodowej drogą normalnych studiów wykształcenie inżynierskie.

W chwili obecnej uruchomione zostały Wieczorowe Szkoły Inżynierskie z następującymi Wydziałami:

w Warszawie — ul. Narbutta 84. Wydziały: mechaniczny, elektryczny, budowlany,

w Białymstoku — ul. Biała 1. Wydziały: mechaniczny, elektryczny,

w Gdańsku — Gdańsk - Wrzeszcz — gmach Politechniki. Wydziały: mechaniczny, elektryczny, inż. lądowej i wodnej, architektury,

w Krakowie — ul. Długa 11-a. Wydziały: mechaniczny, elektryczny, hutniczy, inż. - budowlany, chemiczny

w Łodzi — ul. Czerwona 3. Wydziały: mechaniczny, elektryczny, budowlany, włókienniczy,

w Radomiu — ul. Kościuszki 7. Wydział: mechaniczny,

w Katowicach — ul. Krasińskiego 86. Wydziały: mechaniczny, elektryczny, chemiczny (Gliwice), włókienniczy (Bielsko), budowlany, górniczy, hutniczy,

we Wrocławiu — Gen. Świerczewskiego 74. Wydziały: mechaniczny, elektryczny, budowlany, chemiczny, architektury,

w Poznaniu — ul. Mielżyńskiego 23. Wydziały: mechaniczny, elektryczny, inż. lądowej,

w Bydgoszczy Wydział mechaniczny.

W związku z napływem nowych słuchaczy do Wieczorowych Szkół Inżynierskich zostały uruchomione w poszczególnych ośrodkach kursy przygotowawcze dla kandydatów. Np. w Warszawie SIMP uruchomił 11 turnusów o łącznej ilości 600 słuchaczy. Kurs ten obejmuje następujące przedmioty: matematykę, fizykę, chemię i zagadnienia społeczne — łącznie 120 godzin wykładów.

W najbliższej przyszłości SIMP projektuje zorganizowanie rocznego kursu przygotowawczego dla pro-

downików pracy przemysłu metalowego, którzy nie posiadają średniego wykształcenia technicznego. Ukończenie kursu pozwoli im na studiowanie w zakresie ich specjalności w Wieczorowej Szkole Inżynierskiej, co przysporzy Krajowi nowych sił inżynierskich.

## AKCJA ODCZYTOWA SIMP

W akcji odczytowej pierwszego półrocza br. SIMP zorganizował 160 odczytów. Odczyty te były wygłoszone w Oddziałach i Kołach terenowych oraz w zakładach pracy przemysłu metalowego.

W tymże czasie zastały wygłoszone 24 referaty — w ramach konferencji naukowo-technicznych. Referaty te obejmowały zagadnienia specjalne, których podłoże teoretyczne, opracowane przez wybitnych specjalistów, przyczyniło się do popularyzacji nowej techniki, nowych metod technologicznych, konstrukcyjnych, oraz obliczeń w zakresie wytrzymałości materiałów.

Nadmienić należy, że w zbiorze referatów Komisji Odczytowej SIMP znajduje się duży wybór materiałów o różnorodnej tematyce, które są do dyspozycji Oddziałów i Kół terenowych.

# Kronika

## W SPRAWIE WYKORZYSTANIA KSIĄŻKI PT. „STOPY CYNOWE I ICH STOPY ZAMIENNE“

W piśmie okólnym z dnia 16 maja 1951 r. Departament Techniki podaje do wiadomości, że nakładem Państwowych Wydawnictw Technicznych została wydana książka A. Smiarigina i A. Szpagina pt. „Stopy cynowe i ich stopy zamienne“ przetłumaczona na język polski.

Departament Techniki PKPG zaleca wszystkim zainteresowanym jednostkom gospodarki społeczno-nej zaopatrzenie się w powyższą książkę, która zawiera cenne wskazówki co do wiadomości i zastosowania stopów cynowych i ich stopów zamiennych i może oddać duże usługi w prowadzonej akcji oszczędzania stopów cynowych.

Książka ta jest do nabycia we wszystkich punktach sprzedaży „Domu Książki“.

## PRZY POLITECHNICIE WARSZAWSKIEJ POWSTAJE WYDZIAŁ AGROMECHANICZNY

Szybki postęp mechanizacji naszego rolnictwa wymaga odpowiednio przygotowanych kadr specjalistów. To też doniosłe znaczenie posiada decyzja Rządu w sprawie utworzenia pierwszego w Polsce wydziału agromechanicznego przy Politechnice Warszawskiej. Zadaniem tego wydziału, który otwarty zostanie z dniem 1 września br., będzie przede wszystkim szkolenie inżynierów-mechaników z zakresu mechanizacji rolnictwa, jak również szkolenie wychowawców dla liceów mechaniki rolnej i technologów dla przemysłu narzędzi i maszyn rolniczych.

Okres nauczania na tym wydziale trwać będzie 3 lata. Program pierwszego i drugiego roku studiów zbliżony jest do programu nauczania na Wydziale Mechanicznym. Natomiast program trzeciego roku obejmuje już wyłącznie specjalizację.

Zadaniem inżynierów-mechaników po ukończeniu wydziału agromechanicznego, będzie przede wszystkim czuwanie nad utrzymaniem parku maszynowego Państwowych Gospodarstw Rolnych w należytej gotowości do pracy przed każdą kampanią w rolnictwie.

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA, WARSZAWA, Czackiego 3/5  
 Komitet Redakcyjny: prof. inż. IGNACY BRACH, mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, mgr inż. EDWARD ŁYSAKOWSKI  
 inż.-mech. EUGENIUSZ MAŁKIEWICZ, mgr inż. STANISŁAW KULESZA, mgr inż. JAN OBALSKI, prof. dr inż.  
 ROBERT SZEWAŁSKI, mgr inż. ADAM TADEUSZ TROSKOLAŃSKI  
 Redaktor Naczelny: mgr inż. MARIAN WAKALSKI  
 Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mech. WŁADYSŁAW KAWĘCKI  
 Sekretarz redakcji: HALINA MIKULSKA  
 Redaktor techniczny: CZESŁAW PIEKARSKI  
 Rysunki wykonał: STANISŁAW LIPIŃSKI  
 PKO Nr konta I-19881/110.

## DOCIERANIE I HAMOWANIE SILNIKA SAMOCHODOWEGO W TOKU PRODUKCJI

Całkowite dotarcie silnika samochodowego następuje w okresie eksploatacji, powinien być on jednak docierany wstępnie w toku produkcji. Sposób i czas docierania zależy od stopnia dokładności i czystości obróbki oraz montażu.

W przypadku, kiedy mamy wysoki poziom produkcji, można w ogóle docierania wstępnego nie przeprowadzać, lub ograniczyć je do minimum stosując krótkotrwałą pracę na biegu jałowym lub docieranie na zimno silnikiem elektrycznym.

Jeżeli natomiast obróbka jest mniej dokładna, celem jest docieranie w toku produkcji przez czas zależny od stopnia jej staranności. W okresie tym ma nastąpić częściowe dotarcie części współpracujących oraz wyregulowanie zapłonu, gaźnika oraz luzów zaworowych.

Ze względu na oszczędność energii i należyte wykorzystanie przestrzeni i czasu wygodny jest system wzajemnego docierania silników, polegający na zastosowaniu silnika docieranego na gorąco do napędu silnika docieranego na zimno, przy czym silnik docierający powinien mieć za sobą okres biegu luzem.

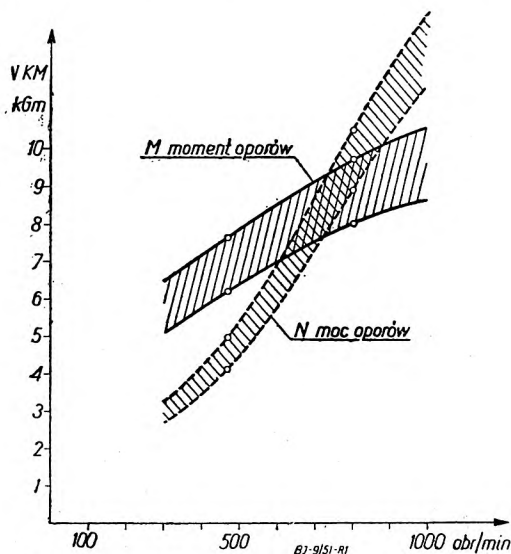
Na przebieg docierania ma wpływ wiele czynników z których najważniejszymi są: rodzaj stosowanego oleju, temperatura w której silnik pracuje oraz ilość obrotów i warunki obciążenia.

Z olejów produkcji krajowej najwłaściwszym do docierania jest „Lux 5”. Jest to olej stosunkowo rzadki, dzięki czemu w dostatecznych ilościach przepływa przez łożyska, tym samym zapewniając należyte ich chłodzenie. Także osadzanie się zanieczyszczeń w oleju rzadszym jest szybsze, przez co zmniejsza się prawdopodobieństwo powtórnego dostania się ich pomiędzy powierzchnie trące. Ze względu na nieznaczne naciski oraz małe luzy, z którymi mamy do czynienia w okresie docierania, nie zachodzi obawa wyciekania rzadkiego oleju. Ważnym zagadnieniem jest kwestia częstotliwości wymiany oleju, która zależna jest od czystości i staranności montażu oraz wykonania silnika.

Zachowanie odpowiedniej temperatury wody chłodzącej i oleju jest ściśle związane z samą istotą docierania, gdzie w pierwszej fazie docierania na zimno, na skutek chropowatości powierzchni, niedokładnego dopasowania części i małych luzów, mogą wystąpić miejscowe zagrzenia i potrzebne jest intensywne odprowadzanie ciepła przez utrzymanie niskiej temperatury wody chłodzącej. Temperaturę wody zwiększamy stopniowo od 30° do 60°C przy końcu docierania. Przy docieraniu na gorąco stosujemy te same zasady, tylko zakres temperatur zmienia się od 40° do 60°C. W przypadku zbyt wysokiego nagrzewania się ścianek silnika w otoczeniu łożysk, należy temperaturę wody chłodzącej obniżyć.

Duże znaczenie przy docieraniu silnika ma właściwy dobór obrotów. Zbyt niskie obroty przedłużają

czas docierania, podczas, gdy zbyt wysokie wpływają szkodliwie i nie mogą spowodować zatarcia silnika. Praktyka wykazuje, że najlepsze wyniki daje docieranie na zimno przy 500 do 1000 obrotów na minutę, przy czym obroty te w miarę docierania stopniowo zwiększamy.



Rys. 1. Wykres momentu i mocy oporów docieranego silnika.

Przy stosowaniu do napędu silników elektrycznych, najkorzystniejszy zakres obrotów uzyskuje się przez dobranie odpowiedniego silnika elektrycznego i przekładni, natomiast przy zastosowaniu wzajemnego napędu opory stawiane przez silnik docierany mogą mieć dość znaczne wahania, co spowodować może przeciążenie i przegrzanie silnika docierającego. Powstaje więc problem dobrania przełożeń w skrzynkach biegów. Orientacyjnie obroty silnika docierającego powinny być 2 do 3 razy większe od obrotów silnika docieranego, przy czym najwyższe obroty silnika docierającego nie powinny przekraczać  $\frac{2}{3}$  obrotów przy pomocy maksymalnej, a moc pobierana  $\frac{1}{3}$  mocy maksymalnej na danych obrotach.

Z wykresu mocy i momentów silnika docieranego, sporządzonego na podstawie oporów silnika docieranego na hamowni, widocznym jest, że przekroczenie 1000 obr/min dla silnika docieranego jest ze względu na obciążenie silnika docierającego niedopuszczalne. Natomiast przy pracy silnika docierającego na niskich obrotach, obroty silnika docieranego muszą być małe również ze względu na obciążenie docieraka.

Przy docieraniu na zimno celem stworzenia warunków obciążenia o daleko mniejszej intensywności, ale zbliżonych do warunków normalnej pracy należy zamknąć otwory świecowe, w przeciwnym bowiem wypad-

ku tłoki i pierścienie docierają się w bardzo małym stopniu. Jedynymi działającymi wówczas na nie siłami są siły bezwładności, które — w wypadku zamknięcia otworów świecowych — przeciwstawiają się „siłom gazowym“ sprężonego powietrza. Także rozkład nacisków na czopy i panewki byłby zupełnie inny niż przy normalnej pracy silnika. Wytwarzanie się pewnego nadciśnienia w komorze spalania zapewnia zmniejszenie przechodzenia oleju do przestrzeni sprężania, a tym samym zmniejszenia jego zużycia.

Po zakończeniu docierania, silnik zostaje poddany przeglądowi z położeniem specjalnego nacisku na elementy, które wykazały w okresie docierania pewne wady działania.

Po przeglądzie silnik poddajemy próbie mocy na stanowisku z hamulcem hydraulicznym w czasie któ-

rej dokonujemy pomiaru zużycia paliwa. Sprawdzenie mocy i zużycia paliwa wykonywane jest przy 50%, 75%, 90% obrotów, odpowiadających maksymalnej mocy silnika przy całkowitym otwarciu przepustnicy oraz odpowiadającym 50 i 75% mocy przy danych obrotach. Pomiar zużycia paliwa powinien być zdjęty po ustaleniu warunków pracy. Dane te pozwalają wyciągnąć wnioski co do właściwego wyregulowania silnika oraz jego stanu.

O ile wyniki pomiarów mocy i zużycia paliwa nie leżą w granicach dopuszczalnych, silnik należy skierować do sprawdzenia, celem wykrycia przyczyn jego wadliwego działania. Czas pracy na hamulcu przy całkowicie otwartej przepustnicy powinien być możliwie jak najkrótszy, wystarczający jednak na określenie zachowania się silnika

## ZAGADNIENIA OSZCZĘDNOŚCI PALIWA

W związku z wykonywaniem przez Instytut Motoryzacji uchwały Prezydium Rządu przeprowadzono szereg badań nad możliwościami uzyskania oszczędności paliwa.

Zagadnienia badawcze były podzielone na następujące grupy:

- a — badania możliwości zastosowania oszczędzaczy paliwa dla pojazdów mechanicznych;
- b — badania nad zastosowaniem czystej surówki spirytusowej do napędu silników rolniczych i samochodowych;
- c — możliwości stosowania acetonowo-metylowego „rozpuszczalnika H“ jako dodatku do benzyny.

W związku z badaniem oszczędzaczy Instytut wykonał szereg prób na hamowni z silnikiem *Citroën*, *Fiat* 1100 i *Studebaker* stosując różnego kształtu wkładki podgaźnikowe i badając wpływ ich na zużycie paliwa. Założenia, przebieg, wyniki i wnioski z przeprowadzonych badań zostały zestawione w specjalnym opracowaniu. Opracowanie to dzieli się na dwie części: 1 — omawiającą podstawowe fakty dotyczące zużycia paliwa przez silniki gaźnikowe, 2 — możliwości uzyskania oszczędności paliwowych.

W części pierwszej omówiono podstawy badania laboratoryjnego silnika przez zdejmowanie charakterystyki zewnętrznej, mocy dławionych i regulacyjnej. Zwrócono uwagę na rolę charakterystyki regulacyjnej przy przeprowadzaniu doświadczeń nad uzyskiwaniem oszczędności paliwa jako podającej zależność mocy *N<sub>e</sub>* silnika dla określonych obrotów i otwarcia przepustnicy od godzinowego zużycia paliwa.

Charakterystykę taką wykonano dla silników *Citroën* i *Fiat*. Rozrózono dwie możliwości regulacji i zasilania: „ekonomiczną“, gdy silnik nie rozwija największej mocy przy określonym otwarciu przepustnicy i obrotach, ale pracuje przy najmniejszym jednostkowym zużyciu paliwa i „na pełną moc“ gdy silnik daje przy każdych obrotach i każdym ustawieniu przepustnicy maksymalną moc kosztem zwiększonego jednostkowego zużycia paliwa.

Badania Instytutu szły w kierunku wykazania, że najwłaściwszą regulacją jest regulacja dostatecznie ekonomiczna w zakresie częściowych obciążeń silnika i że stosowanie regulacji „na pełną moc“ jest w razie

potrzeby dopuszczalne tylko przy pracy na całkowicie otwartej przepustnicy.

Porównywując charakterystyki regulacyjne różnych typów silników pracujących na tym samym paliwie stwierdzono różne jednostkowe zużycie paliwa. Różnice te wynikają z indywidualnych cech konstrukcyjnych jak: stopień sprężania, kształt komory spalania, układ rozrządu, fazy sterowania rozrządu, budowa ury ssącej, dalej sprawności mechanicznej.

W czasie badań w Instytucie stwierdzono między innymi, że podwyższenie stopnia sprężania silników *Citroën* i *Studebaker* tylko przez zmniejszenie pojemności komory sprężania dało zwiększenie, a nie zmniejszenie zużycia paliwa ze względu na to, że wykonane przeróbki pogorszyły kształt komory sprężania.

Następnie opracowano wytyczne określenia wpływu stanu silnika i nieustalonych warunków pracy na moc silnika i zużycie paliwa. Następujące zmiany warunków równowagi mają wpływ na zużycie: ustawienie zapłonu, za niska temperatura silnika, pogoda, stan techniczny (zużycie), sposób otwierania przepustnicy przez kierowcę.

Sprawozdanie zwraca uwagę na nieprawidłowość dotychczas głoszonych poglądów co do powodów zaburzeń w pracy silnika przy szybkim otwieraniu i zamykaniu przepustnicy. Główną przyczyną jest bezwładność cieplna silnika. Jako ostateczny wniosek wysunięto tezę, że dla uzyskania przy eksploatacji samochodu oszczędności paliwa zasadniczy wpływ ma sposób jazdy, szczególnie unikanie częstych przyspieszeń i hamowań.

Omówiono następnie założenia konstrukcyjne gaźnika elementarnego jak również działanie poszczególnych jego elementów, a w szczególności urządzeń biegu jałowego, układu kompensacyjnego i „ekonomizatorów“.

Podkreślono rolę „ekonomizera“ w układzie zasilania, a w szczególności fakt, że nie ma on bezpośredniego nic wspólnego z urządzeniem dającym oszczędność paliwa, a tylko umożliwia uzyskanie dużych mocy kosztem dodatkowego doprowadzenia paliwa. Praca charakteryzuje „ekonomizery“ mechaniczne, pneumatyczne, dalej omawia urządzenia rozruchowe i pompki przyspieszające jak również „ekonomizer“ biegu jałowego.



Część drugą opracowania Instytut podaje możliwości uzyskania większej ekonomiczności pracy silnika środkami dodatkowymi. Dodatkowe urządzenia tzw. „oszczędzacz” mają za zadanie zubożenie mieszanki przez stosowanie zaworków doprowadzających dodatkowe powietrze do rury ssącej za gaźnikiem, bądź też mają postać wkładek umieszczonych pod gaźnikiem w rurze ssącej, dających lepsze rozbitcie i wymieszanie paliwa w strumieniu zasysanego powietrza i lepszy rozdział paliwa między poszczególne cylindry.

Z przeprowadzonych przez inne instytuty badawcze doświadczeń wynikało, że dodatkowe doprowadzenie powietrza wpływa często przy nie umiejętnym użyciu na zwiększenie paliwa, a nie na zmniejszenie.

Tak samo dodawanie do paliwa chemicznych środków mających spowodować zmniejszenie ich zużycia jak naftalina, kamfora, Plus-Gaz nie dają pozytywnych wyników.

Wkładki różnych kształtów umieszczone między gaźnikiem a rurą ssącą były badane na silnikach Fiat 1100 i Studebaker.

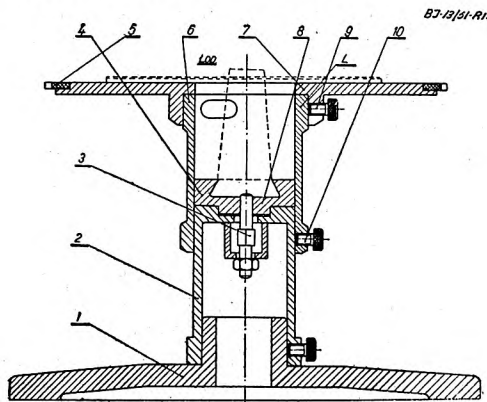
Badania te wykazały bardzo różnorodny, korzystny i niekorzystny wpływ wkładek. Stąd wniosek, że nie można uważać ich jako ogólnego środka oszczędnościowego i wkładki tylko w poszczególnych wypadkach mogą dać nieznaczne oszczędności paliwowe.

## PRZYRZĄD DO KONTROLI WYKONANIA PROFILÓW ŁOPATEK TURBINOWYCH

W związku z rozpoczętymi przez Instytut Techniki Ciepłej badaniami profilów łopatek próbnej sprężarki osiowej zachodzi konieczność sprawdzenia każdego badanego profilu, tzn. skontrolowania kątów ustawienia profilu w kilku charakterystycznych przekrojach poprzecznych łopatki oraz sprawdzenia dokładności wykonania profilu (linii konturowej).

Ponieważ do wymienionych badań kontrolnych potrzebny jest przyrząd specjalny, którego zakup na rynku krajowym nie jest możliwy, a sprowadzenie z zagranicy, przy istniejącej ewentualnej możliwości, pociągnęłoby za sobą znaczne koszty, zaprojektowany został przyrząd prosty i tani w wykonaniu, pozwalający względnie dokładnie wykonać konieczne badania kontrolne.

Przyrząd ten, przedstawiony na rysunkach 1 i 2, składa się z podstawy 1, dwu wzajemnie przesuwanych tulei 2 i 6, uchwytu dla łopatki 4, zaopatrzonego w śrubę mocującą 3 oraz tarczy 7 ze skalą kątową



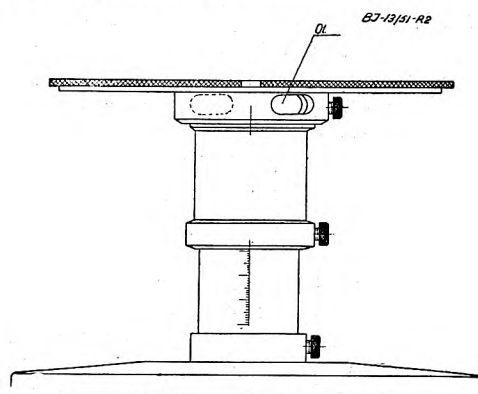
Rys. 1 — Przekrój przyrządu do kontroli łopatek

Ogólne wnioski z przeprowadzonych badań ująć można w sposób następujący:

- 1 — o zużyciu paliwa przez silniki gaźnikowe decyduje poza sposobem eksploatacji i stanem technicznym całego samochodu konstrukcja silnika, dobór i regulacja gaźnika, jak i rodzaj stosowanego paliwa.
- 2 — nie istnieją dodatkowe urządzenia, które mogą dać w efekcie końcowym praktyczne zmniejszenie zużycia paliwa.
- 3 — wkładki podgaźnikowe, zaworki dodatkowego powietrza dają oszczędność nieznaczną i to tylko w indywidualnych wypadkach.
- 4 — oszczędność można uzyskać przez wyłączenie urządzeń wzbogacających „ekonomizerów”.
- 5 — podstawowym wynikiem decydującym o oszczędności paliwa, jest stan techniczny układu zasilania. Na stacjach obsługi winny być zorganizowane oddziały obsługi układu zasilania wyposażone w odpowiednią aparaturę diagnostyczną.
- 6 — ze względu na to, że prawidłowe przeprowadzenie regulacji gaźnika jest każdorazowo zależne od rodzaju paliwa, konieczne jest ujednolicenie rodzaju paliwa dla silników gaźnikowych, będącego w dystrybucji krajowej oraz zachowanie kontroli tej jednolitości.

i noniusza 5. Uchwyt 4 jest częścią zamienną, zależną od kształtu stopki łopatkowej.

Na wymienionym przyrządzie wykonane zostaną 3 następujące czynności kontrolne:

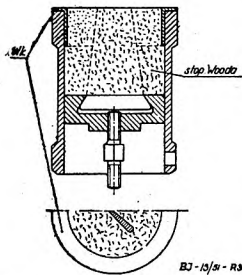


Rys. 2 — Widok przyrządu do kontroli łopatek

- 1 — zainkludowanie łopatki i wykonanie szlif w danym przekroju charakterystycznym dla stwierdzenia ewentualnych niedokładności wykonania linii konturowej profilu surowej łopatki,
- 2 — skontrolowanie zwichrowania łopatki, tj. kątów ustawienia profilu w poszczególnych przekrojach charakterystycznych,
- 3 — zbadanie za pomocą dwudzielnego szablonu dokładności wykonania profilu łopatki po dodatkowej obróbce ręcznej

O m o w i e n i e c z y n n o ś c i k o n t r o l n y c h  
ad 1 — W celu stwierdzenia ewentualnych niedokładności wykonania profilu łopatki w kilku charakterystycznych przekrojach postępujemy jak niżej:

Przecinamy łopatkę piłką, nieco powyżej przekroju badanego i zamocowujemy ją w uchwycie 4 za pomocą śruby mocującej 3. Zakładamy na tuleję 6 wkładkę ochronną WK i ustawiamy tuleję tak, aby przekrój badany był na poziomie grónej krawędzi wkładki (rys. 3). Includujemy łopatkę za pomocą stopu Wooda i po odłączeniu podstawy 1 i tulei 2, wykonujemy szlif na papierach ściernych. Sporządzamy odbitkę szlifu, której powiększenie rzucone na ekran aparatu projekcyjnego porównujemy z rysunkiem wykonawczym i stwierdzamy ewentualne niedokładności wykonania linii konturowej. Wytopienie metalu Wooda z tulei 6 odbywa się w wodzie o temperaturze 80 — 90°C.

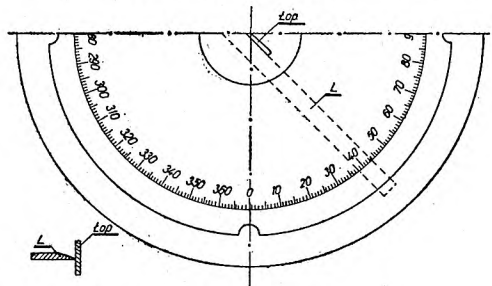


Rys. 3 — Includowanie badanej łopatki w tulei 6

Wymienione czynności powtarzamy tyle razy, w ilu przekrojach chcemy zbadać łopatkę. Tak więc dla zbadania dokładności wykonania odlewu kilkudziesięciu łopatek o tym samym profilu jedna łopaska musi ulec zniszczeniu.

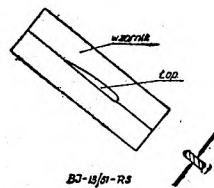
ad 2 — Pomiarzenie kąta ustawienia profilu łopatki w danym przekroju charakterystycznym odbywa się bezpośrednio po zamocowaniu łopatki w uchwycie 4, przy użyciu tarczy wyskalowanej 7 z noniusem 5 oraz liniału L, przykładanego wzdłuż cięciwy geometrycznej łopatki (rys. 4). Przesuwne tuleje i skala wzdłużna na

tulei 2 pozwalają na dokładne ustawienie w żądanym przekroju. Includowanie zbędne.



Rys. 4 — Pomiar kątów zarysu łopatki

ad 3 — Ponieważ każda odlana łopaska podlega dalszej obróbce ręcznej, polegającej na usunięciu ewentualnych niedokładności odlewu oraz



Rys. 5 — Kontrola zarysu łopatki przy pomocy wzornika

koniecznego z punktu widzenia odlewniczego zgrubienia (nadlewu) na krawędzi spływu, musi być po obróbce sprawdzona, co odbywa się przy pomocy dwudzielnego szablonu, ustawionego na talerzu 7 i przykładanego do profilu w przekroju charakterystycznym (rys. 5). Miernikiem dokładności wykonania jest wielkość szczeliny świetlnej między szablonem i profilem, powstałej dzięki oświetleniu wnętrza tulei 6 przez żarówki bateryjne. Wiązka światła wpada do wnętrza przez otwory Ot.

## ZAKŁAD BADAWCZY MATERIAŁÓW ŚCIERNYCH IMO

Wraz z ogromnym wzrostem przemysłu metalowego w Planie 6-letnim, wzrasta zapotrzebowanie na materiały i wyroby ściernie jak tarcze szlifierskie, papiery i płótna ściernie, oseeki, pilniki, pasty polerskie itp. Krajowy przemysł materiałów ściernych odziedziczył małe zakłady produkcyjne, będące niegdyś własnością drobnych kapitalistów z całą różnorodnością asortymentów, receptur zestawów, procesów technologicznych itp. Produkcja tych zakładów oparta była wyłącznie na rozmaitych surowcach importowanych, obecnie częściowo niedostępnych. Powstała konieczność oparcia tego przemysłu na krajowej bazie surowcowej oraz ujednoczenia receptury i procesów technologicznych. W tym celu z inicjatywy Zjednoczenia Przemysłu Narzędziowego i Głównego Instytutu Mechaniki zorganizowano przy Instytucie Metaloznawstwa i Obróbki Zakład Badawczy Materiałów Ściernych.

Jako pierwsze i najważniejsze zadanie postawiono przed Zakładem:

- 1 — Opracowanie spoiw ceramicznych do tarcz ściernych opartych na surowcach krajowych.
- 2 — Opracowanie technologii produkcji tarcz do ostrzenia zębów pił i przecinaków o spoiwie bakelitowym.
- 3 — Podwyższenie jakości produkcji tarcz ściernych przez wprowadzenie do produkcji tarcz z regulowaną strukturą i wielkoporowym.

Zakład Badawczy Materiałów Ściernych rozpoczął pracę w 1949. Przeprowadzono szereg badań surowców ceramicznych zarówno importowanych jak i krajowych

i wytypowano surowce krajowe zbliżone własnościami do stosowanych dotąd zagranicznych. Po szeregu prób opracowano szereg zestawów spoiw do tarcz z elektrokorundu i karborundu. Spoiwa te po opracowaniu laboratoryjnym przeszły do zakładów produkcyjnych, gdzie przeprowadzono próby na skalę półprzemysłową. Próby te dały wyniki dobre i pozwalają sądzić, że opracowane przez Zakład spoiwa nie tylko zastąpią zagraniczne, ale nawet pod pewnymi względami je przewyższają. Otrzymane w toku prób półprzemysłowych tarcze zostały przesłane do Instytutu Obrabiarek i Narzędzi oraz do kilku użytkowników dla zaopiniowania ich wartości roboczej. Obecnie są w toku próby na pełną skalę przemysłową.

Przecinaki na spoiwie bakelitowym nie były dotychczas w kraju produkowane i do opracowania tej technologii trzeba było przystąpić od podstaw. Po blisko 6-miesięcznej pracy otrzymano tarcze, których sprawność szlifierska zadziwiła specjalistów.

Przykładowo: przy przecinaniu kawałków stali narzędziowej szybko tnącej na każdy gram wagi zużytej tarczy wykruszone zostało 30 g stali, przy czym szybkość obwodowa tarczy wynosiła zaledwie ok. 40 m/sek, gdy optymalna szybkość powinna być 60 m/sek.

Również i te tarcze wysłano do zaopiniowania do Instytutu Obrabiarek i Narzędzi i do użytkowników. Z chwilą urządzenia odpowiednich hal produkcyjnych Zakłady Tarcz Ściernych będą mogły przystąpić do produkcji również tego typu tarcz. W toku są badania nad produkcją tarcz elastycznych o spoiwie gumowym.

# PRZEGLĄD BIBLIOGRAFICZNY MECHANIKI

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODKI DOKUMENTACJI  
GŁÓWNEGO INSTYTUTU MECHANIKI

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „PRZEGLĄD MECHANICZNY”

ROCZNIK 2

WARSZAWA, PAŹDZIERNIK 1951

NR 10

## OŚRODEK DOKUMENTACJI TECHNIKI CIEPLNEJ

### A — SILNIKI

- 231\* A04z:P07 621.438:662.81 B4—10.51  
Roxbee Cox H. Dr. **Przemysłowe turbiny gazowe.** „Industrial Gas Turbines“. Engineering, London, tyg., t. 169, nr 4400, 26 maj 50, s. 607, B4, 3 str., 8 rys. — Schemat instalacji i działania oraz przekrój techniczny komory spalania na pył węglowy z żaluzjowym odpylaczem popiołu, a także opis działania turbiny na pył węglowy. Rozpatrzono również szereg obiegów turbin gazowych na inne paliwo w wykonaniu przemysłowym, przy czym na uwagę zasługują dane eksperymentalne, zebrane przez autora odnośnie turbin gazowych, zastosowanych do lokomotyw.
- 232\* A040z+A041z 621.438 B4—10.51  
**Turbiny gazowe w roku 1950. Część I.** „Gas Turbines in 1950. No. I“. Engineer, London, tyg., t. 191, nr 4955, 12 stycz. 51, s. 56, B4, 2,8 str., 7 fot. — Przedstawiono konstrukcje turbin gazowych, tak o obiegu zamkniętym jak i otwartym, firm angielskich. Firma John Brown Ltd wykonała turbinę gazową o obiegu zamkniętym na 12500 Kw oraz podobną próbną o mocy 750 KW, British Thomson Houtson Ltd — dwie turbiny gazowe o obiegu otwartym o mocy 2500 KW, Metropolitan Vickers Electrical Co. Ltd - turbinę 2000 KW i rozpoczęła konstrukcję 15000 KW. Pametrada w rekordowym czasie wykonała turbinę o obiegu otwartym 3500 KM, C. A. Parsons Co. Ltd — turbinę o mocy 15000 KW oraz drugą na 10000 KW. Turbina Ruston and Hornsby Ltd, o mocy 750 kW, przepracowała w 1950 r. 1000 godzin.
- 233\* A040z 621.438 B4—10.51  
**Turbiny gazowe w 1950 r. Część II.** „Gas Turbines in 1950. No. II“. Engineer, London, tyg., t. 191, nr 4956, 19 stycz. 51, s. 91, B4, 3 str., 3 fot., 3 rys., 2 wykr. — Omówienie wykonanych w Stanach Zjednoczonych w 1950 r. turbin gazowych (nielotniczych). Firma General Electric Comp. of Schenectady wykonała 3 agregaty po 3500 KW, o obiegu otwartym, jeden zespół na 5000 KW i jeden na 5000 KM dwukadłubowy oraz jeden na 4000 KW. Elliott Co. opracowała 2500 KM turbinę okrętową oraz 3750 KW turbinę gazową do lokomotywy. Boeing Airplane Co. wypuściła nowy model (502) swej turbiny spalinowej o mocy 175 KW, który znalazł zastosowanie w okrętownictwie.
- 234\* A04z 621.438 B4—10.51  
**Turbiny gazowe w 1950 r. Część III.** „Gas Turbines in 1950. No. III“. Engineer, London, tyg., t. 191, nr 4957, 26 stycz. 51, s. 134, B4, 1 str., 1 fot. — Przegląd turbin gazowych wykonanych w 1950 r. na kontynencie zachodnio-europejskim. Dowiadujemy się szczegółów o 20000 KW turbinie gazowej stałej oraz 7000 KW okrętowej, wykonanej przez firmę Sulzer w Weinfelden. Omówione zostały 13000 KW oraz 27000 KW turbiny gazowe Brown Boveri, pracujące w siłowni w Betznau, jak również wyprodukowana przez Brown Boveri 1650 KW turbina gazowa dla cementowni w Venezueli i inne. Przedstawiono także, wyprodukowaną przez firmę Escher Wyss, 12500 KW turbinę spalinową stałą oraz turbinę 2000 KW, która przepracowała 6000 godzin. Wspomniano, że 1000 KW turbina gazowa, wykonana przez Oerlikon, przepracowała również ponad 6000 godzin. Na zakończenie poruszono sprawę produkcji turbin gazowych w Holandii i Japonii.
- 235\* A040/041z:P:A10zg 621.438:621.311 BA—10.51  
**Turbiny gazowe dla wytwarzania prądu elektrycznego w Belgii.** „Gas Turbines for Elektrical Generation in Belgium“. Engineering, London, tyg., t. 169, nr 4388, 3 marz. 50, s. 249, B4, 0,5 str. — Przytoczono dane z raportu Belgijskiego Komitetu Ekonomicznego do Spraw Turbin Gazowych, składającego się z 3 rozdziałów. Rozdział pierwszy dotyczy zaobserwowanych i przewidywanych sprawności turbin gazowych o obiegach: otwartym, zamkniętym względnie półotwartym, bez i z wymiennikami ciepła. Drugi rozdział omawia rodzaje paliw oraz koszty ich stosowania w wymienionych typach turbin gazowych. Wreszcie rozdział trzeci zawiera porównanie kosztów eksploatacji siłowni z turbiną gazową. Wyciągnięto wniosek, że turbina gazowa na gaz wielkopieczowy jest dla gospodarki Belgii rzeczą niezmiernie korzystną.
- 236\* A041z 621.438 B4—10.51  
**Pierwsza instalacja turbiny gazowej z obiegiem zamkniętym na skalę przemysłową.** „First Commercial Closed-Cycle Instalation“. Oil Engine and Gas Turbine, London, t. 18, nr 209, wrzes.list. 50, s. 164, A4, 3,5 str., 2 fot., 4 rys. — Szwajcarska firma Escher Wyss opatentowała projekt turbiny gazowej z obiegiem zamkniętym i w 1939 r. zbudowała próbną zespół o mocy 2000 kW, używany w zakładach tej firmy. Po kilkuletnich doświadczeniach firma wykonała turbinę na 12500 kW dla elektrowni w St. Denis pod Paryżem. Artykuł zawiera opis tego urządzenia. Prace instalacyjne są na ukończeniu. Spodziewana sprawność cieplna ma być równa 34% przy pełnym obciążeniu, 30% przy 0,25 obciążenia.
- 237\* A041z 621.438 B4—10.51  
Roxbee Cox H. dr. **Przemysłowe turbiny gazowe.** „Industrial Gas Turbines“. Engineering, London, tyg., t. 169, nr 4399, 19 maj 50, s. 578, B4, 1,3 str., 1 fot., 3 rys. — W historycznym przeglądzie rozwoju turbin gazowych, wykonanych przez różne firmy, na specjalną wzmiankę zasługuje wykonana przez różne John Brown, z licencji Escher Wysa 12500 kW turbina gazowa o obiegu zamkniętym. Dość szczegółowy schemat instalacyjny tej turbiny pozwala zorientować się jakie ciśnienia i temperatury panują w poszczególnych miejscach tego obiegu zamkniętego.
- 238\* A05z 621.44 B4—10.51  
**Krótkotrwałe zwiększenie ciągu silników strumieniowych.** „Krátkodobé zvyšení tahu proudovych motorú“. Letectví, Praha, 2-tyg., t. 27, nr 3, 5 luty 51, s. 61, A4, 2,6 str., 1 fot., 1 rys., 7 wykr. — Porównanie różnych sposobów uzyskania zwiększonego ciągu silników strumieniowych przy małych szybkościach (zwłaszcza przy stracie i wznoszeniu się). Osiąga się to czterema sposobami: 1) przez wtryskiwanie wody lub mieszanki (woda + metanol) do sprężarki; 2) wtryskując wodę do komór spalania; 3) podwyższając temperaturę spalin przed turbiną; 4) spalając dodatkowe ilości paliwa w rurze wylotowej.
- 239\* A05z 629.135.2 B4—10.51  
**Pasażerski samolot odrzutowy „Comet“.** „Das Düsen-Verkehrsflugzeug „Comet“. VDI-Nachrichten, Düsseldorf, t. 4, nr 2, 22 stycz. 50, s. 1, B3, 0,5 str., 3 fot. — Omówiono ogólne dane samolotu De Havilland „Comet“ z czterema silnikami turbo-strumieniowymi „Ghost“ o sile pociągowej 10000 kg, wyprodukowanego w r. 1949.

A — SILNIKI c. d.

240\* A07z:D07 621.165:621.89 B4—10.51

Broom W. E. J., Clark G. H. **Olejenie turbiny parowej.** „Steam Turbine Lubrication“. Institute of Petroleum Review, London, mies., t. 4, nr 45, wrzes. 50, s. 297, nr 46, paźdz. 50, s. 325, A5, 16 str., 14 fot., 2 rys., 4 wykr., 4 tab. — Elementy układu olejenia nowoczesnej turbiny, a więc zbiorników oleju, pomp, chłodnic oleju, przewodów i systemu chłodzenia prądnicy wodorem. Omówiono obszernie właściwości oleju i zagadnienie korozji. Konstrukcja układu olejenia zmierza do zmniejszenia możliwości pożaru w razie pęknięcia przewodów pod ciśnieniem, przez dalekie ich położenie od gorących części silnika, a niekiedy przez prowadzenie przewodów tłocznych wewnątrz odpływowych.

241\* A07zr 621.165 B4—10.51

Szewalski R. prof. dr. **Zagadnienie mocy granicznej turbin parowych i nowe turbozespoły 100000 kW produkcji radzieckiej.** Przegląd Mechaniczny, Warszawa, mies., t. 9, nr 10/11, paźdz. 50, s. 350, A4, 8 str., 5 rys., 7 wykr., 3 tab., 2 poz. bibl. — Omówienie pojęcia mocy granicznej i ustalenie parametrów określających ją pod kątem widzenia termodynamiki (sprawność, strata wylotowa) oraz wytrzymałościowym (łopatki graniczne, tarcze wirnikowe). Podano przykłady obliczeniowe. Przytoczono jako przykład turbozespołów o mocy granicznej dwa zespoły L.M.Ż. w Leningradzie i jeden Ch.T.G.Ż. w Charkowie, wszystkie o mocy 100000 kW.

242\* A10z 621.311.22 B4—10.51

Fairchild F. P. **Opis siłowni parowych Sewaren i Essex.** „The Design of Sewaren Generating Station and No. 1 Unit at Essex Station, Public Service Electric and Gas Company“. Transactions of the ASME, New York, mies., t. 72, nr 3, kwiec. 50, s. 147, A4, 19 str., 10 fot., 15 rys., 7 wykr. — Turbinownia w Sewaren wyposażona jest w 3 jednostki po 100000 kW (1500 psi i 1050 F) oraz w jednostkę na 125000 kW, z wtórnym przetwarzaniem pary (typ trzykadłubowy z trzema wylotami części niskoprężnej), której zużycie ciepła wylizowano na 9400 BTU na kilowattgodzinę (2360 kcal/kWh). Załączono przekroje podłużne turbin, zestawienie zastosowanych stali, listę dostawców turbozespołów (Westinghouse, General Electric) oraz podano wyekwirowanie siłowni. W dyskusji wypowiedzieli się C. B. Campbell, W. L. Chadwick, L. Elliot, C. C. Wheelchel.

243\* A10z 621.311 B4—10.51

Gage A. **Unowocześnienie elektrowni w Gennevilliers.** „Rénovation de la centrale de Gennevilliers“. Technique Moderne, Paris, t. 42, nr 21/22, list. 50, s. 341, A4, 10 str., 12 fot., 13 rys., 1 tab., 3 poz. bibl. — W elektrowni w Gennevilliers trwają prace nad jej przebudową. Siłownia została wyposażona w dwa niezależne zespoły, z których każdy posiada turbogenerator główny o mocy 100000 kW i pomocniczy o mocy 8000 kW. Prądnice chłodzone są wodorem, chłodzonym z kolei przy pomocy skroplin pary z turbin. Z trzech pomp zasilających kotły, dwie wystarczają przy pełnym obciążeniu, trzecia stanowi rezerwę. Każda ma wydatek 265 t/h, wysokość tłoczenia 1260 m, zapotrzebowanie mocy 1685 KM. W artykule opisano szczegółowo urządzenia siłowni i przytoczono dane liczbowe.

244\* A10z 621.311.22 B4—10.51

**Produkcja mocy.** „Power Production“. Brown Boveri Review, Baden (Szwajc.), t. 37, nr 1/2/3, stycz.-marz. 50, s. 4, A4, 14 str., 16 fot., 2 rys., 1 tab. — Poruszono niektóre problemy, występujące przy projektowaniu siłowni cieplnych, jak dogrzewanie pary przed wejściem na końcowe wieńce łopatkowe turbiny, systemy napędu urządzeń pomocniczych turbiny, produkcję mocy w jednej większej lub kilku mniejszych jednostkach oraz rodzaje silników napędzających pompy wodne siłowni. Omówiono również urządzenia będące w budowie lub zainstalowane przez firmę Brown Boveri, a więc kotły „Velox“, turbiny parowe i gazowe oraz prądnice sprzężone z turbinami i silnikami Diesela.

245\* A10z:A07z:P07 621.311.22:621.165:662.87 B4—10.51

Moore R. P. (Niagara Mohawk Power Corp). **Charakterystyka elektrowni parowej w Dunkirk.** „Features of Dunkirk Steam Station“. Combustion, New York, mies., t. 22, nr 4, paźdz. 50, s. 40, A4, 9 str., 5 fot., 8 rys., 7 poz. bibl. — W zachodniej części stanu New York powstała nowa elektrownia. Zbudowano ją nad brzegiem jeziora Erie, aby zapewnić jej dostateczną ilość wody chłodzącej. Posiada ona dwa zespoły: kotłó — turbina — prądnica o mocy 8000 kW. Kotły są opalane pyłem węglowym wytwarzanym w 4 młynach. W turbinach zastosowano dogrzewanie pary po przejściu przez część wysokoprężną. Każda turbina posiada 8 stopni w części wysokoprężnej, 10 — w średnioprężnej i 5 — w dwustrumieniowej części niskoprężnej. Artykuł zawiera opis ważniejszych urządzeń elektrowni oraz podaje skład i właściwości używanego węgla.

246\* A10z:C07z 621.311.22 B4—10.51

Thompson P. W. (Detroit Edison Co.). **Doświadczenia z parowymi elektrowniami na wysokie ciśnienie i wysoką temperaturę.** „Experience with High-Pressure, High-Temperature Steam Central Stations“. Combustion, New York, mies., t. 22, nr 4, paźdz. 50, s. 57, A4, 4 str., 1 wykr. — Skróc referatu, wygłoszonego na Światowej Konferencji Energetycznej w Londynie, poświęconego elektrowniom parowym, pracującym przy wysokich ciśnieniach (do 160 at.) i wysokich temperaturach (do 560°C). Siłownie takie rozwinęły się w St. Zjednoczonych po 1930 r. Omówiono działanie kotłów i turbin, przyczyny przerw w pracy, przygotowanie wody do kotłów, zagadnienia z dziedziny metaloznawstwa. Wspomniano też o kierunkach rozwoju tych siłowni na przyszłość. Temperatura pary ma przekroczyć dzisiejszą górną granicę, gdy tylko staną się praktycznie dostępne odpowiednie materiały. Na osiągnięcie powyższego mają pozwolić stopy wynalezione podczas wojny dla celów wojskowych.

247 A10z:Z02:B 621.311.22(7) B4—10.51

Spennemann L. **Przyczyn dobrej gospodarności cieplnej siłowni amerykańskich.** „Ursachen für die gute Wärme-wirtschaftlichkeit amerikanischer Kraftwerke“. Z. V D I, Düsseldorf, 2-tyg., t. 93, nr 4, 1 luty 51, s. 85, A4, 4 str., 4 fot., 3 rys., 1 tab. — Omówienie poszczególnych agregatów pomocniczych siłowni parowej, jak dmuchawy powietrzne, przewody parowe, kondensatory, maszyny kondensacyjne, wieże chłodnicze, podgrzewacze, pompy zasilające i ich rolę w poprawieniu sprawności układu siłowni amerykańskich. Poza tym omówiono wpływy charakteru ogólnego, jak równomierne obciążenie, niskie temperatury wylotowe, wysokie podgrzanie oraz jakość materiałów.

248\* A10zg 621.311 B4—10.51

**Gospodarność czołowych i wysokociśnieniowych urządzeń kondensacyjnych przy rozbudowie siłowni.** „Die Wirtschaftlichkeit von Vorschalt und Hochdruck-Kondensationsanlagen bei Erweiterung eines Kraftwerks“. Z. V D I, Düsseldorf, 2-tyg., t. 93, nr 5, 11 luty 51, s. 103, A4, 1 str., 1 tab. — Porównanie korzyści wynikających ze stosowania (w wypadku rozbudowy siłowni) urządzeń czołowych w stosunku do urządzeń wysokociśnieniowych. Na przykładzie wykonanych urządzeń podano liczby: poprawy sprawności, zużycia paliwa i kosztów.

## Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNO-BADAWCZE

249\* Z02z:DO2z:A04z 662.61:621.438 B4—10.51

Mackenzie K. J., Boddy J. H. **Badanie paliw w turbinie gazowej.** „Fuel Testing in Gas-Turbines“. Aircraft Engineering, London, mies., t. 23, nr 264, luty 51, s. 40, A4, 3 str., 2 wykr., 7 poz. bibl. — Rozpatrzone wpływy wilgotności powietrza atmosferycznego na przebieg procesów spalania w komorze spalania turbiny gazowej z punktu widzenia sprawności spalania. Wpływ pary wodnej na reakcję spalania stara się autor ująć przy pomocy współczynnika „wyzwolenia ciepła na wyjściu z komory“, przy pomocy określenia granicy ustalonego spalania oraz rozkładu temperatur na zejściu.

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNO-BADAWCZE c. d.

- 250\* Z022:M 662.61:546.3 B4—10.51  
Bielajew A. F., Komkowa L. D. **Zależność szybkości spalania termitów od ciśnienia.** „Zawisimost' skorosti gorienija termitow od dawlenija“. *Zurna fiziczeskoj chimiji*, Moskwa, mies., t. 24, paźdz. 50, s. 1302, B5, ż. 5 str., 2 wykr., 4 tab., 7 poz. bibl. — Autorzy zbadali cztery zasadnicze mieszaniny termiczne: chromowo-aluminiową, żelazo-aluminiową, chromowo-magnezową oraz manganowo-aluminiową. Osiągnięte ciekawe wyniki badań nad szybkością spalania tych termitów przy ciśnieniach od 1 do 60 ata przedstawiono w postaci wykresów i tablic.
- 251\* Z025:Z021z 621.036.2:621.515 B4—10.51  
Trumpler W. E., Frereric R. W., Trumpler P. R. **Sto-  
pień przechodzenia ciepła w sprężarkach promienio-  
wych i wpływ chłodzenia wewnętrznego pyłem na  
sprawność.** „Heat-Transfer Rates in Centrifugal Com-  
pressors and the Effect of Internal Liquid Coolings on  
Performance“. *Transactions of the ASME*,  
New York, mies., t. 72, nr 6, sierp. 50, s. 797, A4, 8 str.,  
5 rys., 7 wykr., 6 tab. — Rozważono możliwość zasto-  
sowania wodnego chłodzenia wewnętrznego do wielo-  
stopniowych sprężarek promieniowych.
- 252\* Z025:C05z 621.036:537.7 B4—10.51  
Eckert E. **Elektryczny pomiar modelowy.** „Elektrische  
Modellmessung des Wärmedurchgangs“. *Z. VDI*, Düs-  
seldorf 2-tyg., t. 85, nr 47—48, 29 list. 41, A4, 0,7 str.,  
2 rys., 3 poz. bibl. — Metoda opiera się na podobień-  
stwie budowy równań różniczkowych przewodnictwa  
cieplnego, przepływu potencjalnego i przewodnictwa  
elektrycznego oraz, między innymi, na podobieństwie  
pola temperatur do pola elektrycznego. Opisano przyr-  
ząd do określania przechodzenia ciepła i pola tempe-  
ratur przez pomiar przewodności elektrycznej i roz-  
kładu napięć.
- 253\* Z025:Z04 621.036.2:621.6 B4—10.51  
Bergelin O. P., Brown G. A., Hull H. L., Sullivan F. W. **Prze-  
nikanie ciepła i tarcie podczas rzeczywistego prze-  
pływu przez elementy chłodnicze rurowych III.** „Heat  
Transfer and Fluid Friction During Viscous Flow  
across Banks of Tubes III“. *Transactions of the  
ASME*, New York, mies., t. 72, nr 6, sierp. 50, s. 881,  
A4, 7,5 str., 1 rys., 12 wykr., 1 tab., 11 poz. bibl. —  
Opis dalszej serii doświadczeń na opływie rur chłod-  
nicowych w różnych układach. Badania przeprowa-  
dzano w warunkach przepływu izotermicznego, z ogrze-  
waniem i z chłodzeniem, dla czynników o różnej lep-  
kości, przy układach rur w trójkąt i kwadrat, przy  
różnych odstępach i średnicach.
- 254\* Z03 531.4 B4—10.51  
Hoerner S. F. **Opór podstawowy i grube krawędzie  
spływu.** „Base Drag and Thick Trailing Edges. Jour-  
nal of the Aeronautical Sciences, New  
York, mies., t. 17, nr 10, paźdz. 50, s. 622, A4, 7 str.,  
12 wykr., 21 poz. bibl. — Opis szeregu doświadczeń  
nad oporem podstawowym, wywołanym pod ciśnieniem  
za ściętym zakończeniem poruszającego się ciała. Ana-  
lizując wyniki pomiarów wyprowadzono proste za-  
leżności, które pozwalają określić opór niektórych ciał  
nieopływowych lub profili tępo zakończonych. Wska-  
zano na możliwości znacznego polepszenia stosunku  
siły nośnej do oporu przez zgrubienie krawędzi spływu  
w przypadku grubych profili.
- 255\* Z03m:Mwz 539.4 B4—10.51  
Carro-Cao G. **Metale i wytrzymałość w stanie nagrza-  
nia.** „I metalli e la resistenza al calore“. *Aerotec-  
nica*, Roma, mies., t. 30, nr 3, 15 czerw. 50, s. 120, A4,  
12 str., 14 rys., 13 poz. bibl. — Omówienie zjawisk za-  
chodzących w metalach poddanych działaniu ciepła  
i jednocześnie obciążonych siłami zewnętrznymi. Za-  
gadnienie ważne z uwagi na rozwój turbiny gazowej  
i silników odrzutowych. Rozpatrzone zjawiska: od-  
kształcenie plastyczne, wzmocnienie, rekryształizacja,  
starzenie, płynięcie i zmęczenie materiału. Podano  
także sposób oznaczania wytrzymałości na zmęczenie  
i płynięcie materiału.
- 256\* Z04 621.6 B4—10.51  
Funsoli E. **Wykreślanie polisad profilów o żądanych  
charakterystykach.** „Sul progetto di schiere alari di  
caratteristiche prefissate“. *Aerotecnica*, Roma,  
mies., t. 30, nr 3, 15 czerw. 50, s. 114, A4, 5,5 str., 6 rys.,  
8 wykr., 2 poz. bibl. — Podano metodę, pozwalającą  
przekształcić opływ profilu kołowego o danej charak-  
teryście na opływ palisady o tej samej charaktery-  
ście za pomocą odwzorowania wiernego. Odwzorowa-  
nie prowadzi się w dwóch etapach: przekształcenie  
koła na profil o szkieletowej w kształcie spirały loga-  
rytmicznej, a następnie przekształcenie tego profilu na  
palisadę.
- 257\* Z04 621.4 B4—10.51  
Roy M. **Nowe pojęcie sprawności izentropowej, da-  
jące się zastosować dla przepływu adiabatycznego ciał  
gazowych.** „Notion nouvelle de rendement isentropique  
applicable aux régimes d'écoulement adiabatique de  
fluides gazeiformes“. *Proceedings of the Se-  
venth Intern. Congress for Appl. Mecha-  
nics*, London, 1948, t. 3, s. 127, A5, 12 str. — Definicja  
klasyczna sprawności adiabatycznej i wprowadzenie  
pojęcia sprawności izentropowej (przemiana adiabaty-  
czna i odwracalna jest przemianą izentropową). Uza-  
sadnienie wprowadzonego pojęcia, rozpatrzenie prze-  
mian rzeczywistych i nakreślenie zakresu stosowalności  
sprawności izentropowej.
- 258 ZO1 658.54 B4—10.51  
Berg S. Dr (VDI) **Istota i zastosowanie liczb znormali-  
zowanych.** „Die Normzahl-Wesen und Anwendung“.  
V. D. I., Düsseldorf, 2-tyg., t. 92, nr 6, 21 luty 50, s. 135,  
A4, 7,5 str., 9 tab — Szersze omówienie normy DIN  
323, dotyczącej szeregów liczb znormalizowanych, któ-  
re powstają przez podział geometryczny zakresów dzie-  
lących poszczególne potęgi dziesięciu: 1, 10, 100, itd.  
Praca omawia: cel, budowę, rodzaj oznaczenia, wska-  
zówki i przykłady praktycznych zastosowań i rachun-  
ków opartych na szeregach znormalizowanych. Odbit-  
kę pracy można otrzymać w cenie 0,30 DM w VDI,  
Düsseldorf, Prinz-Georg Strasse 77.
- 259\* ZO1 536.7:532 B4—10.51  
Frenkel J. I. **Fizyka statystyczna.** „Statisticzeskaja fi-  
zika“. 3 tomy, tom I, Moskwa-Leningrad, 1948, I z d a t.  
A k a d. N a u k S S S R., D, B5, 246 str., 19 rys. — Po  
wprowadzeniu wstępnym, za które można uważać roz-  
dział dotyczący podstaw matematycznych mechaniki  
punktów materialnych oraz definicji gazu doskonałego  
z określeniem jego najważniejszych parametrów,  
rozpatrzony został cały szereg zagadnień z klasycznej  
termodynamiki statystycznej. Podano analizę oddzia-  
ływanie między cząsteczkami gazu i stany zakłóceń  
równowagi, związek między prawdopodobieństwem a  
entropią, uogólnioną teorię równowagi statystycznej  
i własności termodynamiczne gazu złożonego z mole-  
kuł wieloatomowych oraz układów dowolnych, zachowanie  
entropii przy nieciągłym jej powstawaniu, relaksację,  
termodynamiczną teorię fluktuacji i statystyczne wyznaczenie  
podstawowych wielkości termodynamicznych. Bardzo przystępnie  
przedstawiono teorię równowagi układów niejednorodnych bez  
przemian chemicznych (reguła faz), z zastosowaniami do  
układów z fazami kondensacji, roztworów roztępczo-  
nych, zjawisk powierzchniowych oraz stanów równo-  
wagi chwiejnej, z rozpatrzeniem prawdopodobieństwa  
fluktuacji parametrów termodynamicznych.
- 260\* ZO1 539.13:533.1 B4—10.51  
Frenkel J. I. **Fizyka statystyczna.** „Statisticzeskaja fi-  
zika“. 3 tomy, tom II, Moskwa-Leningrad, 1948, I z d a t.  
A k a d. N a u k S S S R., D, B5, 267 str., 35 rys.  
— Analiza zagadnienia klasycznej mechaniki statysty-  
cznej oraz omówienie sił międzycząsteczkowych (New-  
tonowskich i Coulombowskich), z wprowadzeniem ga-  
zu elektronowego oraz gazów rzeczywistych, dla roz-  
ważań zjawisk dysocjacji elektrolitycznej i termody-  
namicznej teorii magnetyzmu. Wywód równania sta-  
nu gazu rzeczywistego przeprowadzono przy pomocy  
teorematu wiriału oraz teorii kanonicznego rozkładu

## Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNO-BADAWCZE c. d.

Gibbsa. Siły międzycząsteczkowe rozpatruje się dalej w zastosowaniu do roztworów i zjawisk dyfuzji, wiskozy, adsorpcji i właściwości warstw i błon powierzchniowych. Podano również dokładnej analizie teorii dysocjacji, równowagę chemiczną w roztworach, z uwzględnieniem parowania i kondensacji, oraz kinetykę złożonych reakcji chemicznych i aktywność. Omówiono wreszcie, pod kątem klasycznej fizyki statystycznej, ciała stałe. Na uwagę zasługują tu specjalnie: teoria ruchu ciepła w trójwymiarowym ciele stałym oraz promieniowanie ciał stałych i płynnych pod wpływem ruchów cieplnych.

261\* ZO1 530.145 B4—10.51

Frenkel J. I. **Fizyka statystyczna**. „Statisticzeskaja fizika“. 3 tomy, tom III, Moskwa-Leningrad, 1948, I zdat, Akad. Nauk SSSR, D, B5, 229 str., 6 rys. — Na wstępie przedstawiono kwantową mechanikę cząstki elementarnej w ujęciu Plancka, Einsteina, Bohra wraz z mechaniką falową de Broglie'a i Schrödingera. W dalszym ciągu omówiono mechanikę kwantową układu cząstek i ogólne zasady statystyki kwantowej równowagi statystycznej i zastosowanie jej do układów quasi-gazowych, z naświetleniem zależności między statystyką kwantową i klasyczną. Na specjalną uwagę zasługuje kwantowa teoria ruchu ciepła w ciałach stałych, z wprowadzonym gazem „fotonowym“ i jego wzajemnym oddziaływaniem z gazem elektronowym, jak również termodynamiczna teoria gazów kwantowych, teoria promieniowania ciepłego (gazu „fotonowego“), czy wreszcie właściwości cieplne gazów jedno i dwuatomowych oraz niejednorodne stany równowagi i stałe chemiczne gazów. W zakończeniu rozpatrzono specjalne przykłady statystyki kwantowej, jak pobudzanie cieplne i jonizacji atomów w gazach i ciałach stałych, statystyczna teoria zjawisk magnetycznych, statystyczna teoria jąder atomowych czy teoria zwyrodnienia gazu.

262\* ZO1 620.9:621.1/521.5 B4—10.51

**Światowa konferencja energetyczna**. „World Power Conference — II“. Combustion, New York, mies., t 22, nr 3, wrzes. 50, s. 36, A4, 10,5 str. — Druga część sprawozdania ze światowej konferencji energetycznej obejmująca omówienie referatów dotyczących zagadnień produkcji pary i projektowania odpowiednich urządzeń pomocniczych, silników o spalaniu wewnętrznym, turbin gazowych i silników odrzutowych, projektowania siłowni wodnych, przewartościowania energii atomowej oraz przewartościowania energii wiatrów, pary pochodzenia naturalnego i energii ruchów mórz. Sprawozdanie kończą uwagi z dyskusji, w której poruszono także sprawę pokojowego zastosowania energii atomowej.

263\* ZO2 621.036 B4—10.51

Cope W. F. **Wymiana ciepła przy wielkich prędkościach**. „Heat Transfer at High Speeds“. Proc. of the VIII-th Intern. Congress for Applied Mechanics, t. 3, London, 1948, s. 120, A5, 7 str., 6 poz. bibl. — Przedstawiono sposób obliczenia przechodzenia ciepła pomiędzy płaską płytką a strumieniem gazu o dużej prędkości przepływu i wykazano, że wymiana ciepła jest proporcjonalna do różnicy pomiędzy temperaturą płytki a temperaturą gazu, którą miałby gaz bez wpływu ciepła.

264\* ZO2 621.036 B4—10.51

Friedman R., Johnston W. C. **Gaszenie bliskością ścian laminarnego płomienia propanowego jako funkcja ciśnienia, temperatury i stosunku powietrza do paliwa**. „The Wall-Quenching of Laminar Propane Flames as a Function of Pressure, Temperature and Air Fuel Ratio“. Journal of Applied Physics, Lancaster (USA) mies., t. 21, nr 8, sierp. 50, s. 791, B5, 4 str., 2 tab., 4 wykr., 14 poz. bibl. — Do badań nad wygaszaniem płomieni między dwiema równoległymi

płaszczyznami użyto propanu ze względu na łatwość otrzymania go w czystej postaci, łatwość pomiaru i podobieństwo do wyżej nasyconych węglowodorów. Stwierdzono zależność zjawiska od temperatury ścian oraz brak zależności od rodzaju powierzchni.

265\* ZO2 621.036.7 B4—10.51

Fowler R., Guggenheim E. A. **Termodynamika statystyczna**. „Statistical Thermodynamics“. 2 wyd. Cambridge, 1949, University Press, D, 26 × 18, 10 + 701 str., 55 tab., 76 wykr., bibliografia. — Podstawowe dzieło z mechaniki statystycznej w jęz. angielskim, przeznaczone przede wszystkim dla studiujących fizykę i chemię, a więc posiadające odpowiednie ogólne wprowadzenie. Obejmuje wszystkie zasadnicze dziedziny termodynamiki statystycznej, poczynając od podstaw mechaniki statystycznej poprzez zagadnienia gazów doskonałych, kryształów, entropii, gazów rzeczywistych, cieczy, roztworów nieelektrolitycznych i elektrolitycznych oraz warstewki powierzchniowej, a kończąc na dziedzinach pokrewnych, mianowicie elementarnej teorii elektronowej metali, z zastosowaniem teorii statystycznej w dziedzinie elektrotechniki i magnetyzmu. Podane są: spis alfabetyczny poruszanych zagadnień, zestawienie zasadniczych stałych fizykalnych wraz z podaniem ich wartości oraz zestawienie stosowanych w tej książce symboli używanych przez 15 innych autorów (w tekście książki używane są jednak także te obce oznaczenia, a szczególnie — stosowane przez Gibbsa). Dzieło cechuje przejrzysty układ i prosty styl. Przytaczane są w odnośnikach liczne teksty źródłowe (notatki bibliograficzne).

266\* ZO2 536.7 B4—10.51

Goff I. A., Gretch S., Voorhis S. W. **Daty termodynamiczne niektórych jednoatomowych gazów w stanie doskonałym przy ciśnieniu 0 ata**. „Zero-Pressure Thermodynamic Properties of Some Monoatomic Gases“. Transactions of ASME, New York, mies., t 72, nr 6, sierp. 50, s. 725, A4, 14,5 str., 9 tab., 3 wykr., 102 poz. bibl. — Omówienie teorii ze szczególnym uwzględnieniem właściwości izotopów i ich mieszanin. Obliczenie w funkcji temperatury ciepła właściwych, zredukowanej entropii i entalpii dla niektórych izotopów wodoru, helu, węgla, azotu, tlenu, fluoru, siarki, chloru, argonu, bromu, jodu i rtęci (tabl. 5—8). Korektury przeliczeniowe, porównanie podanych dat z datami publikowanymi przez innych badaczy. Obszerne zestawienie piśmiennictwa.

267 ZO2 621.036.7 B4—10.51

Gundlach W. R. **Wprowadzenie do termodynamiki technicznej**. „Einführung in die technische Thermodynamik“. Zürich, 1947, Ernst Wurzel — Verl. D, A5, 23 + 262 str., 130 rys., 23 tab. — Podręcznik ten dotyczy techniki cieplnej, posiada oryginalny układ i sposób ujęcia treści, odbiegający od praktykowanego powszechnie podziału materiału na grupy zagadnień trzech zasad termodynamiki. Obejmuje zagadnienia obliczania parametrów stanu czynników, zagadnienia dotyczące przemian termodynamicznych i właściwości układów jednoskładnikowych występujących w jednej fazie (np. gazów), układów jednoskładnikowych wielofazowych (np. par) oraz układów wieloskładnikowych (łącznie z przemianami fizykalno-chemicznymi). Obszerne potraktowane i uwypuklone są różnice między czynnikami, przemianami, przebiegami i procesami wyidealizowanymi i rzeczywistymi oraz sformułowane są charakterystyczne założenia i uproszczenia stosowane w zagadnieniach technicznych. Ogólne wprowadzenie uzupełnia zestawienie przykładów charakterystycznych obiegów maszyn cieplnych. Dzięki poruszeniu pewnych zagadnień granicznych tzw. termodynamiki technicznej i chemii fizykalnej stworzony został pomost do zagadnień specjalnych, wchodzących w zakres zainteresowań i pracy konstruktorów i eksploatorów nowoczesnych maszyn i urządzeń cieplnych, a pomijanych na ogół w podręcznikach klasycznych.

## OŚRODEK DOKUMENTACJI METALOZNAWSTWA I OBRÓBK

## A — TECHNOLOGIA METALI

## A 1 Metalurgia

207\* Alb:A2c 621.74.03/04:621.741/5 B5—10.51  
 Juroff A. J. **Urządzenie do odgazowywania stopów magnezu.** „Equipment for Degassing Magnesium Alby Metals“. American Foundryman, Chicago, mies., t. 17, nr 3, marzec 50, s. 28, A4, 2 str., 1 fot., 1 rys. — Szczegóły konstrukcyjne i opis działania aparatury do odgazowywania stopionego wsadu stopów magnezu przy pomocy chloru.

208\* Alc 621.775 B5—10.51  
 Eudier M. **Spiekania żelaza.** „Le frittage du fer“. Revue de Métallurgie, Paris, mies., t. 47, nr 11, list. 50, s. 825, A4, 10 str., 1 rys., 6 tab., 15 wykr., 3 mikrog., poz. bibl. — Zjawiska fizyczne określające własności proszków żelaza w czasie spiekania ich w piecu. Ustalenie gęstości proszku i łatwości płynięcia w matrycy, pozwalające określić wymiary matrycy. Zależności między gęstością proszku a jego własnościami fizycznymi przed i po sprasowaniu. Mechaniczne własności proszków spiekanych oraz ich zależności od temperatury i czasu spiekania. Wpływ atmosfer ochronnych na proces spiekania.

## A 2 Odlewnictwo

2096 A2a:A4a:A4b 621.74/5/6:620.18 B5—10.51  
 Smith E. K. **Doświadczenia z żeliwem sferoidalnym.** „Experiments in Nodular Iron“. Iron and Steel, London, tyg., t. 23, nr 2, 1950, s. 46, A4, 3 str., 1 fot., 8 mikrog. — Opis doświadczeń przemysłowych przeprowadzonych w ostatnim roku w USA na żeliwie sferoidalnym zawierającym magnez.

210\* A2b:A4e 620.746:03 B5—10.51  
 Protheroe H. T. **Próbki „wlewkowe“ w odlewnictwie stali.** „Les lingots-éprouvettes en fonderie d'acier“. Fonderie, Paris, mies., t. 58, nr 10, paźdź. 50, s. 2285, A4, 6 str., 1 fot., 9 rys., 9 tab. — Próbki wycinane bezpośrednio z odlewów nie dają właściwego wyobrażenia o jakości staliwa. Podano opis specjalnych próbek „wlewkowych“ wraz z wynikami badań wytrzymałościowych na nich przeprowadzanych.

211\* A2c:A3b:A5b 621.746+621.73/546.821 B5—10.51  
 Bartlett S. J., Gee E. A., Delong W. B. **Odlewanie i kucie tytanu.** „Casting and Forging of Titanium“. Metall Progress, Cleveland (USA), mies., t. 58, list. 50, 7 mikrog. 2 makrog. — Topienie tytanu w piecu indukcyjnym. Konstrukcja pieca. Własności mechaniczne lanego tytanu. Technologia kucia tytanu i zakres temperatur, stopień przeformowania i własności mechaniczne odkuwek.

## A 3 Przeróbka plastyczna.

212\* A3a 621.774 B5—10.51  
 Boettcher W., Pomp A. **Wydłużenie i zmiany przekroju rur bez szwu w czasie walcowania na układzie walcarek redukujących.** „Allongement et modification d'épaisseur au cours du laminage de tubes sans soudure au train réducteur“. Revue de Métallurgie, Paris, mies., t. 48 bis, nr 3, marz. 51 s. 103, A4, 3 str., 2 rys., 1 wykr. — Zależność przewężenia ścianki przy walcowaniu rur bez szwu na walcarkach redukujących od własności konstrukcyjnych urządzenia, wymiarów wyjściowych i warunków walcowania. Opis urządzenia do redukującego walcowania rur.

213\* A3a 621.771 B5—10.51  
 Pomp A. **Postęp dokonany w czasie ostatniej dekady w dziedzinie walcowania na zimno stalowych taśm.** „Progres réalisés pendant la dernière décade dans le laminage à froid d'acier“. Revue de Métallurgie, Paris, mies., t. 48 bis, nr 3, marz. 51, s. 106, A4, 4 str., 7 rys., 1 wykr. — Przegląd naj-

nowszych osiągnięć stosowanych do walcowania taśm szerokich. Opis nowych metod technologicznych i urządzeń stosowanych w Ameryce i innych krajach. Prace badawcze prowadzone w dziedzinie walcownictwa taśm.

214\* A3a 621.777 B5—10.51  
 Tosantos J. M. **Wady powierzchniowe blach cynowanych produkowanych przez walcownie w pakietach.** „Quelques défauts superficiels du ferblanc fabriqué par laminage en paquet“. Revue de Métallurgie, Paris, mies., t. 48 bis, nr 4, kwiec. 51, s. 147, A4, 3 str., 13 fot., poz. bibl. — Klasyfikacja i omówienie wad powierzchniowych, powstających na powierzchni „blach białych“ walcowanych w pakietach.

215\* A3b:A4c 621.75:620.17 B5—10.51  
 Potaszkin R. **Własności mechaniczne odkuwek ze stali o niskich zawartościach niklu, chromu i molibdenu.** „Sur les propriétés mécaniques des pièces de forge en aciers à faibles teneurs en nickel, chrome et molybdène“. Revue de Métallurgie, Paris, mies., t. 46, marz. 49, s. 125, A4, 16 str., 8 tab., 93 wykr., 16 mikrog. — Własności mechaniczne i metody obróbki cieplnej odkuwek różnych wymiarów ze stali o niewielkich dodatkach Ni, Cr i Mo (poniżej 10%), wprowadzonych w USA przez SAE i AISI w czasie wojny, oraz porównanie tych stali ze stalami zastępczymi stosowanymi w Europie. Opis przeprowadzonych prób i zestawienie wyników dla różnych rodzajów obróbki cieplnej.

## A 4 Metaloznawstwo

216\* A4a 620.18 B5—10.51  
 Cohen J. B., Hurlich A., Jacosen M. **Odczynnik metalograficzny do wykrywania kruchości odpuszczenia stali.** „Reactif métallographique pour révéler la fragilité de revenu des aciers“. Revue de Métallurgie, Paris, mies., t. 46 bis, paźdź. 49, nr 10, s. 373, A4, 2 str., 1 tab. — Metalograficzne badania kruchości odpuszczenia stali stopowych.

217\* A4a 539.26:621.771 B5—10.51  
 Coheur P., Lejeune J. M. **Związek między teksturami produktów walcowania i rekryształacji.** „Sur les relations entre les texture de laminage et de récrystallisation“. Revue de Métallurgie, Paris, mies., t. 46, lip. 49, s. 438, A4, 6 str., 44 wykr., 2 mikrog., poz. bibl. — Badania testur aluminium (99,50%) po walcowaniu oraz po żarzeniu rekryształującym przy pomocy dyfrakcji promieni X. Porównanie obu typów tekstur. Potwierdzenie teorii Burgersa o powstawaniu i przebiegu zjawiska rekryształacji.

218\* A4a 620.18 B5—10.51  
 Gorielnik S. S., Libszyc B. G. **Analiza metalograficzna ferro-stopów i stali stopowych przy pomocy barwienia na gorąco.** „Mietalograficeskij analiz ferrosplawow i legirowannyh stalej s pomoszczju tieplawowo okrasziwanja“. Zawodskaja Laboratorija, Moskwa, mies., nr 5, maj 50, s. 578, A4, 4 str., 4 mikrog., poz. bibl. — Otrzymywanie obrazów mikrostruktur trudno trawiących się ferro-stopów i stali stopowych przy pomocy krótkotrwałego grzania wypo-lerowanych próbek w temp. 600—750°C.

219\* A4a 620.18/621.385.833 B5—10.51  
 Gulajew A. P., Ławrażyn A. G., Astrielnikow I. **Zastosowanie dużych powiększeń przy badaniach struktury stali.** „Primienienie bolszych uwieliczenij dla issledowanija struktury stali“. Zawodskaja Laboratorija, Moskwa mies., nr 11, list. 50, s. 1335, A4, 1,5 str., 10 mikrog. — Wyniki obserwacji typowych struktur stali węglowej przy pomocy mikroskopu elektrycznego o pow. 5000—10000.

A — TECHNOLOGIA METALI c. d.

- 220\* A4a 620.18:341.135 B5—10.51  
Jacquet P. A. **Badania nad polerowaniem elektrolitycznym stali, chromu i stopów lekkich w zastosowaniu do obserwacji metalograficznych.** „Recherches sur le polissage électrolytique des aciers, du chrome et des alliages légers en vue de l'examen micrographique“. *Revue de Metallurgie*, Paris, mies., t. 46, kwiec. 49, s.214, A4 str., 2 rys., 5 tab. 1 wykr., 12 mikrogr., poz. bibl. — Polerowanie elektrolityczne próbek metalograficznych ze stali węglowych i stopowych, chromu i stopów Al-Zu-Mg. Stosowane elektrolity, potencjały i natężenia prądu. Omówienie uzyskanych wyników przy różnych elektrolitach i prądach.
- 221\* A4 669.15:669.781 B5—10.51  
Fohn A. **Raport komisji do stali zawierających bor, wyłonionej z Irsid, Przegląd bibliograficzny prac obcych na temat stali o niewielkim dodatku boru.** „Rapport de la Commission des aciers au bore de l'Irsid. Revue bibliographique des travaux étrangers sur les aciers à très faible teneur en bore“. *Revue de métallurgie*, Paris, mies., t. 46, grudz. 49, s. 859, A4, 10 str., 1 tab., 10 wykr., 2 mikrogr. poz. bibl. — Pierwsza część raportu komisji, badającej stale i stopy zawierające nieduże dodatki boru (od 0,2 do 3,5%), opracowana przez Kohna. Obejmuje przegląd literatury dotyczącej stali borowych. Zebrano charakterystyki tych stali, ich własności mechaniczne, technologiczne i fizykochemiczne oraz dane dotyczące wpływu boru na przebieg i właściwości ulepszania cieplnego stali.
- 222\* A4a 620.18 B5—10.51  
Korniłow I. N., Biał N. W. **Nowa metoda badania stopów na próbkach o zmiennym składzie.** „Nowyj metod izuczenja spławow na obrazkach pieriemiennowo sostawa“. *Zawodskaja Laboratorija*, Moskwa, mies., nr 5 maj 50, s. 580, A4, 3 str., 1 rys., 1 tab., 1 wykr., 5 mikrogr. — Przygotowanie próbek o zmiennym składzie, krzepnących pod działaniem siły odśrodkowej. Metoda analizy stopu przy pomocy badań mikrostruktur powyższych próbek. Przykład analizy stopu bismut-kadm, opartej na opisanej metodzie.
- 223\* A4 669.15:669.781 B5—10.51  
Potaszkin R., Jaspert M. **Drugi raport komisji dla stali zawierających bor.** „Deuxième rapport de la commission des aciers au bore“. *Revue de métallurgie*, Paris, mies., t. 48, nr 5, maj 51, s. 378, A4, 34 str., 5 fot., 34 wykr., 13 tab. 79 mikrogr. — Własności mechaniczne i technologiczne stali węglowych i niskostopowych, zawierających dodatki boru. Wpływ boru na przemiany strukturalne w stalach. Obróbka cieplna i obróbka plastyczna stali zawierających bor. Wpływ boru na przemiany izotermiczne.
- 224\* A4a 535.82/620.18/535.89 B5—10.51  
Seidenberg R. L., Benford J. R. **Oświetlacz kontrastowy w mikroskopie metalograficznym.** „Phase Contrast Metallography“. *Metall Progress*, Cleveland (USA) mies., tom 58, list. 50, s. 725, A4, 4 str., 1 fot., 1 rys., 6 mikrogr. — Opis konstrukcji i zasady działania nowego typu wyposażenia mikroskopu metalograficznego, umożliwiającego otrzymanie kontrastowych obrazów różnych składników strukturalnych.
- 225\* A4a:A4b 620.18/19 B5—10.51  
Blazek St. **Metalografia spoiny żeliwa ciągliwego o czarnym złomie.** „Metalografie svaru temperowane litiny s cernym lomem“. *Hutnické Listy*, Brno, mies, t. 5, nr9, wrzes. 50, s. 374, A4, 2 str., 4 mikrogr. — Pęknięcia powstające przy spawaniu „czarnego“ żeliwa ciągliwego. Autor wskazuje, iż są one spowodowane wzbogaceniem spoiny przez węgiel przechodzący z żeliwa na drodze dyfuzji.
- 226\* A4a:C4h 621.82:621.882/5:621.839 B5—10.51  
Tienienbaum M. M. **Analiza zmian mikrogeometrii powierzchni, zachodzących przy tarceniu babbitu o stal.** „Analiz izmienenij mikrogeometriji pri trieniji babbita o stal“. *Trienje i iznos w maszinach*, *Akad. Nauk SSSR*, Moskwa, 1950 Sbornik 6, D, B5, 10 str., 1 rys., 10 wykr. — Podwyższenie stopnia gładkości powierzchni stalowych czopów obniża początkowe wytarcie stopu cynowego, zachodzące przy docieraniu. Przy wysokim stopniu gładkości czopa docieranie przebiega wolno i wskutek tego wcześniej można łożysko poddać pełnemu dopuszczalnemu obciążeniu.
- 227\* A4a:C4h:A4d:C4f 620.18/19 B5—10.51  
Zapffe C. A. **Budowa wewnętrzna ciał stałych.** „Structure interne de l'état solide“. *Revue de métallurgie*, Paris, mies., t. 47., nr 5, maj 50, s. 329, A4, 14 str., 2 fot., 23 mikrogr. — Na bazie badań fraktograficznych omówiono na szeregu przykładów zagadnienia związane z budową wewnętrzną stanów stałych. Opisano przystawkę fraktograficzną do mikroskopu metalograficznego oraz przytoczono przykłady zastosowania fraktografu przemysłowego.
- 228\* A4b:A4a:A4c:A5a:C4g 620.18:621.179 B5—10.51  
Abele J. B., White A. E. **Sprawozdanie z badań nad grafityzacją w wysokich temperaturach, rurociągu spawanego Filadelfijskiego Tow. Elektrycznego.** „Report on Graphitization Studies on High-Temperature Welded Piping of the Philadelphia Electric Company“. *Transactions of the A S M E*, New York, mies. t. 70, nr 1, stycz. 50, s. 37, A4, 15 str., 10 fot., 4 rys., 8 tab., 1 wykr., 12 mikrogr. — Opis doświadczeń, przeprowadzonych na spawanych elementach 20 calowego rurociągu wykonanego ze stali węglowej. Przytoczono rezultaty badań grafityzacji materiału spoiny podając wyniki badań wytrzymałościowych i metalograficznych.
- 229\* A4c:A3a:A5a 620.1 B5—10.51  
Edelbloude R. **Porównanie własności mechanicznych surowych wyrobów walcowanych i wyrobów wyżarzanych.** „Comparaison des caracteristiques mécaniques des produits bruts de laminage et des produits recuits“. *Revue de métallurgie*, Paris, mies., t. 47, nr 11, 1950, s. 843, A4, 12 str., 5 tab. — Porównanie własności mechanicznych stali niskowęglowych martenowskich i thomasowskich oraz stali stopowych, po walcowaniu w stanie surowym i w stanie wyżarzonym ponad i poniżej Ac<sub>3</sub>. Wpływ orientacji blach wzdłuż i w szerz w odniesieniu do kierunku walcowania. Wpływ zgniotu na gorąco i na zimno. Porównanie stali stopowych po zgnioście oraz po zgnioście i wyżarzeniu w czasie 30 godzin, w temperaturze 800°C.

Gwiazdkami obok porządkowych liczb artykułów oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotekach poszczególnych ośrodków.

Przeгляд Bibliograficzny Mechaniki zawiera jedynie część analiz dokumentacyjnych publikacji z zakresu mechaniki. Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci kart dokumentacyjnych wydawanych przez Główny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej, Warszawa, ul. Ligocka 8). Instytut ten przyjmuje prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować całą dokumentację naukowo-techniczną lub jej oddzielne działy, zagadnienia i tematy techniczne. Cena karty dokumentacyjnej w prenumeracie wynosi 10 groszy.

Za zwrotem kosztów GIDNT wykonuje fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych kartami dokumentacyjnymi.