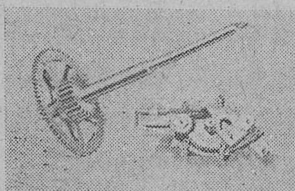


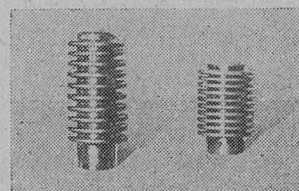
A 11925

PRZEGLĄD MECHANICZNY

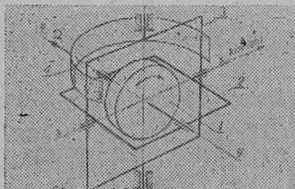
MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



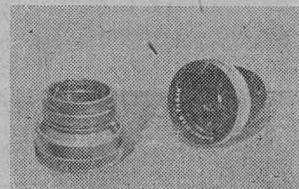
Zazębienia zegarowe



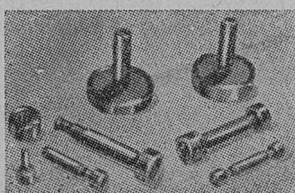
Technologia elem. sprężystych



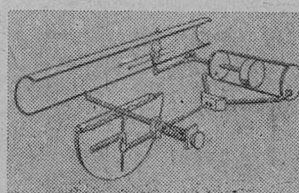
Zyroskopowe przyrządy



Sklejanie elem. optycznych



Ochrona mierników przed korozją



Automatyczna regulacja

**Zeszyt poświęcony zagadnieniom mechaniki precyzyjnej
i konstrukcji drobnych, metrologii technicznej
i automatyki**



ROK XI

LISTOPAD 1952

ZESZYT 11

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

Od Redakcji	419
Dr inż. Jan Obalski i prof. dr inż. Stefan Ziemia — Znaczenie metrologii technicznej i mechaniki precyzyjnej w nowoczesnym przemyśle	420
Mgr inż. Władysław Tryliński — Konstrukcja i technologia mechanizmów precyzyjnych i konstrukcji drobnych	422
Mgr inż. Roman Calikowski — Próba klasyfikacji mechanizmów precyzyjnych i drobnych konstrukcji	425
I. ZAGADNIENIA KONSTRUKCYJNE	
Prof. dr inż. Wacław Moszyński — Tarcie w napędach zębatych mechanizmów precyzyjnych	426
Mgr inż. Władysław Tryliński — Zazębienia zegarowe	433
Mgr inż. Edward Suchocki — Napęd sprężynowy	439
Mgr inż. Marek Zakrzewski — Nowy tensometr Laboratorium Wytrzymałości Politechniki Wrocławskiej	443
Mgr inż. Jerzy Felsz — Konstrukcja polskiego gazmierza „bezcynowego“	445
Mgr inż. Kazimierz Głębiński — Niektóre zagadnienia dotyczące lotniczych przyrządów żyroskopowych	448
Mgr inż. Aleksander Tomaszewski — Dźwignia zapewniająca stałość nacisku mierniczego w czujniku zegarowym	451
Łożyskowanie nowoczesnych liczników energii elektrycznej — W. K.	453
Precyzyjne łożyska kulkowe — R. C.	457
II. ZAGADNIENIA TECHNOLOGICZNE	
Mgr inż. Paweł Kosieradzki — Materiały stosowane w mechanice precyzyjnej	460
Mgr inż. Jerzy Felsz — Uwagi o metodach zabezpieczania elementów mierników przed korozją	466
Przeciwkorozyjna ochrona przedmiotów stalowych przez fosfatazację — P. K.	470
Inż.-mech. Włodzimierz Dębski — Technologia produkcji sprężystych elementów falistych	472
Nagrzewanie indukcyjne w drobnych konstrukcjach — R. C.	476
Zasady wiercenia małych otworów — J. St. K.	478
III. OPTYKA	
Kand. nauk techn. Zygmunt Legun — Perspektywy rozwoju przemysłu optycznego w Polsce	480
Kand. nauk techn. mgr inż. Tadeusz Wagnerowski — Masowa produkcja dokładnych elementów optycznych	481
Kand. nauk techn. Zygmunt Legun — Sklejanie elementów optycznych	483
Bolesław Blumert — Powlekanie przeciwodblaskowe elementów optycznych	485
IV. AUTOMATYKA	
Dr Witold Kasperowicz — Zadania automatyki	488
Mgr inż. Jerzy Brynk — Automatyzacja procesów produkcyjnych	489
— Typowe metody automatycznej regulacji	492
Mgr inż. Janusz Dębski — Automatyczna regulacja hydrauliczna z rurką strumieniową	498
V. SZKOLENIE	
Dr inż. Jan Obalski i prof. dr inż. Stefan Ziemia — Nowe dziedziny szkolenia technicznego	502
VI. BIBLIOGRAFIA	
UWAGA: Przegląd Bibliograficzny Mechaniki o objętości 8 stron ukaże się w zeszycie następnym.	

СОДЕРЖАНИЕ

Значение технической метрологии и прецизионной механики в современной промышленности.
Конструкция и технология прецизионных механизмов и мелких конструкций.
Проба классификации прецизионных механизмов и мелких конструкций.
I. КОНСТРУКЦИОННЫЕ ПРОБЛЕМЫ
Трение в зубчатых передачах точных механизмов.
Часовые зацепления.
Пружинный привод.
Новый тензометр Лаборатория Прочности Wrocławского Политехнического Института.
Конструкция польского „безоловного“ газового счётчика.
Некоторые вопросы относящиеся к авиационным гироскопическим устройствам.
Рычаг гарантирующий постоянную величину измерительного усилия в индикаторах часового типа.
Подшипники современных счётчиков электрической энергии.
Прецизионные шариковые подшипники.

CONTENTS

The role of engineering metrology and of precision mechanics in modern industry.
Design and technology of precision and small mechanisms.
Classification of small mechanisms and mechanisms of precision (proposal).
I. DESIGN PROBLEMS
On the friction in the gearing of precision mechanisms.
Clock and watch gears.
Spring drive.
New tensometer of the Materials Testing Laboratory of the Wrocław Polytechnic.
Design characteristics of the new Polish „no tin“ gasmeter.
Some problems concerning the gyroscopic instruments for aircraft.
Constant measuring pressure with dial indicator by means of a specially shaped lever.
Bearings of modern electric watt-hour meters.
Precision ball bearings.

SOMMAIRE

Le rôle de la métrologie technique et de la mécanique de précision dans l'industrie moderne.
La construction et la technologie des mécanismes de précision et des constructions petites.
Essai de classification des petites constructions et des constructions de précision.
I. PROBLÈMES DE CONSTRUCTION.
Le frottement dans les engrenages des mécanismes de précision.
Engrenages du type horloger.
Propulsion à ressorts.
Un nouveau tensomètre du Laboratoire d'essais des matériaux de l'Ecole Polytechnique de Wrocław.
La construction d'un compteur à gaz polonais „sans étain“.
Quelques problèmes concernant les appareils gyroscopiques d'aviation.
Un levier assurant la constance de la pression de mesure dans un comparateur à cadran.
Systèmes de construction des roulements dans les compteurs modernes de l'énergie électrique.
Les roulements à billes de précision.

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

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

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

Od Redakcji

W nowoczesnej technice wytwarzania, zagadnienia mechaniki precyzyjnej i konstrukcji drobnych, metrologii technicznej, kontroli jakości i automatyki posiadają olbrzymie znaczenie. Jakkolwiek są one równie ważne, jak wiele innych gałęzi techniki, to jednak nie znajdują dotychczas należytego im miejsca ani w dziedzinie produkcji niezbędnej aparatury, ani w pracach badawczych, ani w nauczaniu na wyższych i średnich uczelniach technicznych, ani wreszcie w literaturze technicznej. Stan ten, odczuwany w coraz silniejszy i dotkliwszy sposób w przemyśle, wymaga radykalnej zmiany.

Stan ten pogarsza jeszcze fakt, że wiedza i doświadczenie nielicznych specjalistów z tego zakresu, pracujących często nie w swojej specjalności, rozsianych po różnych zakładach produkcyjnych i instytutach naukowo-badawczych, i nie mających oparcia we właściwych planach naukowych i zawodowych, skazane są na błędzenie po omacku, nie będąc przekazane następnym pokoleniom, zostawiają po sobie próżnię.

Chęć zaradzenia temu stanowi rzeczy zrzeczyła grono specjalistów w Sekcji Metrologii i Mechaniki Precyzyjnej, działającej w ramach SIMP, obejmującej również pokrewne zagadnienia: kontroli jakości i automatyki. Celem i zadaniem tej Sekcji jest w pierwszym rzędzie: zwrócenie uwagi czynników miarodajnych na te niezwykle ważne dla gospodarki narodowej zagadnienia, popularyzowanie ich wśród aktywów technicznego drogą odczytów i konferencji technicznych oraz pomoc przy ustalaniu programów nauczania i planów wydawnictw technicznych z tej dziedziny, jak również szkolenie kadr drogą kursów i wykładów. Realizacja tego programu ma przyczynić się jednocześnie do uaktywnienia owych nielicznych specjalistów, jakich posiadamy obecnie.

Zeszyt niniejszy poświęcony w całości zagadnieniom obejmowanym przez Sekcję Metrologii i Mechaniki Precyzyjnej jest wyrazem jej poglądów i dążeń. Szczupłe stosunkowo ramy zeszytu, mimo nawet wyjątkowego powiększenia go do podwójnej objętości, nie pozwalają, wobec ogromu tematów, oświetlić w należyty sposób wszystkich zagadnień wchodzących w zakres działalności Sekcji i zasługujących na poruszenie w chwili obecnej. Ograniczając się głównie do mechaniki precyzyjnej i konstrukcji drobnych oraz automatyki, zeszyt niniejszy daje przeto tylko przegląd ważniejszych zagadnień, potrzeb i warunków należytego rozwoju tych gałęzi techniki, na tle dokonanych już osiągnięć. W ten sposób powinien on stać się punktem wyjścia do dalszych prac w tej dziedzinie.

Redakcja „Przeglądu Mechanicznego” oddając niniejszy zeszyt do rąk Czytelników ufa, że przyczyni się on do szerszego naświetlenia tak ważnych w obecnej dobie zagadnień i pobudzi rozwój zarówno placówek naukowo-badawczych, odpowiednich gałęzi produkcji, jak i piśmiennictwa technicznego w wymienionych dziedzinach.

Nowej Sekcji SIMP życzymy dalszej owocnej pracy dla dobra techniki polskiej!

Znaczenie metrologii technicznej i mechaniki precyzyjnej w nowoczesnym przemyśle

Dr inż. JAN OBALSKI

Prof. dr inż. STEFAN ZIEMBA

Plan 6-letni, przekształcający Polskę w kraj wysoko uprzemysłowiony, postawił szereg nowych zagadnień, których szybkie rozwiązanie warunkuje pomyślną jego realizację. Wynikają one z charakteru nowoczesnego przemysłu, z rozpowszechniających się metod masowej produkcji, z przyspieszania cyklu produkcyjnego, z dążenia do podnoszenia jakości wyrobów, z potrzeby stosowania w coraz większym zakresie mechanizacji i automatyzacji produkcji.

Okoliczności te powodują, że obok właściwych czynności produkcyjnych nowoczesnego przemysłu wzrasta stale znaczenie czynności im towarzyszących, a mających na celu wyznaczenie i utrzymanie optymalnych warunków procesu dla osiągnięcia wysokiej jakości otrzymywanych wyrobów.

Najważniejsze z tych czynności, towarzyszących procesowi produkcyjnemu, to kontrola, rejestracja, regulacja, sterowanie, sortowanie itp.; wspólną bazą tych wszystkich czynności jest pomiar.

Dla wykonywania tych czynności „towarzyszących” jest niezbędne posługiwanie się liczną i różnorodną aparaturą, przede wszystkim przyrządami do mierzenia stale rosnącej liczby wielkości fizycznych. Stawiane przy tym wysokie wymagania procesowi produkcyjnemu i gotowemu wyrobowi sprawiają, że zachodzi potrzeba coraz szybszych i coraz dokładniejszych pomiarów. Wymaga się rejestracji wielkości szybkozmennych, pomiarów uwzględniających wpływy pobocznych czynników, automatyzacji pomiarów itd. Powoduje to tym większy wzrost różnorodności aparatury i potrzebę rozwiązań, stosujących wszystkie znane prawa i zasady fizyki.

Dla przykładu podamy krótkie zestawienie potrzeb przemysłu budowy maszyn w dziedzinie aparatury mierniczej. Dotyczą one z jednej strony wielkiego zakresu narzędzi do pomiarów geometrycznych (warsztatowych), więc płytek wzorcowych, suwmiarek, mikrometrów, różnego rodzaju czujników, mikroskopów mierniczych, sprawdzianów, gładkościomierzy, z drugiej — przyrządów do pomiarów dynamicznych, jak np. twardościomierzy, maszyn wytrzymałościowych, ekstensometrów, wibrografów, dynamometrów, indykatorów i wielu innych narzędzi, służących bezpośrednio do pomiarów przy produkcji i kontroli.

Poza tym niemniej ważne znaczenie dla tych samych celów ma aparatura niemiernicza, jak maszyny biurowe, mikroskopy, aparaty fotograficzne i inne przyrządy optyczne, sprzęt ogólnolaboratoryjny, sygnalizacyjny itd. W szczególności, jeżeli chodzi o automatykę, to przyrządy miernicze, choć spełniając rolę podstawową, są tylko jednym z jej elementów. Do nich dochodzą urządzenia przeliczające, regulujące i przekazujące, których różnorodność konstrukcyjną stale się powiększa. Również kontrola jakości nie opiera się

jedynie na mierzeniu we właściwym znaczeniu. W znacznej liczbie przypadków sprowadza się ona do stwierdzania istnienia lub nieistnienia pewnej cechy np. uszkodzenia lub zawartości pewnych pierwiastków chemicznych, do czego służą różnego rodzaju mikroskopy, spektroskopy, defektoskopy i inne przyrządy optyczne, elektryczne itp.

Niemniej rozległe i obejmujące inne dziedziny badań i pomiarów byłoby wyszczególnienie przyrządów niezbędnych przemysłowi elektrotechnicznemu, chemicznemu, hutniczemu, budowlanemu i in.

Zapotrzebowanie przemysłu na aparaturę precyzyjną jest ogromne i będzie coraz większe, zarówno ze względu na potrzebę wyrównania zacofania przedwojennego i zniszczeń wojennych, jako też dla sprostania obecnemu tempu rozwoju przemysłu.

Zwróćmy jeszcze uwagę, że i poza dziedziną przemysłu zapotrzebowanie na aparaturę precyzyjną jest wielkie. Specyficznego sprzętu mierniczego i pomocniczego wymagają transport i komunikacja, handel, meteorologia, geodezja, medycyna, życie codzienne i in.

Uwzględnić należy szczególnie potrzeby przyrządowe instytutów naukowo-badawczych i laboratoriów wyższych uczelni. Aparatura stosowana w pracach tych instytucji musi na ogół odpowiadać jeszcze wyższym i bardziej specjalnym wymaganiom, niż aparatura przemysłowa.

Zaspokojenie większości potrzeb przyrządowych nauki, techniki, życia gospodarczego i innych dziedzin jest zadaniem gałęzi techniki znanej pod niezbyt trafną nazwą *mechaniki precyzyjnej i konstrukcji drobnych*. Z przedstawionego wyżej pobieżnego przeglądu tych potrzeb można zdać sobie sprawę z obszerności tej dziedziny.

Blizsze rozważenie zasad konstrukcji, metod fabrykacji i stosowanych materiałów wykazuje, że mamy tu do czynienia z działem techniki odróżniającym się od budowy maszyn. Działanie wymienionej aparatury, które nie jest ani napędzające, ani wytwarzające, lecz towarzyszące głównym procesom produkcyjnym, przesądza bowiem punkt wyjściowy dla rozważań konstrukcyjnych i technologicznych. Odrębność charakteru zadań owej aparatury oraz podstaw ich konstrukcji i wytwarzania uzasadniają potrzebę wyodrębnienia całej grupy problemów związanych z tą aparaturą w jedną dyscyplinę i stworzenia dla niej właściwej bazy teoretycznej i programu rozwoju z jednoczesnym wyodrębnieniem zasad budowy i wytwarzania tej aparatury z ogólnej nauki budowy maszyn i technologii mechanicznej.

Poważną przeszkodą w racjonalnym ujęciu tego zagadnienia jest trudność ścisłego określenia zakresu produkcji, który obejmuje mechanika precyzyjna i konstrukcje drobne. Te trudności istnieją nie tylko

u nas. Nawet w kraju tak typowym dla tej gałęzi techniki — w Niemczech — nie ma dotychczas w tej sprawie zdecydowanego stanowiska. Pewnego rodzaju ankieta, przeprowadzona w Niemczech przez jednego ze specjalistów¹⁾ wykazała na podstawie 18 opinii, że 37 dziedzin wyrobów bywa zaliczanych do „Feinmechanik-Optik“ i „Feinwerktechnik“, jednak tylko co do 2 dziedzin panuje zgodność wszystkich 18 opinii.

Duże znaczenie mechaniki precyzyjnej stwierdzone jest w Planie 6-letnim zarówno przez uznanie potrzeby stworzenia warunków wszechstronnego rozwoju prac naukowo-badawczych i zapewnienie postępu technicznego we wszystkich dziedzinach gospodarki narodowej jak i postulat 6-krotnego wzrostu produkcji przemysłu precyzyjno-optycznego i potrzebę uruchomienia nowych działów wytwórczości. Bezpośrednio plan wymienia dziedziny przyrządów optycznych, narzędzi chirurgicznych i dentystycznych, aparatów filmowych, wodomierzy i gazomierzy, ale pośrednio wynika z niego potrzeba ogromnego wzrostu produkcji również innych rodzajów przyrządów.

W тезach Podsekcji Mechaniki Precyzyjnej i Metrologii I Kongresu Nauki Polskiej czytamy: „Należy zwrócić uwagę na uzupełnienie istniejącego już stanu wyposażenia laboratoryjnego w najbardziej nowoczesny sprzęt naukowy, jakim posługuje się prądująca w nauce i technice zagranica“.

Wypada zauważyć, że należyta ocenę swego znaczenia znalazł przemysł precyzyjny w Związku Radzieckim. Pierwszy powojenny plan 5-letni przewidywał poważny rozwój produkcji „przyrządów optyczno-mechanicznych i elektryczno-pomiarowych“. W roku 1950 wytwórczość tych przyrządów siedmiokrotnie przewyższyła poziom przedwojenny. „Tak poważny wzrost produkcji przyrządów niezbędny jest dla zastosowania automatyzacji, kontroli i kierowania procesami technologicznymi jak również do potrzeb doświadczalnych i prac naukowo-badawczych“ mówi komentarz tego planu. Według ostatnio ogłoszonych dyrektyw XIX Zjazdu WKP(b) w sprawie pięcioletniego planu rozwoju ZSRR na lata 1951—1955 należy m. in. „znacznie rozszerzyć istniejące i uruchomić nowe moce produkcyjne do wytwarzania... precyzyjnych przyrządów mierniczych i przyrządów do automatycznego kierowania procesami technologicznymi“.

Potrzeba szczególnie intensywnego rozwoju przemysłu aparatury precyzyjnej wynika też ze względów ogólnie gospodarczych. W początkowych latach powojennych, gdy na pierwszym planie założeń produkcyjnych była „ilość“ przed „jakością“, mógł być tolerowany import niezbędnej aparatury. Korzystając zwłaszcza z pomocy Związku Radzieckiego mogliśmy zaspokoić drogą importu pierwsze potrzeby naszego zacoфанego i zdewastowanego przez wojnę przemysłu. Na dłuższą metę, biorąc zwłaszcza pod uwagę ogromny wzrost zapotrzebowania, nie jest to jednak możli-

we. Z drugiej strony należy dążyć do tego, aby przemysł aparatury precyzyjnej stał się nawet przemysłem eksportowym, aby zamiast surowców i półfabrykatów o małej wartości jednostkowej, będącej jedynie wynikiem pracy fizycznej, wywóz obejmował produkty uszlachetnione, których jedną z głównych cech nadających im wartość jest precyzja.

Tak więc mechanika precyzyjna i konstrukcje drobne, służąc jednocześnie przemysłowi w ogóle (i innym gałęziom życia), same muszą stać się przemysłem na nowoczesnym poziomie w odróżnieniu od swego dawnego, na ogół rzemieślniczego, charakteru.

Ten postulat pociąga za sobą jednak nie tylko konieczność odpowiedniego technicznego zaopatrzenia tego przemysłu i związanych z nim instytutów naukowo-badawczych, ale również należytego wyszkolenia specjalistów. Należy zauważyć, że produkcja aparatury precyzyjnej wymaga specjalistów o odrębnych cechach, nie spotykanych w innych dziedzinach i o innym zakresie wiadomości. Dotyczy to zarówno projektowania, jak i wytwarzania tej aparatury; jak wspomnieliśmy, nie mogą one opierać się na zasadach stosowanych w dziedzinie ogólnie-maszynowej: małe wymiary, mniejsze stosunkowo znaczenie strony wytrzymałościowej, wysoka dokładność bezwzględna wymiarów, duża dokładność i niezawodność działania, specjalne materiały i metody obróbki stawiają bowiem specyficzne wymagania. Inna też jest podbudowa teoretyczna, którą musi zdobyć konstruktor, a opierająca się przede wszystkim na opanowaniu wszystkich działów fizyki i wielu działów matematyki. Również użytkownik przyrządów mierniczych i innej aparatury precyzyjnej musi posiadać obszerne wiadomości specjalne o jej konstrukcji, działaniu, regulacji itd. Stąd wynika konieczność stworzenia sieci specjalnych szkół zawodowych i kursów dokształcających, uwzględnienia potrzeb tego przemysłu w programach wyższych uczelni, jak również popierania piśmiennictwa w tej dziedzinie.

* * *

Konieczność wyodrębnienia gałęzi techniki, związanej z zagadnieniem instrumentacji przemysłu (i innych dziedzin), jak również kształcenia i doskonalenia kadr w tym zakresie, była niejednokrotnie poruszana na łamach prasy technicznej, zjazdach naukowych, konferencjach itp.

Opierając się na tych wypowiedziach zorganizowano ostatnio w ramach SIMP odrębną Sekcję, obejmującą zagadnienia mechaniki precyzyjnej i konstrukcji drobnych wraz z metrologią, automatyką i kontrolą jakości. Te, na pierwszy rzut oka dość odrębne działy techniki mają jednak szereg cech wspólnych, które uzasadniają łączne ich traktowanie zarówno w dziedzinie podstaw naukowych, jak i produkcji oraz szkolnictwa²⁾. Sekcja ta dążyć będzie do realizacji postulatów wyżej omówionych.

¹⁾ H. H. Stutterheim. Umfang, Entwicklung und Bedeutung der Feinmechanik und Optik in Deutschland. Handbuch der Feinmechanik und Optik, Berlin, 1950

²⁾ Por. notatkę o utworzeniu Sekcji Metrologii i Mechaniki Precyzyjnej w zeszycie 7—8/52 Przeglądu Mechanicznego z r.b str. 327. Patrz także artykuł o szkoleniu na str. 502 z r.b.

Konstrukcja i technologia mechanizmów precyzyjnych i konstrukcji drobnych

Mgr inż. WŁADYSŁAW TRYLIŃSKI

Główną cechą wyróżniającą mechanizmy precyzyjne i konstrukcje drobne od innych konstrukcji maszynowych są ich małe wymiary. One przede wszystkim decydują o rozwiązaniu konstrukcyjnym odmiennym niż w ogólnej budowie maszyn, jak również o specyficznej technologii, czy też o doborze materiałów. Ze względu na zastosowanie mechanizmy drobne i precyzyjne spotyka się we wszystkich dziedzinach techniki.

W większości mechanizmów drobnych i precyzyjnych stosowanych do celów metrologicznych lub mających za zadanie regulowanie czy też sterowanie maszynami lub urządzeniami, przenoszone siły są zwykle małe. W niektórych jednak mechanizmach, jak śrubokręty elektryczne, maszynki do golenia, maszynki do strzyżenia włosów itp., naprężenia części pracujących są zwykle duże. Jest to spowodowane warunkami nieprzekraczania maksymalnych wymiarów narzucanych przez względy wygody użytkowania.

Mechanika precyzyjna i konstrukcje drobne obejmują bardzo szeroki zakres różnorodnych urządzeń, znajdujących zastosowanie w niemal wszystkich dziedzinach życia i techniki. Utrudnia to klasyfikację drobnych konstrukcji i stwarza niejasność terminologii oraz pojęć nawet wśród fachowców z tej dziedziny. Wystarczy wymienić termin podstawowy *drobne konstrukcje*, które są równolegle nazywane *drobnymi mechanizmami*, *mechanizmami precyzyjnymi*, czy też *aparaturami drobnymi*.

Celem uczynienia pierwszego kroku w dziedzinie klasyfikacji drobnych konstrukcji oraz ustalenia, jakie konstrukcje należy zaliczać do drobnych, załączamy próbę ich klasyfikacji opracowaną przez mgr inż. R. Calikowskiego (str. 425).

Rozwiązania stosowane w drobnych konstrukcjach odbiegają znacznie od rozwiązań stosowanych w budownictwie ogólnomaszynowym, co jest spowodowane względami konstrukcyjnymi jak przede wszystkim technologicznymi. Wiele z tych konstrukcji musi bardzo dokładnie i niezawodnie działać oraz wykonywać niekiedy bardzo skomplikowane czynności pomimo bardzo małych wymiarów mechanizmu. Pogodzenie małych wymiarów i dokładnego działania jest trudne, gdyż zarówno obecny poziom techniki wykonania, jak i względy opłacalności nie pozwalają zwaćć dokładności wykonania w miarę malenia wymiarów mechanizmu. Z tego powodu bardzo małe wymiarowo części mechanizmów muszą być wykonane z bardzo małą dokładnością względną. Np. luzy łożyskowe czopów mechanizmu zegarka wynoszą niekiedy ponad 15% średnicy czopa. Pomimo to mechanizmy tak niedokładnie wykonane muszą działać prawidłowo.

Dla osiągnięcia dobrych wyników należy badać wpływ małej dokładności wykonania na kinematykę. Z tego powodu, jak również dlatego, że konstrukcje drobne często są bardzo skomplikowane, analiza kinematyczna przy ich projektowaniu bywa bardzo trudna. Nic dziwnego, że rozwój teorii mechanizmów w nowszych czasach, jako samodzielnej dziedziny na-

uki w znacznej mierze związany jest z rozwojem techniki drobnych konstrukcji.

Zasady konstrukcji w budowie maszyn kształtowały się już od dziesiątków lat i zostały skryształizowane w osobnej dyscyplinie naukowej, w „częściach maszyn”. Ze względu na małe wymiary i małe dokładności względne wiele z tych zasad musi ulec dużym zmianom przy ich stosowaniu w konstrukcjach drobnych. Elementy konstrukcyjne uznane za typowe w częściach maszyn będą często błędne w drobnych konstrukcjach i na odwrót, rozwiązania stosowane w drobnych konstrukcjach mogą być niedopuszczalne w budownictwie maszynowym. Jako przykład przytoczę zabezpieczenie od odkręcania się połączeń śrubowych w drobnych konstrukcjach za pomocą lakieru, stosowanie wcisków dochodzących do 0,1 średnicy, osadzanie piast na moletowanych osiach, łożyska z kamieni szlachetnych itp. I na odwrót, połączenia klinowe w drobnych konstrukcjach są znacznie rzadziej stosowane niż w budownictwie maszynowym, zamiast śrub z nakrętkami i łbem 6-kątnym stosuje się prawie wyłącznie wkręty z przecięciem i łbami cylindrycznymi. Nie stosuje się w konstrukcjach drobnych skomplikowanych rozwiązań łożysk, jak np. samosmarowne, czy z samonastawnymi panewkami. Z tych powodów nie można skonstruować mechanizmu drobnego przez mechaniczne zmniejszenie.

Konstrukcje drobne bardzo często są produkowane masowo. Nie jest rzadkością, że produkuje się je nie tylko w setkach tysięcy, ale nawet w milionach sztuk. Są to wielkości rzadko spotykane w budownictwie maszynowym. Równocześnie często stawia się przy tak masowej produkcji wymagania bardzo dużej dokładności bezwzględnej, niekiedy do kilku mikronów, przy równoczesnym wymaganiu całkowitej wymienności przy montażu, celem zmniejszenia kosztów. W przedmiotach codziennego użytku względ na koszt wywiera niekiedy decydujący wpływ na konstrukcję i technologię.

Opisane szczególne warunki pracy, zastosowania i produkcji drobnych mechanizmów wywierają decydujący wpływ nie tylko na konstrukcję, ale i na materiały¹⁾, z których się je wykonywa i na technologię wytwarzania, bardzo odbiegające od stosowanych w ogólnej budowie maszyn.

Małe wymiary części i cienkość ścianek obudowy przy równoczesnej masowości wyrobu, zmuszają konstruktora i technologa do wyboru takich materiałów i takiej technologii ich przeróbki, aby od razu otrzymać gotową część bez konieczności dalszej obróbki wiórowej. Pomijając nawet względy ekonomiczne, obróbka skrawaniem wiotkich części byłaby bardzo trudna. Z tych powodów przy wyrobie konstrukcji drobnych powszechnie stosuje się metody fabrykacji rzadko stosowane, a nawet niemożliwe do zastosowania w budowie maszyn.

¹⁾ Patrz art. pt. „Materiały stosowane w mechanice drobnej”, str. 460.

W pierwszym rzędzie wymienimy tu odlewanie wtryskowe z metali oraz odlewanie wtryskowe i prasowanie z mas plastycznych. Odlewanie wtryskowe daje dobre wyniki przede wszystkim tylko przy cienkich ściankach nie przekraczających rzędu kilku milimetrów. Technologia odlewania wtryskowego wywarła bardzo duży wpływ na konstrukcję mechanizmów drobnych i nawzajem szybki wzrost produkcji mechanizmów drobnych był jednym z głównych bodźców rozwoju odlewnictwa wtryskowego. Masy plastyczne podobnie jak i odlewy wtryskowe z metalu dają możliwość wykonania przedmiotu gotowego z częściowym lub całkowitym pominięciem obróbki. Obie metody wymagają zastosowania specjalnych materiałów rzadko spotykanych w budowie maszyn.

Następnie należy wymienić zastosowanie części tłoczonych z blachy. Podczas gdy w budowie maszyn obróbka bezwirowa na prasach nie należy do dokładnych, w drobnych mechanizmach dzięki zastosowaniu wykrojników blokowych (równoczesnych) oraz przez wprowadzenie przepychania otworów na wykrojnikach wykończających zamiast rozwiercania i dogładzania krawędzi, można osiągnąć bardzo duże dokładności wykonania i gładkość powierzchni przekroju blachy nie gorszą niż przy obróbce wiórowej.

Do drobnych mechanizmów doskonale się nadaje odlewanie precyzyjne (metodą traconego wosku) i ceramika metalowa. Obie metody pozwalają prawie całkowicie skasować obróbkę wiórową.

Małe wymiary przedmiotu wywierają także silny wpływ na technologię łączenia części. W konstrukcjach drobnych spotykamy znacznie rzadziej spawanie elektryczne łukowe lub gazowe, nitowanie i połączenia śrubowe, stosowane prawie wyłącznie w budowie maszyn. Natomiast przy łączeniu części z blachy stosuje się spawanie oporowe punktowe, lutowanie miękkie i twarde oraz zamocowanie przez odszkalcenie trwałe materiału. Często spotykamy w drobnych mechanizmach klejenie i kitowanie nie stosowane w ogólnych konstrukcjach maszynowych. Pasowania weiskowe w drobnych mechanizmach w wielu przypadkach śmiało wkraczają w zakres odkształcenia trwałego, co również nie jest stosowane w budowie maszyn. Pasowania ruchowe operują znacznie większymi luzami względnymi niż by to wynikało z układu pasowań ISO poniżej 6 mm.

Technologia obróbki wiórowej w zasadzie jest taka sama jak w ogólnej budowie maszyn. Jednak i tu możemy zauważyć znaczne różnice spowodowane małymi wymiarami. Wystarczy wymienić automaty tokarskie do toczenia wzdłużnego, specjalnie przystosowane do przedmiotów bardzo długich w stosunku do średnicy, czy też wiercenie otworów w płytach mechanizmów nie przez tulejki wiertarskie, lecz przez punktowania za pomocą specjalnych przyrządów do punktowania. Nacinanie kół zębatych również jest wykonywane odmiennie niż w budowie maszyn, gdzie średnicą ustawczą dla freza jest średnica podziałowa. W mechanice precyzyjnej z reguły średnicą ustawczą jest średnica zewnętrzna koła zębatego, obrabiana frezem łącznie z resztą zarysu. Zastosowanie pierwszej metody przy bardzo małych modułach spowodowałoby duże wahanie wysokości głowy zęba na

obwodzie koła, niedopuszczalne ze względu na mały moduł.

Szeroko jest rozpowszechnione mniemanie, że w drobnych konstrukcjach naprężenia nie mają prawie żadnego znaczenia. W rzeczywistości chociaż siły przenoszone przez mechanizmy tych konstrukcji zwykle są bardzo małe, często wywołują one znaczne naprężenie w niemniej małych częściach składowych mechanizmu. Charakterystycznym przykładem są ostrza igłowe stosowane w łożyskach mechanizmów pomiarowych, gdzie naprężenia dochodzą do 300 kG/mm². Z tego powodu osie zaopatrzone w ostrza igłowe poddaje się bardzo starannej obróbce cieplnej do twardości około 67 H_{RC}. Sprężyny napędowe mechanizmów zegarowych również są jednym z najbardziej przeciążonych elementów w technice.

Naciski łożyskowe wielu drobnych mechanizmów z powodu bardzo małych wymiarów czopów niekiedy osiągają wartości spotykane w maszynach ciężkich. Zwykle smarowanie takich łożysk jest znacznie gorsze niż łożysk maszynowych; jest to spowodowane względami konstrukcyjnymi, najczęściej bowiem niemożliwe jest zastosowanie skomplikowanych konstrukcji zapewniających dobre smarowanie z powodu małych wymiarów. Ponadto w wielu przypadkach nasmarowanie łożyska przy montażu musi starczyć na cały czas życia mechanizmu działającego bez przerwy i niezawodnie przez szereg lat. Te względy stawiają specjalnie ostre wymagania materiałom łożyskowym stosowanym w drobnych mechanizmach jak również i smarom. Jako przykład może służyć niezmiernie szybkie zużywanie się łożysk w wirniku zegara synchronicznego wykonanych z materiału (masa plastyczna), który doskonale wytrzymał w łożyskach walców do walcowania blachy w walcowni. Smarom stawia się wymagania małej zwilżalności, która powoduje wypelzanie smaru z łożyska oraz dużej odporności na wpływ światła i powietrza. Niekiedy żąda się zachowania właściwości smarnych w bardzo dużym zakresie temperatur. Ze względu na znaczne naprężenia, w wiel uprzyrządach lotniczych stosuje się specjalne stale stopowe.

Wielka różnorodność działania konstrukcji drobnych, odmienna niż w maszynach technologia, często bardzo duże naprężenia, są to wszystko powody tego, że różnorodność materiałów stosowanych w konstrukcjach drobnych jest znacznie większa niż w budowie maszyn. Obok stali węglowych i stopowych, spotykamy mosiądze, stopy cynku, różne stopy lekkie, metale szlachetne, plastyki, materiały ceramiczne, szkło, tkaniny, papier, gumę, kamienie szlachetne i wiele innych materiałów. Ta ogromna ilość materiałów powoduje na naszym polskim gruncie (choć także i na obcokrajowych — choć w mniejszym stopniu) dużo niejasności i nieporozumień z powodu braku wyraźnych i jednoznacznych nazw i symbolistyki materiałów. W ogólnej budowie maszyn zagadnienie to jest znacznie lepiej przepracowane, natomiast w konstrukcjach drobnych wymaga ono najrychlejszego uporządkowania.

Drobnym mechanizmom służącym do celów metrologicznych, czy też do regulacji maszyn i urządzeń, stawiamy wymaganie wskazywania wyników pomiarów, czy też regulowania z założoną dokładnością.

Niekiedy te wymagania są bardzo ostre. Przy masowej produkcji takich mechanizmów powstaje zagadnienie zamienności części czy zespołów, gwarantującej nie tylko zamienność montażową ale i żadaną dokładność wskazań. Przy bardzo małych wymiarach ich części zamienność całkowita jest nieosiągalna, gdyż wymagałaby zawężenia tolerancji do granic nieopłacalności, a niekiedy nieosiągalnych technologicznie w obecnym stanie techniki. Z tego powodu pomimo zastosowania bardzo dużych dokładności wykonania osiągamy tylko zamienność montażową w obrębie zespołów składających się na całość mechanizmu, wymaganą dokładność wskazań uzyskujemy przy montażu przez zastosowanie różnego rodzaju regulacji lub pasowania przy montażu. Ustalanie wymiarów i tolerancji wykonania odbywa się metodami analizy wymiarowej i musi być oparte z jednej strony na bardzo dobrej znajomości technologii, z drugiej — konstrukcji i działania. W budowie maszyn analiza wymiarowa ma mniejsze znaczenie niż przy masowej produkcji konstrukcji drobnych.

Wymagania dokładności stawiane obrabiarkom do produkcji mechanizmów drobnych są często bardzo duże, gdyż muszą one zapewnić utrzymanie ciasnych tolerancji. Np. od automatów do toczenia wzdłużnego czopów o średnicy kilku dziesiątych milimetra żąda się utrzymania dokładności wykonania w granicach tolerancji 2,5 mikrona.

Ze względów technologicznych materiały stosowane przy produkcji drobnych mechanizmów muszą odznaczać się jednorodnością cech znacznie większą niż w ogólnej budowie maszyn. Np. tolerancja grubości blachy musi być bardzo rygorystycznie utrzymywana ze względu na niebezpieczeństwo uszkodzenia skomplikowanych i bardzo drogich i zawikłanych przyrządów tłocznych. Podobnie żąda się bardzo ciasnych tolerancji średnicy oraz prostości prętów stosowanych na automatach do toczenia wzdłużnego, gdyż właśnie ta średnica jest powierzchnią wyjściową, gwarantującą dokładność wykonania, a jej przekroczenie poza granicę powoduje zacięcie lub nawet uszkodzenie automatu. Żąda się od materiałów bardzo dużej i je-

dnorodnej jakości powierzchni; np. przy sprężynach płaskich i spiralnych z drutu zła jakość powierzchni jest jednym z powodów ich pęknięcia. Podobnie w wielu przypadkach żąda się bardzo ścisłego utrzymania, zależnie od potrzeby, różnych własności fizycznych, mechanicznych, elektrycznych czy magnetycznych.

Wnioski

1) Rozwiązania konstrukcyjne stosowane w drobnych konstrukcjach różnią się od przyjętych w budownictwie maszynowym.

2) Ze względu na wielostronność zastosowania konstrukcji drobnych oraz ich małe wymiary, a często masową produkcję, różnorodność materiałów stosowanych do ich wyrobu jest znacznie większa niż w budowie maszyn. Wiele materiałów znajduje zastosowanie prawie wyłącznie w mechanizmach drobnych.

3) Różnorodność materiałów, ciasne tolerancje i małe wymiary powodują stosowanie technologii odmiennej niż przy budowie maszyn. Technolog mechanizmów drobnych musi znacznie więcej wiedzieć o materiałach i ich przeróbce niż to jest potrzebne w budowie maszyn.

4) Konieczne jest zorganizowanie szeroko pojętej akcji szkolenia technologów konstrukcji drobnych. Mamy na myśli nauczanie szkolne, jak również wydawanie czasopisma poświęconego tym sprawom oraz akcję wydawniczą książkową. Zwłaszcza ważne byłoby opracowanie poradnika drobnej mechaniki na poziomie podobnym do „Małego poradnika mechanika”. Szkolenie technologów powinno obejmować nie tylko technologię, ale i konstrukcję, gdyż właśnie w dziedzinie drobnych mechanizmów ze względu na masowość produkcji technologia wywiera bardzo duży wpływ na rozwiązania konstrukcyjne. I nawzajem technolog nie wczuje się w technologię bez znajomości konstrukcji. Szkolenie powinno obejmować w szerokim zakresie cały zakres fizyki, podczas gdy zwykle mechanikom podaje się tylko niektóre jej zakresy, a pomija inne, jak np.: akustykę, optykę czy magnetyzm.

„Przed inteligencją techniczną stanęło dziś — jako realna możliwość i nieodzowna potrzeba — wielkie historyczne zadanie: podniesienia w czasie możliwie najkrótszym poziomu technicznego naszego przemysłu i całej naszej gospodarki narodowej przez twórcze wykorzystanie najnowszych osiągnięć nauki i techniki, zaś w pierwszym rzędzie olbrzymich i wspaniałych osiągnięć nauki i techniki radzieckiej...”

Z przemówienia Prezydenta R.P. Bolesława Bieruta
na II Kongresie Inżynierów i Techników.

Próba klasyfikacji mechanizmów precyzyjnych i drobnych konstrukcji

Mgr inż. ROMAN CALIKOWSKI

Ścisłe przeprowadzenie klasyfikacji drobnych konstrukcji jest trudne i określenie kryteriów podziału nie jest łatwe. Wprowadzono zasadniczy podział na dwie grupy: nie mierniczych oraz służących do celów metrologicznych. To rozgraniczenie nie jest zupełne, gdyż trudno zdecydować, gdzie umieścić takie przyrządy jak np. wyważarki statyczne lub wibratory.

Dalszy podział jest przeprowadzony na zasadzie działania przyrządów. Ale i tutaj działanie szeregu przyrządów, jak np. czujników, może być oparte na różnych zasadach i dlatego one powinny się znaleźć w kilku grupach. W chwili obecnej trudno podać lepszy podział, chociaż przeprowadzano poważne próby wprowadzenia takiego podziału (Feinwerktechnik 1951).

A. Przyrządy i urządzenia nie miernicze

1. Przyrządy i urządzenia mechaniczne

Maszyny biurowe, kasy rejestrujące, powielacze, adresarki, automaty do sprzedaży, zamki bezpieczeństwa, przyrządy lekarskie, statywy do aparatów fotograficznych, gaśnice, przyrządy ratownicze, przyrządy do rysowania i pisanja, mechaniczne zabawki, niektóre instrumenty muzyczne, galanteria i inne.

2. Przyrządy optyczne

Zwierciadła, okulary, lupy, lornetki, lunety, mikroskopy, kamery fotograficzne i powiększalniki, kamery do zdjęć filmowych, rzutniki, przyrządy do czytania filmów, epidiaskopy.

3. Przyrządy silnoprządowe

Żarówki, lampy jarzeniowe, żarówki specjalne lecznicze, lampki kieszonkowe, lampy kopalniane, lampy laryngologiczne i operacyjne, załączniki, przekaźniki, drobny osprzęt instalacyjny elektryczny, elektryczny osprzęt samochodowy, kopiarki, termostaty, urządzenie chłodnicze małe, krótkofalówki lekarskie, urządzenia do galwanizacji, faradyzacji i kaustyki.

4. Urządzenia słaboprądowe

Opory i kondensatory radiowe i teletechniczne, przekaźniki telefoniczne, wybieraki, automaty załączające, liczniki rozmów, automaty telefoniczne, dalekopisy, światłopisy, automaty strażackie i bezpieczeństwa, automaty wodne, sterowanie zdalne, niektóre aparaty sygnalizacji ulicznej i kolejowej.

5. Radio, telewizja i akustyka

Odbiorniki radiowe, krótkofalówki, mikrofony, głośniki, gramofony, nadajniki i odbiorniki taśmowe, dyktafony, kamery do zdjęć telewizyjnych, mikroskopy elektronowe, fotokomórki, lampy katodowe, urządzenia radarowe i inne.

6. Drobne maszyny precyzyjne

Silniki elektryczne do uruchamiania maszyn do liczenia, pisanja; silniki do zegarów, małe kompresory, pompy próżniowe laboratoryjne, kopiarki filmowe, gaźniki, chłodnice, filtry, pompki wtryskowe, motorowery i rowery, maszyny gospodarstwa domowego, maszyny fryzjerskie, maszyny do szycia, maszyny pończosznice, odkurzacze, obrabiarki zegarmistrzowskie, grawerki, kopiarki, wiertarki dentystyczne, wstrząsaraki laboratoryjne, wyważarki.

B. Przyrządy miernicze

7. Przyrządy miernicze i regulatory wielkości elektrycznych

Przyrządy do pomiaru natężenia, napięcia, mocy i częstotliwości prądu, galwanometry, przyrządy do pomiaru izolacji, synchronoskopy, liczniki energii elektrycznej, oscylografy wstęgowe i katodowe, przyrządy miernicze w centralach telefonicznych, przyrządy kontrolujące na odległość, przyrządy elektryczne rejestrujące.

8. Przyrządy do pomiaru czasu

Zegary astronomiczne, zegary wielkie i małe, stopery, chronometry, chronografy, zegary załączające, zegary elektryczne, zegary kwarcowe, kontrolne i fabryczne, wyłączniki czasowe i inne.

9. Przyrządy do pomiaru wielkości geometrycznych oraz przyrządy matematyczne

Przymiary wstęgowe i drążkowe, sprawdziany warsztatowe, mikrometry, suwmiarki, pasometry, sprawdziany do gwintu, czujniki mechaniczne, optyczne, pneumatyczne, elektryczne i inne, lupy i mikroskopy miernicze, tensometry, komparatory, koordynatografy, przyrządy do sprawdzania równoległości otworów i średnic, przyrządy do sprawdzania jakości powierzchni, kątomierze, busole, głowice podziałowe i planimetry, manometry, suwaki rachunkowe, maszyny i urządzenia do liczenia i rozwiązywania równań, analizatory harmoniczne.

10. Przyrządy miernicze i regulatory do wielkości mechanicznych oraz innych własności fizycznych

Wagi laboratoryjne, sklepowe, przemysłowe, kuchenne, listowe, barometry, manometry, przyrządy do pomiaru temperatury, przyrządy do badania drgań, przyrządy geofizyczne, hydrologiczne, meteorologiczne, pokładowe morskie i lotnicze, hygrometry, analizatory gazów spalinowych, pHmetry, przepływomierze do gazów i cieczy, przyrządy do pomiaru stężenia gazów, fotometry, refraktometry, przyrządy okulistyczne, spektrometry, optyczne urządzenia celownicze.

ZAGADNIENIA KONSTRUKCYJNE

Tarcie w napędach zębatych mechanizmów precyzyjnych

Prof. dr inż. WACŁAW MOSZYŃSKI

W zębatych napędach mechanizmów precyzyjnych na plan pierwszy wysuwa się zagadnienie ich sprawności, zwłaszcza gdy chodzi o mechanizmy zwiększające prędkość obrotową. Analiza czysto rachunkowa jest kłopotliwa nawet w najprostszych układach. Znacznie łatwiejsze jest obliczanie wykresłne. Jest ono praktycznie biorąc jedyne, jakie może być zastosowane w przypadkach przekładni złożonych, np. wielokrotnych-zwykłych i obiegowych.

W artykule niniejszym podano podstawowe zależności określające sprawność pojedynczych przekładni, oraz przedstawiono w sposób wyczerpujący sposoby wykresłnego jej obliczania w kilku typowych przypadkach przekładni.

1. Uwagi ogólne

Napędy zębate są niewątpliwie jednym z najczęściej spotykanych elementów konstrukcyjnych w wielkości bardziej złożonych mechanizmów precyzyjnych. Ich obliczanie geometryczne, często niewłaściwie nazywane kinematycznym, a ogół nie przedstawia większych trudności, podobnie jak i obliczanie wytrzymałościowe, zazwyczaj pomijane ze względu na niewielkie przenoszone przez nie siły i wprost znikome moce. Dużego natomiast znaczenia nabiera zagadnienie *sprawności mechanizmu*. Wprawdzie obliczeń jej najczęściej również się nie robi, dobierając siły rozwijane przez sprężyny napędowe lub moce silników napędowych na wycucie lub w drodze prób. Jednak to zagadnienie może być z mniejszą lub większą dokładnością rozwiązane przy pomocy obliczeń. Mogłyby one nawet być zupełnie dokładne, gdyby nie największa ich niewiadoma — współczynnik tarcia μ , wahający się w szerokich granicach — od paru setnych do paru dziesiątych.

W mechanizmach precyzyjnych mamy bowiem niemal zawsze do czynienia z tarciem półsuchym, nieraz graniczącym z tarciem niemal suchym. Wpływają na to najczęściej same warunki pracy tych mechanizmów, w których większość czopów ślizgowych porusza się z bardzo małymi prędkościami obrotowymi oraz to, iż na smarowanie ich nie zwraca się zwykle dostatecznej uwagi. Moce rozwijane w mechanizmach precyzyjnych zazwyczaj są tak małe, iż nawet bardzo niska ich sprawność nie uzasadnia konieczności przejścia do doskonalszych rozwiązań konstrukcyjnych, pozwalających na prawidłowe smarowanie powierzchni ślizgowych.

Jeżeli obawa tzw. *zakleszczania* lub samohamowności nie zachodzi, a wolna jest od niej większość napędów zębatych, o resztę konstruktorzy mechanizmów precyzyjnych na ogół nie troszczą się. Postaramy się wykazać, iż analiza tarcia w napędach zębatych jest nietrudna i że stanowi nader interesujące zagadnienie w całokształcie spraw związanych z konstrukcją mechanizmów precyzyjnych.

Zauważmy mimochodem, iż złożoność ich napędów zębatych uwarunkowana jest najczęściej szczególną postacią zasobnika mocy, jakim zwykle jest ręcznie naciągana sprężyna spiralna. Tych kilkanaście lub najwyżej parę dziesiątków obrotów głównego wałka napędowego ma zapewnić tysiące i dziesiątki

tyśięcy obrotów dalszych wałków mechanizmu, przy czym przełożenie poszczególnych par kół zębatych wynosi zwykle $3 \div 6$, rzadko osiągając wyższe wartości w przypadku mechanizmów zwiększających prędkości obrotowe. Przy ogólnym przełożeniu wynoszącym od $100 \div 1000$ wymaga to zwykle wielokrotnej przekładni, jeżeli ma być ona zwykłą, a nie obiegową. Otóż rozpowszechniające się coraz bardziej stosowanie małych silniczków elektrycznych znakomicie upraszcza sprawę, atakując ją z przeciwnego końca. Przeważnie bowiem zachodzi wówczas potrzeba włączania wielokrotnych przekładni zwalniających, te zaś pracują w znacznie korzystniejszych warunkach niż przekładnie zwiększające prędkość, gdyż naciski w nich rozwijane są wydatnie mniejsze¹⁾. Poza tym sprawa regulacji prędkości przez stosunkowo skomplikowane mechanizmy (wychwytowe lub samoczynnie hamujące, wraz z nieodzownymi przekładniami zwiększającymi ich prędkość obrotową) odpada, skoro stosuje się silniczki synchroniczne. Wszystko więc przemawia za możliwie szerokim stosowaniem napędów silnikowych stopniowo wypierających napędy sprężynowe. Sprawność mechanizmów zwiększa wydatnie również coraz częstsze stosowanie w nich miniaturowych łożysk tocznych.

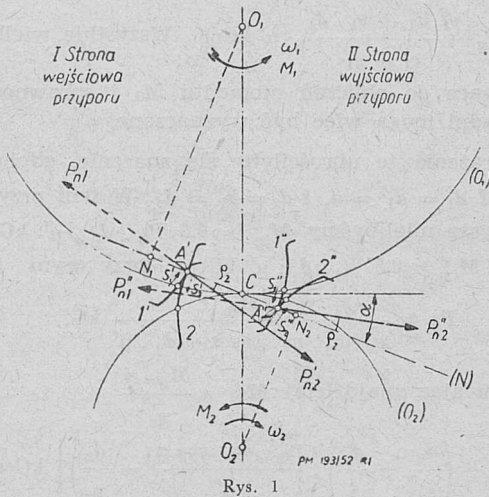
2. Obliczanie sprawności zazębienia

Opory tarcia w napędach zębatych podzielić możemy na *opory panwowe* i *zębowe*. Pierwsze możemy łatwo określić jako moment tarcia $M_t \approx 0,5 \sum P_i \cdot d_i \cdot \mu'_i$ kG cm, gdzie P_i kG jest reakcją kolejnego czopa i danego wału bez względu na jej kierunek, d_i cm jest średnicą tego czopa, a μ'_i pozornym współczynnikiem jego tarcia w panwi.

Opory zębowe, wywołane tarciem międzyzębowym, są trudniejsze do ujęcia rachunkowego. Wiemy dobrze, iż kierunki ślizgania zębów zmieniają się w chwili, gdy zarys ich przechodzi przez punkt środkowy C zetknięcia kół tocznych O_1 i O_2 . Widać to z kierunku wskazujących je strzałek S'_1 i S'_2 oraz S''_1 i S''_2 pokazanych na rys. 1 przedstawiającym za-

¹⁾ Wynika to stąd, iż dość niska zwykle sprawność kolejnych przełożeń zwiększa naciski międzyzębowe i panwowe tym bardziej, w porównaniu z teoretycznie koniecznymi (tj. w braku tarcia), im więcej oddalamy się od strony biernej, poddanej założonemu obciążeniu, przechodząc do strony czynnej. W przekładniach zwiększających prędkość teoretyczne naciski strony czynnej zawsze są stosunkowo duże. Ich dalsze zwiększanie czyni przekładnię konstrukcyjnie znacznie cięższą od podobnej przekładni zwalniającej.

zębienie ewolwentowe²⁾ o kącie przyporu α . Siły nacisku międzyzębowego nie leżą więc nigdy na liniach przyporu $N_1 N_2$ (ogólnie — nie leżą wzdłuż promieni $c' = A'C$ lub $c'' = CA''$ przyporu), lecz odchylają się od nich o kąt ρ_z — tarcia międzyzębowego ku wewnątrz kół — po wejściowej stronie przyporu I oraz na zewnątrz nich — po jego stronie wyjściowej II. W chwili przechodzenia zarysów zębów przez punkt C nacisk P_n zmienia nagle kierunek o kąt $2\rho_z$.



Rys. 1

Wpływ tarcia wywołanego ślizganiem się wzajemnym zębów najlepiej możemy sobie uzmysłowić rozpatrując niezależnie nie pokazane na rys. 2 normalne składowe N nacisków międzyzębowych, skierowane wzdłuż linii N przyporu oraz prostopadłe do niej ich składowe styczne $T = N\mu_z$, gdzie μ_z jest współczynnikiem tarcia międzyzębowego. Załóżmy dla prostoty rozumowania, iż liczba przyporu ε wynosi dokładnie 1 i że zawsze pracuje tylko jeden ząb. Jeżeli moment bierny M_2 kGcm jest założony, możemy wyznaczyć moment czynny M_1 pisząc, iż

$M_2 = N' a_2 - T' (n_2 + c') = N' [R_2 \cos \alpha - \mu_z (R_2 \sin \alpha + c')] \text{ kGcm}$ i $M_1' = N' a_1 - T' (n_1 - c') = N' [R_1 \cos \alpha - \mu_z (R_1 \sin \alpha - c')] \text{ kGcm}$ — po wejściowej stronie przyporu, oraz $M_2 = N'' a_2 + T'' (n_2 - c'') = N'' [R_2 \cos \alpha + \mu_z (R_2 \sin \alpha - c'')] \text{ kGcm}$ i $M_1'' = N'' a_1 + T'' (n_1 + c'') = N'' [R_1 \cos \alpha + \mu_z (R_1 \sin \alpha + c'')] \text{ kGcm}$ — po wyjściowej stronie przyporu. Teoretyczny moment czynny $M_1^0 = M_2 \cdot \frac{R_1}{R_2} \text{ kGcm}$. Stąd możemy wy-

znaczyć chwilową sprawność zazębienia po obydwóch stronach środka C przyporu

$$\eta_z' = \frac{M_1^0}{M_1'} = \frac{\cos \alpha - \mu_z (\sin \alpha + c'/R_2)}{\cos \alpha - \mu_z (\sin \alpha - c'/R_1)}$$

$$\text{ i } \eta_z'' = \frac{M_1^0}{M_1''} = \frac{\cos \alpha + \mu_z (\sin \alpha - c''/R_2)}{\cos \alpha + \mu_z (\sin \alpha + c''/R_1)},$$

jak również naciski normalne

$$N' = \frac{M_2/R_2}{\cos \alpha - \mu_z (\sin \alpha + c'/R_2)} \text{ kG}$$

$$\text{ i } N'' = \frac{M_2/R_2}{\cos \alpha + \mu_z (\sin \alpha - c''/R_2)} \text{ kG.}$$

Widzimy, iż zarówno sprawność, jak i moment czynny M_1 oraz nacisk normalny N ulegają — przy niezmiennym momencie M_2 — ustawicznym zmianom, przy czym N ulega nagłej zmianie

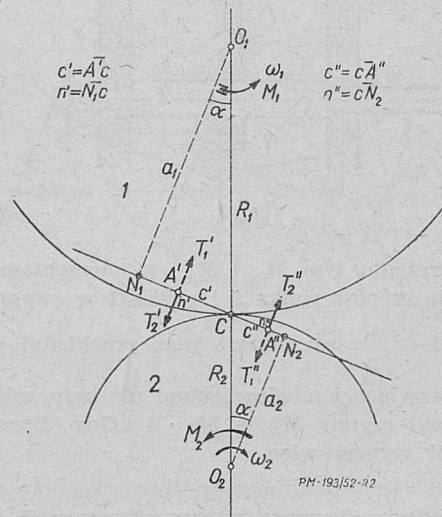
$$\text{ od } N_c' = \frac{M_2/R_2}{\cos \alpha - \mu_z \cdot \sin \alpha}$$

do $N_c'' = \frac{M_2/R_2}{\cos \alpha + \mu_z \cdot \sin \alpha}$ w chwili, gdy zarysy zębów przechodzą przez punkt C. W obliczeniach praktycznych przyjmujemy zazwyczaj wartości przeciętne, odpowiadające przeciętnym wartościom c'_m i c''_m cm promieni przyporu skąd η_z' i η_z'' oraz

$$\eta_z = \frac{\eta_z' \cdot c'_m + \eta_z'' \cdot c''_m}{c'_m + c''_m} \approx 0,5 (\eta_z' + \eta_z''),$$

jeżeli c'_m i c''_m nie różnią się zbyt od siebie.

Sprawa wikła się nieco, gdy liczba przyporu ε jest większa od jedności. Dla braku miejsca omawiać jej nie będziemy, zalecając przyjmować niezmienną przeciętną sprawność η_z odpowiadającą średniej wartości promieni przyporu $c'_m \approx c''_m \approx c_m \approx 0,25 \pi \varepsilon \cdot m \cos \alpha$ ³⁾.



Rys. 2

Podstawiając je znajdujemy

$$\eta_z' = \frac{1 - \mu_z (\operatorname{tg} \alpha + 0,5 \pi \cdot \varepsilon/z_2)}{1 - \mu_z (\operatorname{tg} \alpha - 0,5 \pi \cdot \varepsilon/z_1)}$$

$$\text{ i } \eta_z'' = \frac{1 + \mu_z (\operatorname{tg} \alpha - 0,5 \pi \cdot \varepsilon/z_2)}{1 + \mu_z (\operatorname{tg} \alpha + 0,5 \pi \cdot \varepsilon/z_1)}.$$

Ponieważ drugie wyrazy w licznikach i mianownikach są małe wobec jedności, możemy przekształcić te wyrażenia znajdując ogólnie znany wzór:

$$\eta_z \approx \eta_z' \approx \eta_z'' \approx 1 - 0,5 \pi \cdot \varepsilon \cdot \mu_z \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right).$$

Jest on ważny dla przekładni zębatych o zębach pro-

²⁾ Zazębieniem tym wyłącznie będziemy się tu zajmowali. Zazębieniem zęgarowym poświęcony jest artykuł mgr. inż. W. Trylińskiego (str. 433). Zazębienia kół stożkowych o zębach prostych nie wnoszą nic istotnie nowego. Przekładni równoległych o zębach śrubowych oraz przekładni śrubowych nie rozpatrujemy tu.

³⁾ Przy przełożeniach różnych od jedności c'_m jest różne od c''_m . Obliczenie średniej wartości promienia c_m powinno być oparte na równoważności straty mocy, jaka przy niej zachodziłaby i straty rzeczywistej. Proste przeliczenie pozwala wyznaczyć tak rozumiane

$$c_m = \sqrt{0,5 \sqrt{c_{\max}'^2 + c_{\max}''^2}} = \sqrt{2 \sqrt{c_m'^2 + c_m''^2}}.$$

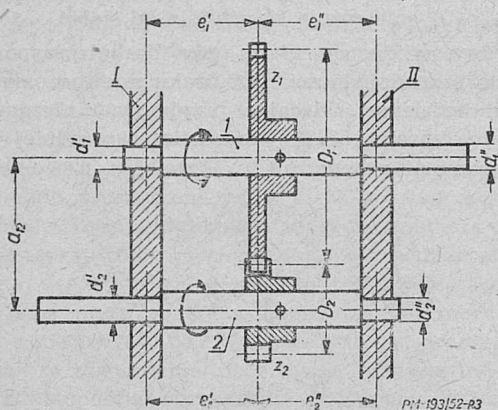
stych, zarówno zewnętrznych, jak i wewnętrznych, jeżeli liczbę zębów w kołach wewnętrznych przyjmujemy jako ujemną.

3. Rachunkowe obliczenie sprawności pojedynczej przekładni zębatej

Rozważmy pojedynczą przekładnię zębatą przedstawioną na rys. 3 i przyjmijmy, iż na wałku 2 działa założony zewnętrzny niezmienny moment bierny M_2 kGcm, a zewnętrzny moment czynny działający na wałek 1 wynosi

$$M_1 = (M_2 + M_{t2}) \frac{i}{\eta_z} - M_{t1} \text{ kGcm.}$$

Nacisk międzyzębowy musi pokonywać moment oporowy wałka 2 wynoszący $M_2 + M_{t2}$ kGcm, koło 1 musi rozwijać moment $(M_2 + M_{t2}) \cdot \frac{i}{\eta_z}$ kGcm.



Rys. 3

W wyrażeniu tym M_{t2} i M_{t1} są momentami oporów tarcia czopów wałka 2 i wałka 1 w swych panwach, a $i = \frac{z_1}{z_2}$ jest przełożeniem przekładni. Gdyby tarć w panwach i między zębami nie było, mielibyśmy moment czynny $M_1^0 = M_2 \cdot i$ kGcm. Sprawność przekładni wynosi więc

$$\eta = \frac{M_1^0}{M_1} = \frac{M_2 \cdot i}{(M_2 + M_{t2}) \frac{i}{\eta_z} + M_{t1}} = \frac{\eta_z}{1 + \frac{M_{t2}}{M_2} + \frac{M_{t1}}{M_2} \cdot \frac{\eta_z}{i}}$$

Dokładne wyznaczenie momentów M_{t2} i M_{t1} wymagałoby uwzględnienia i wprowadzenia do obliczeń rzeczywistych zmiennych nacisków międzyzębowych N . Zamiast tego i tu oczywiście przyjmiemy naciski przeciętne

$$P_n \approx \frac{2(M_2 + M_{t2})}{\eta_z \cdot D_2 \cdot \cos \alpha} = \frac{2(M_2 + M_{t2})}{\eta_z \cdot z_2 \cdot m \cdot \cos \alpha} \text{ kG.}$$

Reakcje panwi będą

$$P_2' = P_n \cdot \frac{e_2''}{e_2' + e_2''} \text{ kG,} \quad P_2'' = P_n \cdot \frac{e_2'}{e_2' + e_2''} \text{ kG,}$$

$$P_1' = P_n \cdot \frac{e_1''}{e_1' + e_1''} \text{ kG} \quad \text{ i } \quad P_1'' = P_n \cdot \frac{e_1'}{e_1' + e_1''} \text{ kG.}$$

$$\text{A więc } M_{t2} \approx 0,5 (P_2' \cdot d_2' + P_2'' \cdot d_2'') \mu' = 0,5 P_n \cdot \frac{e_2'' \cdot d_2' + e_2' \cdot d_2''}{e_2' + e_2''} \cdot \mu' \text{ kGcm.}$$

Podstawiając to do poprzedniego wyrażenia na P_n znajdujemy po uproszczeniu $P_n \approx \frac{2M_2}{[\eta_z \cdot z_2 \cdot m \cdot \cos \alpha - (e_2'' \cdot d_2' + e_2' \cdot d_2'') \cdot \mu' / (e_2' + e_2'')]} \text{ kG,}$ i tę wartość nacisków wprowadzamy do wyrażen na M_{t2} i M_{t1} , przy czym $M_{t1} \approx 0,5 \cdot (P_1' \cdot d_1' + P_1'' \cdot d_1'') \mu' = 0,5 P_n \cdot \frac{e_1'' \cdot d_1' + e_1' \cdot d_1''}{e_1' + e_1''} \cdot \mu' \text{ kGcm.}$ Wszystkie wielkości wchodzące do obliczeń momentu M_1 i sprawności η przekładni mogą więc być wyznaczone.

Wyrażenia te uprościłyby się znacznie, gdybyśmy przyjęli $d_1' = d_1'' = d_1$ i $d_2' = d_2'' = d_2$. W tym przypadku zawsze mielibyśmy $M_{t2} \approx 0,5 P_n \cdot d_2 \cdot \mu' \text{ kGcm}$ i $M_{t1} \approx 0,5 P_n \cdot d_1 \cdot \mu' \text{ kGcm,}$ przy czym

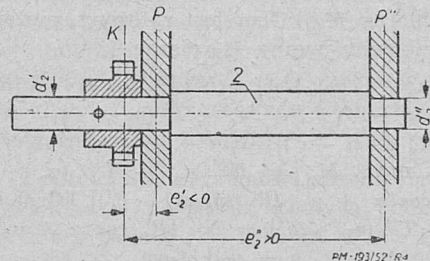
$$P_n = \frac{2M_2}{\eta_z \cdot z_2 \cdot m \cdot \cos \alpha - d_2 \cdot \mu'} \text{ kG.}$$

Podstawiając znajdziemy $M_1 \approx \frac{M_2 \cdot i}{\eta_z}$

$$\left[1 + \left(\frac{d_2}{\eta_z} + \frac{d_1}{i} \right) : \left(\frac{z_2 \cdot m \cdot \cos \alpha}{\mu'} - \frac{d_2}{\eta_z} \right) \right] \text{ kGcm,}$$

$$\text{oraz } \eta \approx \frac{\eta_z}{1 + \left(\frac{d_2}{\eta_z} + \frac{d_1}{i} \right) : \left(\frac{z_2 \cdot m \cdot \cos \alpha}{\mu'} - \frac{d_2}{\eta_z} \right)}$$

Wzory powyższe możemy uogólnić, by mogły objąć przypadki zawiasowego łożyskowania kół zębatych, tj. gdy obydwa łożyska są po jednej ich stronie (rys. 4). Należałoby się umówić, iż odległość środkowej płaszczyzny K koła od środkowej płaszczyzny P panwi li-



Rys. 4

czy: dodatnio, jeżeli wychodząc z danej płaszczyzny P i zbliżając się do koła, jednocześnie zbliżamy się do drugiej płaszczyzny P , ujemnie zaś, gdy się od niej oddalamy. Założywszy to musimy w licznikach wzorów na M_{t2} i M_{t1} przyjąć bezwzględne wartości e , w mianownikach zaś bezwzględną wartość ich sumy, a więc

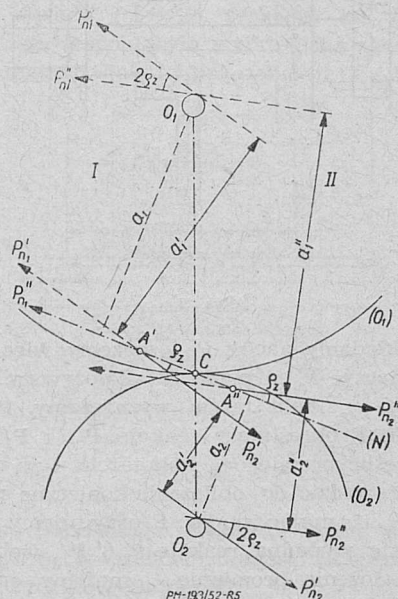
$$M_{t2} \approx 0,5 P_n \cdot \frac{|e_2''| \cdot d_2' + |e_2'| \cdot d_2''}{|e_2' + e_2''|} \cdot \mu' \text{ kGcm}$$

i podobnie M_{t1} .

4. Wykreślne obliczanie sprawności pojedynczych przekładni zębatych

Jak widzimy, obliczanie czysto rachunkowe nawet w tych najprostszych przypadkach jest dość żmudne. Poza tym nie posiada ono tej przejrzystości, jaką daje obliczanie wykreślne oparte na kołach tar-

cia i regule mniejszego skutku⁴). Wprowadzając dwa koła tarcia O_1 i O_2 prowadzimy reakcje panwi P_{n1} i P_{n2} zgodnie z tą regułą, a więc stycznie do nich i to w taki sposób, aby zwiększyć ramię czynne



Rys. 5

a_1 i zmniejszyć ramię bierne a_2 (rys. 5). Ponieważ nacisk międzyzębowy P_n odchyła się o kąt tarcia ρ_z od linii (w przypadku ogólnym — od promienia) przyporu, i to w różne strony — po stronie (I) wejścia w przypór i po stronie (II) wyjścia z przyporu, zmieniając nagle kierunek w chwili przechodzenia przez punkt środkowy C, przeto i reakcje P_n zmieniają wówczas nagle kierunek o kąt $2\rho_z$. W sposób przejrzysty widzimy tu również nagłą zmianę wielkości nacisku N, o której wyżej była mowa⁵).

Na rysunku pokazano równe co do wielkości, lecz przeciwnie skierowane naciski międzyzębowe i reakcje panwi P_{n1} i P_{n2} oraz ich ramiona a_1 i a_2 w obszarach I II dodając dla odróżnienia górne wskaźniki.

Dla prostoty założyliśmy i tu również, iż zawsze tylko jeden ząb jest w przyporze, czyli że liczba przyporu $\varepsilon = 1$. Jeżeli w przekładni zębatej wykonanej bardzo dokładnie⁶, liczba przyporu jest większa od jedności, lecz mniejsza od dwóch, stan rzeczy zmienia się o tyle, iż w chwili wchodzenia w przypór drugiego zęba i wychodzenia z przyporu pierwszego zęba następują dodatkowe, mniejsze, nagłe wychylenia reakcji panwi, o kąt równy $\sim \rho_z$.

Podobnie jak poprzednio, i tu, analizując warunki pracy przekładni zębatej, musimy oprzeć się na po-

⁴) Wiemy, iż są to koła współśrodkowe z osiami wałów, mające promień $r_t = 0,5 d \cdot \sin \rho'$, do którego reakcja panwi musi być styczna po stronie dającej mniejszy skutek użyteczny; d jest tu obliczeniową średnicą ślizgającego się w panwi czopa, a ρ' pozornym kątem tarcia. Sprawy te były dość wyczerpująco omówione w artykule pt. „Tarcie w mechanizmach”, Przegląd Mechaniczny, 1948 r. str. 171, oraz w „Wykładzie Elementów Maszyn” podpisanego, t. IV, 1952 r. str. 59.

⁵) Ta nagła zmiana kierunku i wielkości nacisku międzyzębowego jest jedną z przyczyn drgań, tak łatwo powstających w napędach zębatych o małych liczbach zębów, nawet przy najzupełniej dokładnym ich wykonaniu. Złagodzić je można przez zapewnienie należytego smarowania wienców zębatych.

⁶) Jest to zastrzeżenie istotne, gdyż w przekładniach mniej dokładnych zawsze należy liczyć się z tym, iż cały nacisk przejmować będzie jeden ząb, niezależnie od wartości liczby przyporu.

średnim stanie rzeczy, aby uniknąć nieustannej zmienności długości ramion oraz kierunku i wielkości nacisków. Najlepiej uczynimy, wprowadzając w punkcie środkowym C *średnie koło tarcia przyporu* o promieniu $r_{tc} = e_m \cdot \sin \rho_z$ i styczną doń *linię skutecznych nacisków przyporu* (N') lub (N''), tworzącą kąt $90^\circ - \alpha$ z linią środków O_1O_2 (rys. 6). Możemy teraz

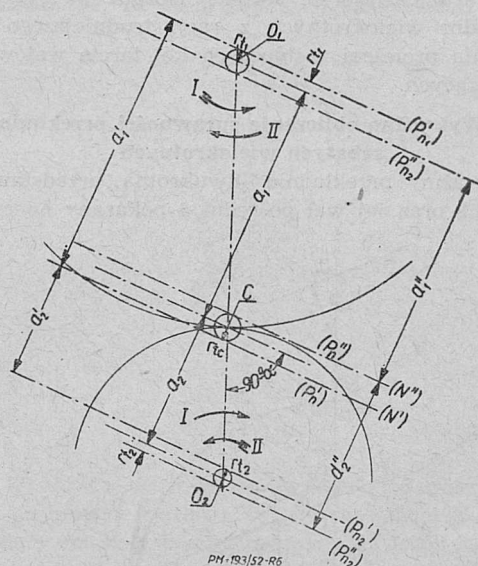
łatwo wyznaczyć przeciętną wartość $M_1 = M_2 \cdot \frac{a_1'}{a_2'}$ jeżeli koło 1 jest czynne, a koło 2 bierne, oraz $M_2 = M_1 \cdot \frac{a_2''}{a_1''}$, jeżeli koło 2 jest czynne, a koło 1 bierne.

Sprawność przekładni w tych dwóch przypadkach

$$\text{wynosi: } \eta' = \frac{M_1^\circ}{M_1} = \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{a_2'}{a_1'} = \frac{1 - \psi_2}{1 + \psi_1}$$

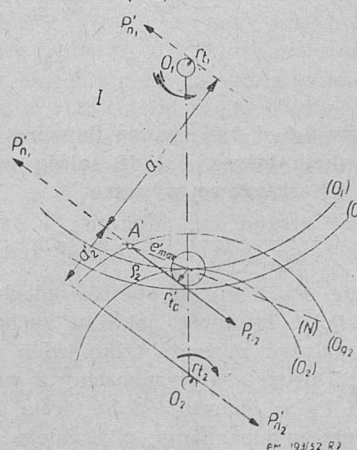
$$\text{i } \eta'' = \frac{M_2^\circ}{M_2} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{a_1''}{a_2''} = \frac{1 - \psi_1}{1 - \psi_2}, \text{ jeżeli założymy}$$

$$\psi_1 = (r_{t1} + r_{tc})/a_1 \text{ i } \psi_2 = (r_{t2} + r_{tc})/a_2.$$



Rys. 6

Czasem może zająć konieczność sprawdzenia, czy nie zachodzi obawa zakleszczenia przekładni w chwili wchodzenia zęba w przypór, czemu na rys. 7 odpowiada punkt A' przecięcia rzeczywistej linii przyporu (N) i koła głów (O_{g2}).



Rys. 7

Jak widzimy, możliwe byłoby to przy b. małych kołach biernych i dużym współczynniku tarcia μ_s (osiągającym w braku smarowania wartości dochodzące do 0,3, czemu odpowiada kąt $\rho_s = 16^{\circ},7$, oraz przy dużym kole tarcia wałka biernego 0_2 , np. przy zwisowym łożyskowaniu (rys. 4) o stosunkowo dużym wysięgu e'_2 wieńca i przy dużych średnicach d'_2 , a zwłaszcza d'_2 czopów.

Promień r'_c granicznego koła tarcia przyporu wynosi $r'_{tc} = e'_{max} \cdot \sin \rho_s$. Promień r_{t2} tarcia wału 2 wyznaczamy pisząc iż

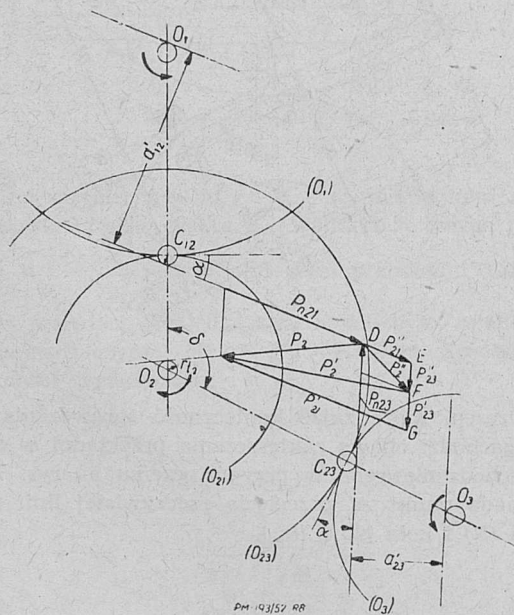
$$r_{t2} = \frac{M_{t2}}{P_n} \approx 0,5 \cdot \frac{|e'_2| \cdot d'_2 + |e'_2| \cdot d''_2}{|e'_2 + e'_2|} \cdot \mu' \text{ cm}$$

i podobnie r_{t1} . Odpowiadające im koła możemy nazywać zastępczymi kołami tarcia.

Z powyższego widzimy, iż wykreślne wyznaczanie momentów występujących w przekładniach zębatych oraz ich sprawności jest znacznie prostsze i znacznie bardziej przejrzyste niż wyznaczanie rachunkowe. Jednak i ono staje się bardziej złożone w przypadku przekładni wielokrotnych z racji trudniejszego wyznaczania promieni zastępczych kół tarcia wałów pośredniczących.

5. Wykreślne obliczanie sprawności przekładni zębatych wielokrotnych

Rozważmy przekładnię dwukrotną przedstawioną na rys. 8 oraz jej wał pośredni 2 pokazany na rys. 9.

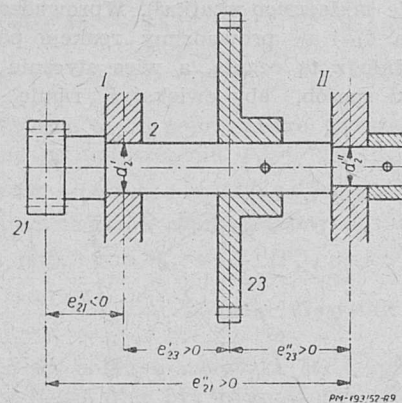


Rys 8

Linie środków 0_10_2 i 0_20_3 tworzą dowolny kąt δ . Jak widzimy, reakcje łożysk I i II zależą od nacisków P_{n21} i P_{n23} . Ich składowe wynoszą

$$P'_{21} = P_{n21} \cdot \frac{e'_{21}}{|e'_{21} + e'_{21}|} \text{ i } P'_{21} = P_{n21} \cdot \frac{e'_{21}}{|e'_{21} + e'_{21}|}$$

oraz podobnie P'_{23} i P'_{23} ; są one równoległe do nacisków P_{n21} i P_{n23} . Trudność, jaka tu zachodzi, polega na tym, iż założyć możemy tylko jeden z nacisków, P_{n21} lub P_{n23} , drugi zaś wyznaczamy z wieloboku sił P_{n21} , P_{n23} i P_2 w oparciu o koło tarcia 0_2 , którego promienia jeszcze nie znamy, gdyż zależy on od wypadkowych reakcji P'_2 i P'_2 obydwóch łożysk. Przypuś-

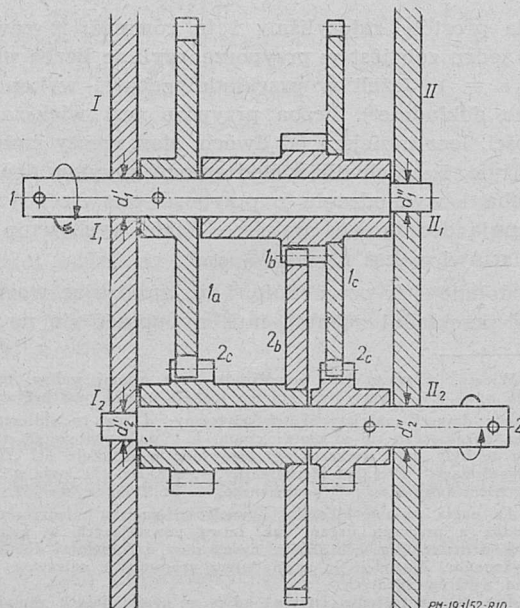


Rys. 9

ćmy, iż zakładamy nacisk P_{n21} ; możemy więc bez trudności wyznaczyć P'_{21} i punkt E. Założywszy na próbę promień r_{t2} koła tarcia wyznaczamy P_{n23} oraz P'_{23} i punkt F określający reakcje P'_2 i P'_2 , pozwalające określić promień r_{t2} koła tarcia i w razie potrzeby wprowadzić do obliczenia konieczne poprawki. Oczywiście, iż mając punkt E orientujemy się dość dobrze, jakie wypadną reakcje P'_2 i P'_2 , wobec czego pierwsze założenie promienia r_{t2} możemy opierać na dość dokładnym obliczeniu wstępnym.

Ten sam sposób postępowania stosujemy przy dowolnej krotności przekładni. W przypadku przekładni zwartych, gdy osie dwóch różnych wałów leżą jedna w przedłużeniu drugiej, rozwiązanie nie ulega zmianie i jedynie rysunek wikła się nieco. Uniknąć tego możemy powtarzając rysunek dwukrotnie.

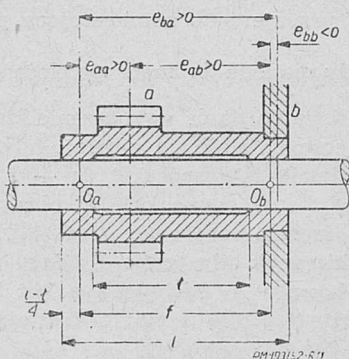
Przypadkiem szczególnym jest, jeżeli w przekładni zwartej jeden z wałów współosiowych całkowicie lub częściowo obciąża drugi wał, zwiększając reakcje jego panwi. Liczba możliwych kombinacji jest tu dość duża. Rozważmy dość często stosowaną przekładnię dwuzwartą, schematycznie przedstawioną na rys. 10. W przekładniach podobnych chodzi zwykle o uzyskanie możliwie najmniejszej liczby łożysk stałych. Istotnie jest ich tu tyleż samo, co w przekładni pojedynczej, tj. zaledwie cztery. Dochodzą natomiast dwa ze-



Rys. 10

spóły kół $1_b - 1_c$ i $2_a - 2_b$, luźno osadzone na wałach 1 i 2.

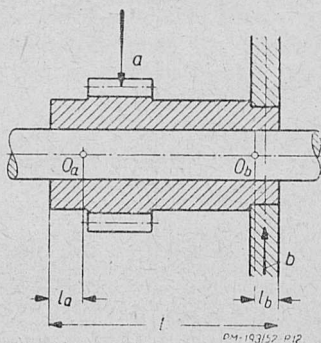
Przed wszystkim należy wyjaśnić, w jaki sposób powinniśmy wyznaczyć położenie punktów O_a i O_b zaczepienia reakcji P_a i P_b zespołów kół na wałach. Gdyby piasta zespołu była wybrana na znacznej części swej długości, jak to pokazano na rys. 11, mogli-



Rys. 11

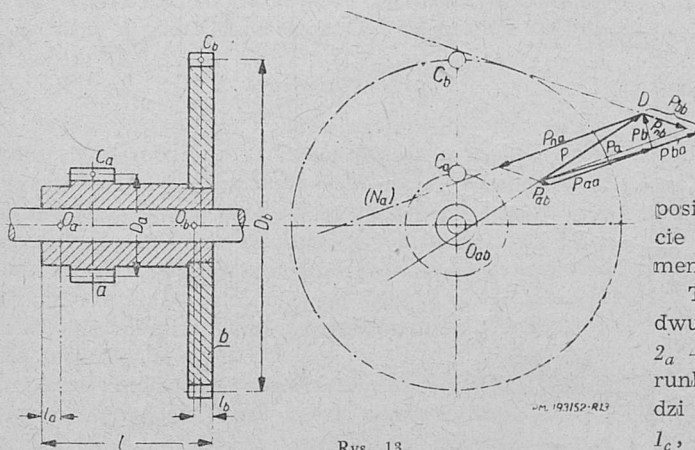
byśmy, nie popełniając większego błędu, umieścić te punkty O_a i O_b w środkach długości utworzonych tym sposobem cząstkowych panwi.

Piasty zespołów mają jednak najczęściej otwór gładki na całej długości (rys. 12). W tym przypadku



Rys. 12

możemy wyznaczyć owe punkty O_a i O_b kierując się wycuciem, i to tym bliżej czoła piasty, im mniejsze byłoby pobliskie mu obciążenie wału, gdyby piasta była wybrana niemal na całej swej długości. Sprawdzają się to do myślowego przyjęcia owych panwi cząstkowych tym dłuższych, im większe byłoby ich obciążenie. Można wreszcie przyjąć wprost odległość l_a i l_b owych punktów O_a i O_b od czoł piasty równą 0,1 l ,

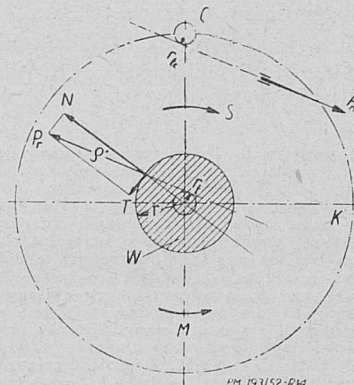


Rys. 13

jak to zrobiono na rys. 13, lub nawet wprost w samych płaszczyznach czoł piasty, popełniając niewielkie błędy, dopuszczalne ze względu na wiele uproszczeń przyjętych w naszych obliczeniach. Sprawa ta w ogóle byłaby nieważna, gdyby nie to, iż siły P_{na} i P_{nb} nacisku wytwarzają w danym przypadku moment starający się obrócić zespół dookoła osi leżącej w płaszczyźnie prawego nutu (rys. 13) i równoległej do linii środków C_a i C_b .

6. Obliczanie sprawności czterołożyskowej przekładni trzykrotnej dwuzwartej

Jest jeszcze jedna niezwykle ważna rzecz zachodząca przy tego rodzaju łożyskowaniu kół, którą należy tu wyjaśnić. Dotychczas rozpatrywaliśmy ślizganie się czopów w nieruchomych panwach, albo przeciwnie, ślizganie się panwi na nieruchomych czopach. Inaczej rzecz się będzie przedstawiała, jeżeli np. koło obraca się na czopie obracającym się w tym samym co ono kierunku. Rozważmy ten przypadek na podstawie rys. 14. Koło zębate K luźno osadzone na

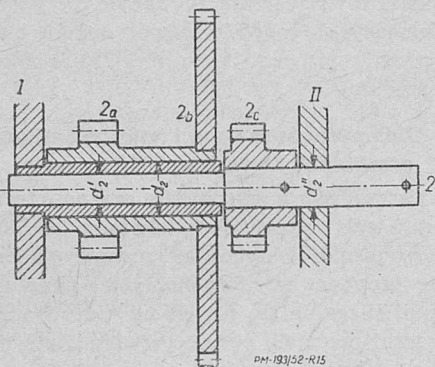


Rys. 14

wałku W obraca się w kierunku strzałki S pod działaniem czynnego nacisku P_n zrównoważonego przez działający na koło bierny moment M . Jeżeli wał jest w spoczynku lub obraca się w przeciwnym kierunku niż koło, albo nawet w tym samym kierunku, lecz z mniejszą niż ono prędkością kątową, wszystko odbywa się, jak pokazano na rys. 14. Jeżeli jednak wał obraca się w tym samym kierunku i z dokładnie tą samą prędkością kątową, co koło, pod działaniem niezależnego momentu $M_t = P_n r_t$, wówczas siła tarcia T znika i jednocześnie znika koło tarcia, wobec czego reakcja P_n wału na koło przechodzić będzie przez jego oś. Jeżeli wreszcie wał obracać się będzie w tym samym kierunku, co koło, lecz z większą od niego prędkością kątową, wówczas siła T zmieni kierunek i reakcja P_n wału przejdzie na przeciwną stronę koła tarcia, w wyniku czego skutek użyteczny nacisku P_n na koło przewyższy wartość, jaką posiadałby przy braku tarcia koła na wał, oczywiście kosztem dodatkowej pracy rozwijanej przez moment M_t działający na wał.

Ten właśnie przypadek zachodzi w przekładni dwuzwartej z rys. 10 w odniesieniu do zespołu kół $2_a - 2_b$, gdyż wałek 2 obraca się w tym samym kierunku, co ów zespół, lecz znacznie szybciej. Nie zachodzi to natomiast w odniesieniu do zespołu kół $1_b - 1_c$, gdyż wałek 1 obraca się wprawdzie w kierunku

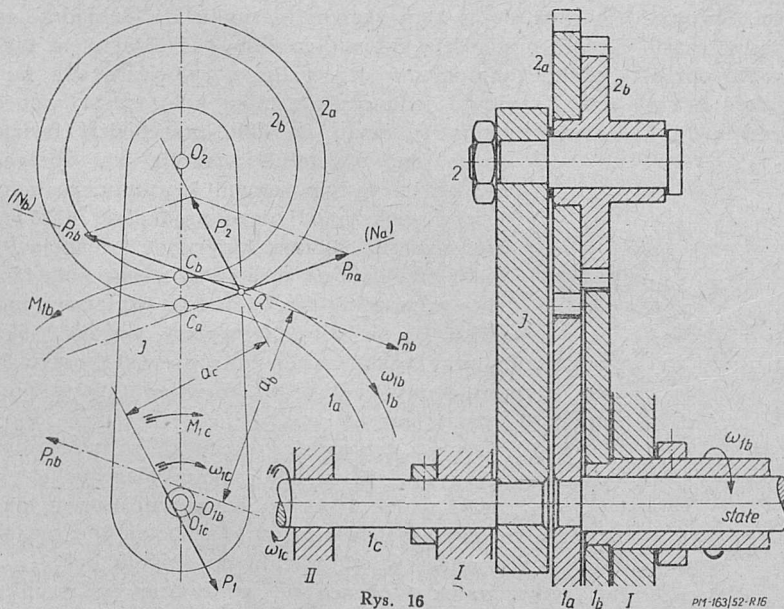
zgodnym z zespołem kół, lecz znacznie wolniej od niego. Należy jednak zwrócić uwagę na to, iż moment tarcia zespołu $1_b - 1_c$ na wałku 1 zmniejsza opory jego tarcia w panwiach I i II. Jeżeli oznaczymy przez P'_1 i P''_1 ich wypadkowe reakcje oraz przez P_1



Rys. 15

wypadkową reakcję wału 1 względem zespołu kół $1_b - 1_c$, mielibyśmy moment tarcia tego wału $M_{t1} \approx [(P'_1 - P_1) \cdot d'_1 + P''_1 \cdot d''_1] \cdot \mu'$ kGcm. Inaczej sprawa ta wypadnie dla wału 2, gdyż tu będzie $M_{t2} \approx [P'_2 \cdot d'_2 + (P''_2 + P_2) \cdot d''_2] \cdot \mu'$ kGcm⁷⁾.

⁷⁾ Mimo, iż wszystko to jest oczywiste, sprawy te nieraz budzą nieporozumienia prowadzące do błędnych wniosków. Dowodem tego może być artykuł inż. H. Schustra ogłoszony w „Feinwerktechnik”, 1951 r. str. 11. Zaznaczmy mimochodem, iż Autor popełnił grubą błąd, polegający na arytmetycznym sumowaniu obciążeń wałów naciskami międzyzębowymi, wywieranymi na poszczególne osadzone na nim koła zębate. Poza tym nie uwzględnił, iż naciski te działają w płaszczyznach odmiennych od płaszczyzn łożysk, co zawsze jest istotne przy różnych średnicach czopów, a zwłaszcza przy zwisowym łożyskowaniu kół, co wprawdzie u Autora nie zachodziło. Wreszcie przeoczył całkowicie omówione wyżej zjawisko zmiany kierunku momentów tarcia wywołane naciskami względnymi czopa i panwi. W wyniku tego przeoczenia Autor dochodzi do wniosku, iż umieszczenie zespołów kół na odrębnych tulejach, nieruchomo osadzonych w płytach łożyskowych I i II oraz tworzących panwie wałów 1 i 2, dałoby rękojmię odwracalności przekładni, czego rzekomo nie zapewnia — przy dużych przełożeniach — rozwiązanie wg rys. 10. Jest to wniosek błędny. Łatwo bowiem przewidzieć, iż to rozwiązanie (pokazane na rys. 15 w odniesieniu do wału 2) musi pociągnąć większe straty, niż rozwiązanie z rys. 10, i to z dwóch powodów: nieuniknionego zwiększenia średnic czopów zespołów kół (np. d_2 zamiast d'_2) oraz niewywyższenia owych momentów tarcia zespołów na wałkach, zapewniających w sumie pewne zmniejszenie łącznej energii traconej przez siły tarcia występujące w przekładni. Rozwiązanie z rys. 15 może być więc korzystniejsze konstrukcyjnie (lepsze podparcie cienkiego wału), niż rozwiązanie z rys. 10, choć i to jest wątpliwe, lecz nigdy energetycznie, jeżeli przyjmiemy tu i tam jednakowe średnice wałów.



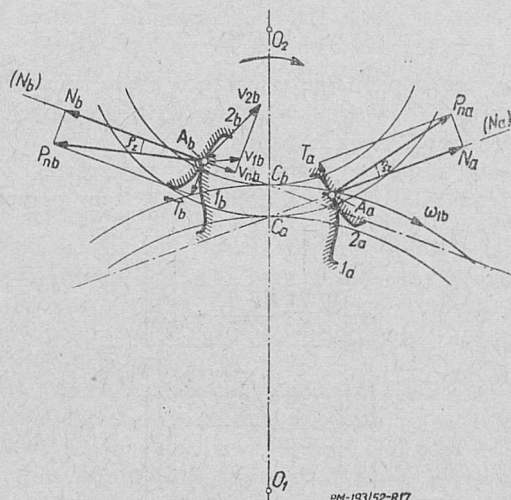
Rys. 16

7. Obliczanie sprawności zębatych przekładni obiegowych

Jako ostatnie zagadnienie rozważmy dwukrotną przekładnię obiegową schematycznie przedstawioną na rys. 16. Wprowadzając koła tarcia panwiowego O_{1b} , O_{1c} i O_2 , oraz średnie koła tarcia przyporu C_a i C_b wyznaczamy rozkład sił w przypadku, gdy przekładnia pracuje jako zmniejszająca prędkość ką-

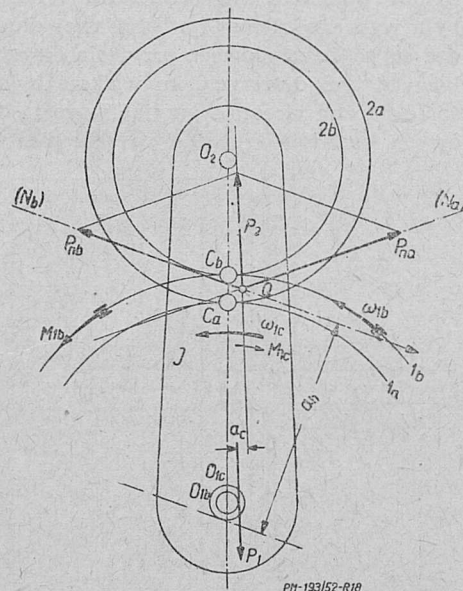
towa, tj. gdy posiada b. małe przełożenie $i = \frac{\omega_{1b}}{\omega_{1c}}$.

Nieco kłopotliwe na pozór wyznaczenie kierunków nacisków skutecznych staje się zupełnie łatwe, jeżeli będziemy pamiętali, iż zespół kół $2_a - 2_b$, tocząc się kołem 2_a po nieruchomym kole 1_a , obraca się dokoła chwilowego środka obrotu C_a (rys. 17). Pozwala to wyznaczyć kierunek siły tarcia T_a działającej na ząb 2_a i wypadkową P_{na} , odchyloną o kąt tarcia ρ_z od linii przyporu (Na). Siłę tarcia T_b działającą na ząb 2_b



Rys. 17

wyznaczamy według prędkości v_{2b} i v_{1b} punktów A_b należących do zębów 2_b i 1_b i pozostających w danej chwili w przyporze; stąd kierunek nacisku wypadkowego P_{nb} odchylonego o kąt ρ_z od linii przy-



Rys. 18

poru (N_b). Innych wyjaśnień rys. 16 nie wymaga; we wszystkim kierujemy się regułą mniejszego skutku. Wychodząc z danego momentu biernego M_{1b} wyznaczamy nacisk skuteczny $P_{nb} = M_{1b}/a_b$, który zaczepiamy w punkcie Q przecięcia kierunków (N_a) i (N_b) nacisków skutecznych. Prowadząc P_2 stycznie do koła tarcia O_2 wyznaczymy tę reakcję i nacisk bierny P_{na} . Moment czynny działający na jarzmo I wynosi $M_c = P_2 \cdot a_c$.

Z rys. 18 widzimy, jak łatwo podobne przekładnie obiegowe stają się nieodwracalnymi. Przy ruchu odwróconym, tzn. przy zastosowaniu przekładni z rys. 16 jako zwiększającej prędkość kątową, czynne jest koło I_b , biernie zaś jest jarzmo J .

Kierunki nacisków skutecznych zmieniają się i punkt Q ich przecięcia zbliża się bardzo do punktów C_a i C_b (rys. 18). Reakcje P_2 i P_1 również przechodzą na przeciwne strony kół tarcia O_2 i O_{1c} , ramię a_c zmniejsza się przy tym tak znacznie, sądząc z rys. 18, iż jesteśmy już na granicy samohamowności układu. A przecież kierunki skuteczne N_a i N_b nacisków są kierunkami średnimi. Rzeczywiste linie działania sił — w chwili wchodzenia zębów w przypór — odchylają się jeszcze bardziej od punktów środkowych C_a i C_b , jak to widać z porównania kierunków nacisków P'_n na rys. 6 i 7. Inna rzecz, iż na wszystkich rysunkach koła tarcia panwiowego i koła tarcia przyporu narysowane są przesadnie duże dla lepszej wyrazistości rysunku. Ale też i różnica średnic kół tocznych 1_a i 1_b oraz 2_a i 2_b bywa nieraz znacznie mniejsza, niż pokazana na rys. 16 i 18. Toteż przekładnie zębate obiegowe o b. małych przełożeniach z reguły są nieodwracalne⁸⁾.

⁸⁾ Warunek zakleszczenia przekładni można byłoby więc wyznaczyć budując największe, jednocześnie występujące rzeczywiste koła tarcia przyporu (por. rys. 7), a nie koła średnie, jak na rys. 18; widzimy że jednak wyraźnie, iż gdyby owe największe koła tarcia przyporu C_a i C_b stykały się wzajemnie i punkt Q znalazł się na linii środków O_1 i O_2 , ramię czynne a byłoby równe zeru nawet wtedy, gdyby tarcie panwiowe nie zachodziło, t.j. gdyby koła tarcia O_1 i O_2 zastąpiło punktami O_1 i O_2 .

8. Uwagi końcowe

Z powyższych rozważań widzimy, iż obliczanie sprawności przekładni zębatych o wiele łatwiej może być dokonane na drodze wykreślnej niż rachunkowej. Wprawdzie wymiary kół tarcia są w rzeczywistości b. małe; wymaga to więc robienia rysunków w dużej podziałce (tzn. nieraz wielokrotnie powiększonych). Jednak uzyskana tym sposobem dokładność jest dla celów praktycznych zupełnie wystarczająca.

W każdym przypadku, gdy zachodzi obawa zakleszczenia się przekładni, albo gdy chcemy określić chwilową najniższą sprawność przekładni wielokrotnej o b. dużym przełożeniu i , musimy wprowadzać do obliczeń nie średnie, lecz graniczne koła tarcia przyporu, oraz prowadzić kierunki nacisków międzyzębowych nie pod kątem 90° — α względem linii środków, lecz odchylone od tego kierunku średniego nacisku skutecznego o kąt ρ_z .

W przekładniach wielokrotnych na ogół nie można liczyć na to, iż nie zajdzie jednoczesne wchodzenie zębów w przypór na wszystkich szeregowo włączonych parach kół. Można byłoby bowiem tego uniknąć tylko wtedy, gdyby liczby zębów jednych kół były okrągłymi wielokrotnościami liczb zębów pozostałych kół i gdyby w zespołach koła były w szczególny sposób zestawione. Jest to sprawa wykonawczo trudna i mało pewna⁹⁾. Lepiej więc analizę oporów tarcia w mechanizmach zębatych o b. dużych przełożeniach, zwłaszcza tych, co do których zachodzi może obawa zakleszczenia, prowadzić w każdym przypadku w oparciu o graniczne koła tarcia przyporu, a więc tak, jak na rys. 7. Oprócz uzyskanej tą drogą sprawności η_{min} obliczyć można sprawność średnią η_m oraz sprawność najwyższą η_{max} przy wyłączeniu tarcia przyporowego. Ta ostatnia wartość nie ma jednak większego znaczenia w przekładniach wielokrotnych.

Na tym wyczerpujemy nasze rozważania dotyczące sprawności przekładni zębatych o zębach prostych.

⁹⁾ Ma ona nieco podobieństwa do sprawy tzw. początki gwintu w szczególnych przypadkach złączy gwintowych.

Zazębienia zegarowe

Mgr inż. WŁADYSŁAW TRYLIŃSKI

W artykule podane są warunki, którym powinno odpowiadać zazębienie zegarowe. Rozpatrzono różne typy zazębienia: zegarowe szwajcarskie, ewolwentowe i cykloidalne oraz wyznaczono zakresy zastosowań każdego z nich. Rozpatrzono też zazębienie angielskie „z dwu łuków” oraz zazębienie „latarkowe”.

1. Wprowadzenie

We współczesnym budownictwie maszynowym stosuje się prawie wyłącznie zazębienia o zarysie ewolwentowym. Z tego powodu publikacje omawiające teorię i konstrukcję zazębienia pomijają milczeniem inne zazębienia i jedynie ze względów historycznych i zasadniczych wspominają o istnieniu zazębienia cykloidalnych, a tym bardziej nie mówią o zazębieniach o zarysie niecyklicznym z założoną nierównomiernością przełożenia.

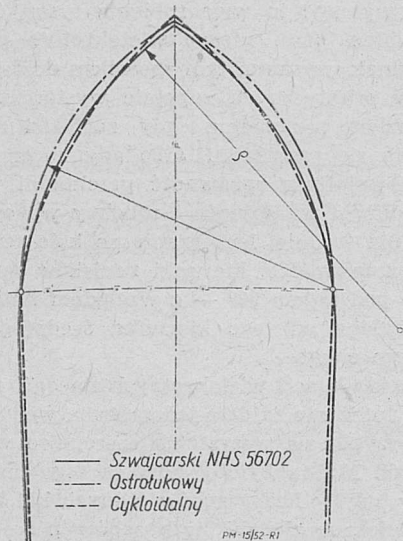
Jeżeli chodzi o budownictwo maszynowe jest to usprawiedliwione, gdyż zarys ewolwentowy posiada szereg zalet, które go wyróżniają spośród innych.

Najważniejszą jest stałość przełożenia bez względu na tolerancje rozstawienia kół zębatych. Przy dużych mocach przenoszonych lub prędkościach niestałość przełożenia spowodowałaby zniszczenie przekładni. Nie mniej ważną zaletą jest łatwość dokładnego nacięcia zębów metodą obwiedniową.

Pomimo to w mechanizmach zegarowych i wielu mechanizmach drobnych stosuje się zazębienia specjalne, tzw. zegarowe, które mają założoną nierównomierność przełożenia i zarys nie spotykany w budowie maszyn.

Budowa mechanizmów zegarowych jest jedną z najstarszych gałęzi mechaniki i prawdopodobnie pierw-

sze metalowe koła zębate zostały zbudowane właśnie dla mechanizmów zegarowych. Nieomal od początku zarys kół stosowanych w zegarach, tzw. „ostrotukowy” (rys. 1) był zbliżony do obecnie stosowanego w ząbieniach zegarowych.

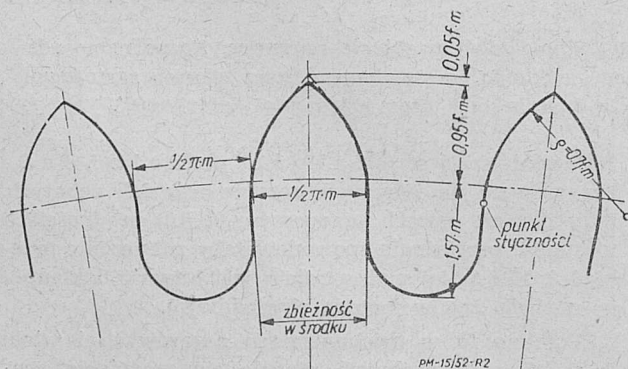


Rys. 1. Zarys zęba koła zębatego. Ilość zębów koła $z_1 = 48$, ilość zębów zębniaka współpracującego $z_2 = 6$.

Powstał on, kiedy jeszcze nie była znana teoria ząbieni, stworzona dopiero w wieku XVIII przez znanego matematyka M. Camusa (1690 ÷ 1768). Być może jest to powodem poglądu, spotykanego w niektórych publikacjach współczesnych i dawnych, że stosowanie ząbienia zegarowego w mechanizmach zegarowych jest spowodowane raczej konserwatyzmem przemysłu zegarowego i jego dawnymi tradycjami rzemieślniczymi i że nie ma ono uzasadnienia logicznego. Jednak takie twierdzenie byłoby zbyt pochopne, gdyż niewprowadzenie do konstrukcji zegarowych ząbienia ewolwentowego było spowodowane tym, że to ząbienie jest w niektórych przypadkach nienajlepsze, a niekiedy daje wyniki zdecydowanie złe.

2. Opis ząbienia zegarowego szwajcarskiego

Zasada budowy zarysu zębów koła zębatego i zębniaka (zębniakiem nazywamy w technice zegarowej i drobnych konstrukcji koło zębate o bardzo małej ilo-



Rys. 2. Ząbienie szwajcarskie NHS-56702. Koło napędzające $z_1 = 48$, współpracujące $z_2 = 6$. Linia przerywaną oznaczono zarys cykloidalny.

ści zębów, poniżej 16 — zależnie od umowy) bywa w tych ząbieniach różna. Typowym najbardziej rozpowszechnionym przykładem takiego ząbienia jest

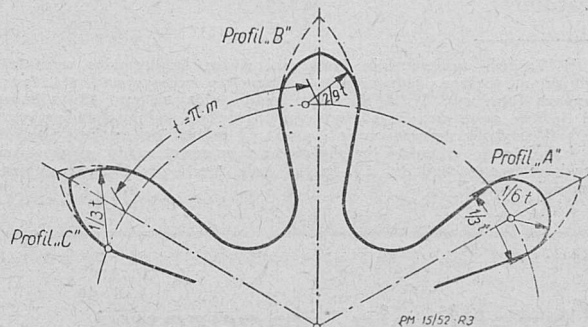
zegarowe ząbienie szwajcarskie NHS¹⁾. Zarys ślepy zęba koła zębatego (rys. 1) jest utworzony przez prostą promieniową, a zarys głowy — przez łuk koła, którego środek znajduje się wewnątrz koła podziałowego, tak że punkt styczności tego łuku z prostą tworzącą stopę zęba znajduje się wewnątrz koła podziałowego. Zarys dna wrębu jest utworzony przez łuk kołowy styczny do prostych, tworzących boki stopy dwóch sąsiednich zębów (rys. 2).

Zarys stopy zębniaka (rys. 3) jest utworzony również przez prostą promieniową, a zarys głowy przez łuk kołowy zatoczony ze środka położonego na kole podziałowym, tak że ten łuk jest również styczny do prostej stopy w punkcie położonym wewnątrz koła podziałowego, przy czym dla ilości zębów począwszy od 8 wzwyż, punkt ten praktycznie znajduje się na okręgu koła podziałowego.

Ząbienie NHS jest korygowanym ząbieniem cykloidalnym (rys. 1), w którym koło odtaczające (rys. 4) posiadają średnice równe promieniom odpowiednich kół podziałowych. I tak przez odtaczanie koła zatoczonego ze środka A_1 po kole 2 powstaje epicykloida W_2 głowy zęba zębniaka, a po kole 1 — hipocykloida stopy zęba koła zębatego. Łatwo można dowiedzieć, że hipocykloida musi być prostą promieniową, gdyż:

$$ED = BC; \sphericalangle CBO_1 = \sphericalangle EDO_1 = \frac{\pi}{2}; O_1E = O_1C;$$

ezatem $\sphericalangle O_1CB = \sphericalangle O_1ED$ i wreszcie $\sphericalangle BO_1C = \sphericalangle EO_1D$. Podobnie przez odtaczanie koła zatoczonego ze środka A_2 powstaje epicykloida głowy zęba koła zębatego i prosta — hipocykloida stopy zęba zębniaka.



Rys. 3. Ząbienie szwajcarskie NHS — 56703. Zarys zębów zębniaka napędzanego. Linia przerywaną oznaczono zarys cykloidalny.

W ząbieniu zegarowym NHS — 56702 i 56703 promienie łuków ρ są tak dobrane (rys. 1 i 2), że wysokość głowy zęba koła wynosi 0,95 wysokości głowy zęba o zarysie cykloidalnym. Jak widzimy, łuk kołowy zarysu zegarowego jest styczny do prostej stopy zęba od wewnątrz koła podziałowego, na kole podziałowym przecina początek zarysu epicykloidy i wchodzi wewnątrz, następnie ją przecina powtórnie, tworzy w ten sposób wybrzuszenie w stosunku do epicykloidy i wreszcie po raz trzeci przecina ją, tworząc wierzchołek zęba, jak już wspomniano obniżony w stosunku do epicykloidy. W dalszych rozważaniach omówimy szczegółowo cel takiego ukształtowania głowy zęba koła.

Zarys głowy zęba zębniaka, jak wspomniano, jest utworzony przez łuki kołowe zatoczone ze środków

1) Normes de l'industrie horlogère Suisse NHS-56702 i 56703.

Nazwa wymiaru	Wpływ tolerancji na głębokość zazębienia się w mm
1. Promień koła zębatego R_1	0,025
2. Promień zębniaka R_2	0,025
3. Rozstawienie środków otworów w mostku „1”	0,056
4. Niewspółosiowość zazębienia koła względem czopów (bicie)	0,010
5. Niewspółosiowość uzębienia zębniaka względem czopów (bicie)	0,005
6. Przesunięcie w granicach tolerancji czopa i otworu łożyskowego w kamieniu (tolerancja wykonania czopa — 0,0025 i otworu — 0,0025 — razem 0,005)	0,0025
7. Przesunięcie w granicach tolerancji czopa i otworu łożyskowego w kamieniu, założenia jak w p. 6	0,0025
8. Niewspółosiowość otworu i obwodu kamienia łożyskowego koła zębatego	0,0025
9. Niewspółosiowość otworu i obwodu kamienia łożyskowego zębniaka	0,0025
Razem przesunięcie wypadkowe	0,131

A zatem wahanie maksymalne głębokości zazębienia się w granicach tolerancji wymiarów składowych wynosi 1,09 modułu, lub analogicznie, jak poprzednio $\pm 0,545$ modułu względem teoretycznego rozstawienia. Każdy przyzna, że nie łatwo można utrzymać podane tolerancje. Są one wartościami granicznymi, poniżej których w obecnym stanie techniki pomiarowej i obróbkowej trudno jest schodzić. Z tego powodu przy jeszcze mniejszych modułach wahanie głębokości zazębienia się musi być jeszcze większe.

Ponieważ tolerancja wypadkowa w przykładzie modułu 0,4 składa się z 7 tolerancji składowych, a w przypadku modułu 0,12 — z 9, prawdopodobieństwo najniekorzystniejszego zbiegu wszystkich tolerancji jest znikome. Zakładając, że częstość wymiarów składowych w granicach tolerancji jest stała, otrzymamy rozkład częstości wymiaru wypadkowego wg krzywej bardzo zbliżonej do krzywej *Gaussa*. Stąd możemy obliczyć praktycznie graniczną tolerancję wypadkową na podstawie przybliżonego wzoru:

$$\Delta X = 1,73 \sqrt{a^2 + b^2 + c^2 + \dots}$$

gdzie: ΔX — praktycznie graniczna tolerancja wypadkowa; a, b, c itd. — tolerancje wymiarów składowych.

W przypadku modułu 0,4 wyniesie ona około 0,11 czyli 0,275 modułu, dla modułu 0,12 wyniesie ona około 0,059 czyli 0,49 modułu. Jak widzimy, nawet praktycznie graniczna wartość tolerancji wypadkowej jest bardzo duża w stosunku do modułu.

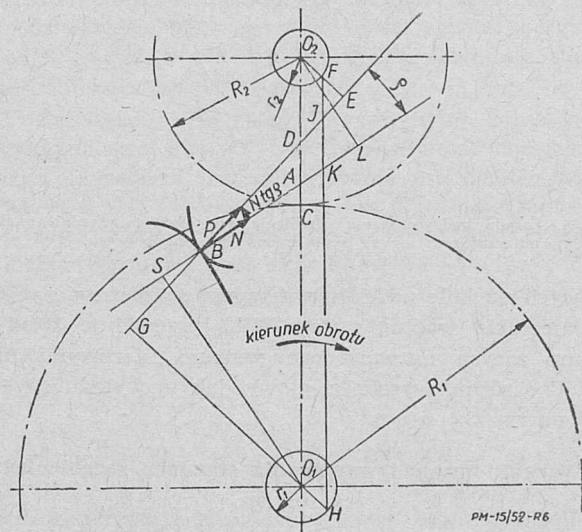
4. Powody nieprzydatności zazębienia ewolwentowego do przekładni chodu mechanizmów zegarowych

Zazębienie ewolwentowe wyróżnia się tym, że zachowuje stałość przełożenia i poprawność współpracy przy dowolnym zsunięciu i rozsunięciu, pod warunkiem, że liczba przyporu nie jest mniejsza od 1. Ze względu na duże wahania głębokości zazębienia się kół zębatych w mechanizmach zegarowych byłoby ono idealnym zazębieniem. Jednak nie spełnia ono drugiego wymagania stawianego zazębieniom w mechanizmach zegarowych, którym jest możliwie najmniejsza ilość zębów zębniaka, będącego członem napędzanym i z tego powodu nie możemy stosować w zazębieniach mechanizmów zegarowych ewolwenty. Zazębienie ewolwentowe bowiem przy małej ilości zębów

zębniaka biernego posiada bardzo małą sprawność chwilową, a niekiedy może być samohamowne.

W zazębieniach maszynowych zagadnienie sprawności chwilowej nie ma godnego uwagi wpływu na działanie i zwykle nie jest rozpatrywane, gdyż konstruktora interesuje przede wszystkim sprawność średnia, natomiast w drobnych przyspieszających przekładniach właśnie sprawność chwilowa decyduje o ich działaniu.

Sprawność chwilowa jest to sprawność w dowolnej fazie współpracy zębów pary kół zębatych. Obliczyć ją można w sposób następujący (rys. 6):



Rys. 6. Obliczanie wykreślne sprawności chwilowej zazębienia od strony wżębienia.

Koło zębate czynne o promieniu koła podziałowego R_1 i osi obrotu O_1 napędza koło bierne o promieniu R_2 i osi obrotu O_2 . Niech dowolny punkt zarysu zęba koła czynnego styka się z zarysem zęba koła biernego w punkcie B i niech normalna do zarysów zębów w punkcie B przecina prostą O_1O_2 w punkcie A zamiast w punkcie C. Oznacza to, że zarysy zębów nie zapewniają przekładni stałości przełożenia (celowo rozpatrujemy wypadek najogólniejszy, co będzie nam później przydatne przy rozpatrywaniu zazębień zegarowych). Niech odpowiednie promienie tarcia w czopach łożysk kół zębatych będą:

$$r_1 = \frac{d_1}{2} \mu_1 \quad \text{i} \quad r_2 = \frac{d_2}{2} \mu_2$$

gdzie: d_1 i d_2 — odpowiednie średnice czopów, μ_1 i μ_2 — odpowiednie współczynniki tarcia.

Jeśli siła normalna międzyzębna wynosi N , a siła styczna tarcia międzyzębnego $N\mu$, gdzie $\mu = \tan \rho$ jest współczynnikiem tarcia międzyzębnego, wówczas siła wypadkowa P będzie skierowana z punktu B pod kątem tarcia ρ do normalnej w kierunku środka O_2 . Moment napędowy na kole 1 wyniesie:

$$M_1 = P \cdot GH \quad [1]$$

Moment użyteczny (t.j. po uwzględnieniu straty tarcia międzyzębnego i łożyskowego) wyniesie:

$$M_2 = P \cdot EF \quad [2]$$

Jeśliby natomiast nie istniały straty tarcia, wówczas przy tym samym momencie M_1 na kole czyn-

nym, moment użyteczny na kole biernym wyniósłby:

$$M'_2 = N \cdot O_2L = N \cdot SO_1 \cdot \frac{O_2A}{O_1A} = M_1 \cdot \frac{O_2A}{O_1A} = P \cdot GH \cdot \frac{O_2A}{O_1A} \quad [3]$$

Jeśli odpowiednie prędkości kątowe kół zębatych oznaczmy przez ω_1 i ω_2 , to sprawność chwilowa przekładni w punkcie przyporu B wyniesie:

$$\eta_B = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = \frac{P \cdot EF}{P \cdot GH} \cdot \frac{O_1A}{O_2A} = \frac{EF}{GH} \cdot \frac{O_1A}{O_2A} \quad [4]$$

ale z trójkątów podobnych ΔHGJ i ΔJEF : $\frac{EF}{GH} = \frac{FJ}{JH}$ [5]
stąd:

$$\eta = \frac{FJ}{JH} \cdot \frac{O_1A}{O_2A} \quad [6]$$

Wzór ten umożliwia wykreślne obliczenie sprawności chwilowej przekładni zębatej w przypadku najogólniejszym.

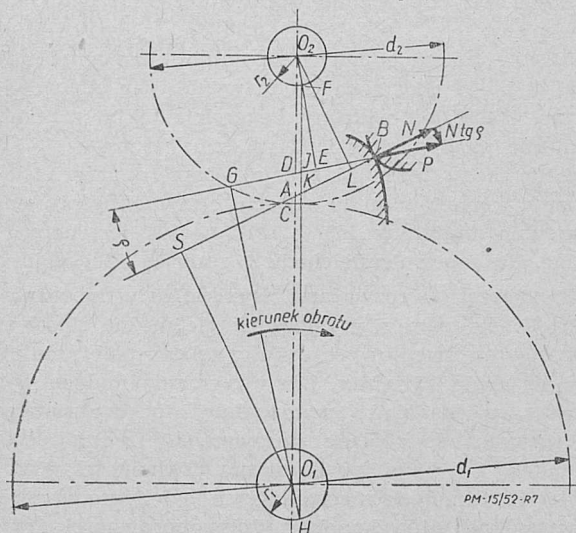
W szczególnym przypadku, gdy przekładnia posiada stałe przełożenie, punkt A zbiegnie się z punktem C i sprawność chwilowa w punkcie B będzie:

$$\eta = \frac{FJ}{JH} \cdot \frac{R_1}{R_2} = \frac{FJ}{JH} \cdot i \quad [7]$$

gdzie i jest przełożeniem przekładni.

W jeszcze bardziej szczególnym przypadku, gdybyśmy pominęli wpływ tarcia łożyskowego, a uwzględnili tylko tarcie międzyzębne, promienie tarcia będą $r_1 = r_2 = 0$ i punkt F zbiegnie się z O_2 , punkt H — z O_1 punkt K — z C oraz punkt J — z D. Wówczas:

$$\eta = \frac{O_2D}{O_1D} \cdot i = i \cdot \frac{R_2 - CD}{R_1 + CD} \quad [8]$$

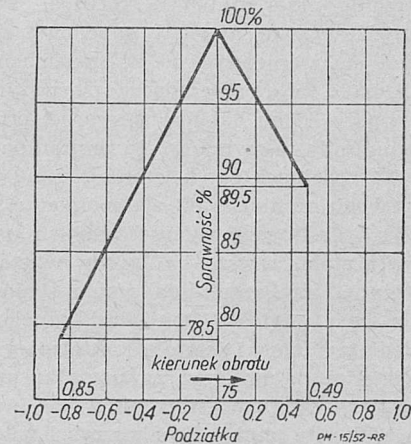


Rys. 7. Obliczanie wykreślne sprawności chwilowej zębnicy od strony wżębnienia.

Po przejściu punktu przyporu poza prostą O_1O_2 kierunek tarcia międzyzębnego zmienia się (rys. 7). Wzory na sprawność pozostają te same. Zauważmy, że gdy punkt przyporu znajduje się na prostej środków O_2O_1 , wówczas, jeśli nie będziemy brać pod uwagę tarcia w łożyskach, sprawność chwilowa wyniesie 1,0, gdyż w tym momencie $CD = 0$. We wszystkich innych punktach przyporu sprawność będzie mniejsza od 1.

Na podstawie wzoru [8] można zbadać sprawność chwilową dowolnego ząbnienia, a więc i interesują-

cego nas w tej chwili ząbnienia ewolwentowego. W ten sposób przykładowo wyznaczono sprawność chwilową ząbnienia ewolwentowego o kącie przyporu 20° i przełożeniu 8. Do obliczeń założono współczynnik tarcia międzyzębnego 0,2 i ilość zębów zębownika $z_2 = 6$. Ząbnienie zostało skorygowane przez przesunięcie zarysu (korekcja $P = 0$). Na podstawie obliczeń sprawności chwilowej dla szeregu punktów na linii przyporu sporządzono wykres rys. 8. Na wykresie kąt obrotu mierzono w podziałce ($\pi \cdot m$) w lewo i w prawo od punktu środkowego C.



Rys. 8. Sprawność chwilowa ząbnienia ewolwentowego w funkcji obrotu. Kąt przyporu 20° . Współczynnik tarcia międzyzębnego 0,2, $z_1 = 48$, $z_2 = 6$. Koło zębne czynne, zębownik bierny. Tarcia w czopach nie uwzględniono.

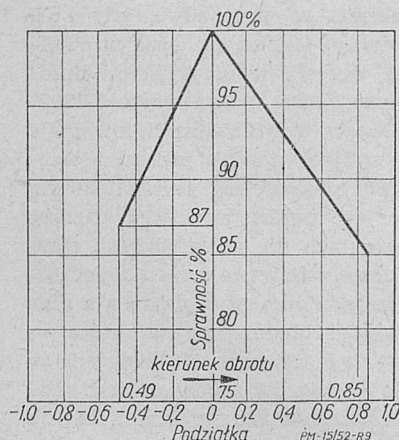
Z wykresu (rys. 8) wynika, że sprawność chwilowa ząbnienia ewolwentowego w przypadku, gdy koło jest czynne a zębownik bierny, jest najmniejsza w chwili wżębnienia, następnie wzrasta w przybliżeniu liniowo do punktu środkowego, gdzie osiąga wartość 100% i potem maleje, również w przybliżeniu liniowo, ale do wartości znacznie wyższej niż na początku wżębnienia. A zatem najniebezpieczniejszy ze względu na działanie mechanizmu jest punkt wżębnienia. Należy zaznaczyć, że w rozważaniach nie uwzględniono równoczesnej współpracy dwu zębów na końcu i początku przyporu. Jest to uzasadnione, gdyż z powodu nierównomierności podziałki i błędów zarysu, które — jak już wykazaliśmy — w mechanizmach drobnych są znaczne w stosunku do wymiarów zębów, zawsze może zająć przypadek, że na początku wżębnienia będzie pracował tylko 1 ząb.

W podobny sposób wyznaczono (rys. 9) sprawność chwilową tej samej pary kół zębatych, dla przypadku, gdy zębownik jest czynny, a koło zębate biernie. Jak widzimy, tutaj sprawność chwilowa jest najmniejsza na wyżębnieniu. Jednak jest ona znacznie wyższa niż najniższa sprawność na wżębnieniu w poprzednim przypadku (rys. 8). Stąd wnioskujemy, że ząbnienie ewolwentowe o dużym przełożeniu i małej ilości zębów jest znacznie mniej skłonne do zacięcia z powodu tarcia międzyzębnego, gdy zębownik jest czynny, a koło biernie. Natomiast w mechanizmie chodu zegarów i zegarków sprężynowych oraz wielu podobnych mechanizmów z reguły koła zębate są czynne, a zębownicy bierni. Jak wynika z wykresu (rys. 8), wahania sprawności są wówczas bardzo duże.

Rozważmy, jaki wpływ na chód zegara czy zegarka będzie miało takie wahanie sprawności. W roz-

ważaniach możemy pominąć opory tarcia w czopach łożyskowych, gdyż są one prawie stałe i w małym stopniu zależne od nakręcenia sprężyny oraz oporów międzyzębnych przekładni i możemy je przyjąć za stałe. Aby je pokonać, należy zastosować mocniejszą sprężynę. Natomiast wahanie się sprawności zazębnień będzie działało bardzo niekorzystnie na chód zegarka.

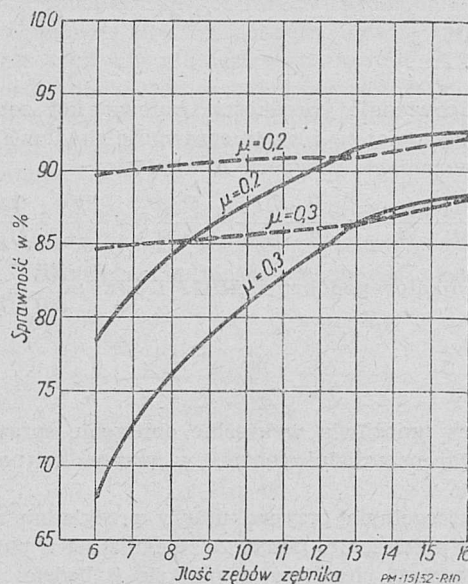
Rozważmy dla przykładu zegarek kieszonkowy z wychwytem kotwicznym. Amplituda wahań balansu nie powinna w nim przekraczać 315° i jej powiększenie poza tę wartość spowoduje tzw. „dobijanie” balansu (uderzanie przerzutnika o kotwicę). Ponieważ w przeciętnym zegarku moment napędowy sprężyny nie powinien się zmniejszyć po 24 godzinach chodu więcej niż o około 25%, zakładając w pierwszym przybliżeniu, że opory ruchu balansu są wprost proporcjonalne do amplitudy, otrzymamy, że amplituda wahań balansu po 24 godzinach chodu zmniejszy się do około 237° z powodu zmniejszenia się momentu napędowego sprężyny. Jeśliby sprawność zazębnień przekładni chodu była stała, zawsze byłibyśmy w stanie tak dobrać sprężynę, aby amplituda wahań balansu nie przekraczała tych wartości. Ponieważ jednak sprawność zazębienia waha się i jest dla każdej pary kół zębatych przekładni najmniejsza na początku przyporu (dla rozważanych zazębnień ewolwentowych), następnie wzrasta do 100% dla punktu środkowego i potem maleje aż do końca przyporu, najmniejszą amplitudę wahań otrzymamy w chwili, gdy wszystkie koła przekładni będą się wziębiały, a największą, gdy zęby będą się stykały w środkowych punktach przyporu.



Rys. 9. Sprawność chwilowa zazębienia ewolwentowego w funkcji obrotu. Zębnik czynny, koło zębate bierne; pozostałe założenia jak na rys. 8.

Rys. 10 podaje wartości sprawności chwilowej zazębienia ewolwentowego na wziębieniu w pierwszym punkcie przyporu w funkcji ilości zębów napędzanego zębnika. Krzywe obliczono dla zazębienia ewolwentowego o kącie przyporu 20° , korygowanego przez przesunięcie zębátky dla ilości zębów poniżej 13 (korekta $P=0$). Obliczenia dokonano dla 2 wartości współczynnika tarcia 0,2 i 0,3 oraz dla przełożenia 8. Jak wykazują pomiary, współczynnik tarcia 0,2 odpowiada tarcu międzyzębnemu zębów mosiężnych koła po stalowych zębniku, przy dobrym wykonaniu zębów i gdy zęby nie są zanieczyszczone. Natomiast współczynnik 0,3 odpowiada zębom zanieczyszczonym. Przy zębach zużytych lub przy bardzo dużym zanieczyszczeniu współczynnik tarcia może jeszcze bardziej wzrosnąć. Przełożenie 8 założono, jako przeciętnie stosowane w mechanizmach zegarowych. Przy obli-

czeniu nie uwzględniano równoczesnej pracy kilku zębów tego samego koła, co wyżej wyjaśniono³⁾.



Rys. 10. Sprawność chwilowa na początku przyporu dla zazębienia ewolwentowego w funkcji zębów zębnika dla współczynników tarcia międzyzębnego 0,2 i 0,3.

Jak wynika z rys. 10, sprawność chwilowa jest najmniejsza przy 6-zębnym zębniku i wynosi przy współczynniku tarcia 0,2 $\eta_{0,2} = 0,785$, a przy 0,3 — $\eta_{0,3} = 0,674$. W zegarku kieszonkowym mamy zwykle przekładnię chodu składającą się z 4 par kół zębatych. Jeśli założymy dla uproszczenia, że najniekorzystniejsza sprawność wszystkich par będzie ta sama, wówczas odpowiednie sprawności całej przekładni wyniosą: $\eta_{c-0,2} = 0,785^4 = 0,38$ i $\eta_{c-0,3} = 0,674^4 = 0,206$. A zatem odpowiednie najmniejsze amplitudy balansu po 24 godzinach chodu wyniosłyby odpowiednio 90° i 49° . Jak widzimy, zegarek z takim zazębieniem nie mógłby chodzić 24 godzin (wymaga się od zegarka chodu przez 36 godzin). Dopiero przy zastosowaniu zębników o 13 zębach otrzymalibyśmy odpowiednio amplitudy 163° i 131° , co już jest dopuszczalne dla zapewnienia chodu z rezerwą 12 godzin.

Z powyższego rozważania wynika, że w mechanizmach chodu zegarów i zegarków nie można stosować zębników ewolwentowych o ilości zębów małej, mniejszej niż około 13 zębów. Dla utrzymania małych wymiarów mechanizmu wymagałoby to dwukrotnego (w stosunku do obecnie stosowanych) zmniejszenia modułów, a z kolei powiększenia dokładności wykonania. Przy małych mechanizmach byłoby to w wielu wypadkach niewykonalne. Wpływ sprawności chwilowej przekładni na chód zegara został potwierdzony doświadczalnie⁴⁾.

Z tego powodu w przekładniach chodu zegarów i zegarków bardzo rzadko spotyka się zazębienia ewolwentowe. Dotyczy to również szeregu przyrządów pomiarowych (zwłaszcza lotniczych), w których zazębieniom stawia się podobne wymagania. (c. d. n.)

³⁾ Dégallier E. w pracy „Les engrenages droits cycloïdaux et à développante” z powodu odmiennego założenia doszedł do wniosków niezgodnych z doświadczeniem nad mechanizmami, w których zastosowano zazębienia ewolwentowe.

⁴⁾ Arcey G. P. — „Les huiles en horlogerie” str. 192 i 193. Opis badań Jaquero i Mugeli, polegających na rejestrowaniu fotograficznym amplitud balansu.

Napęd sprężynowy

Mgr inż. EDWARD SUCHOCKI

Napędy sprężynowe znajdują szerokie zastosowanie w mechanizmach zegarowych oraz w wielu innych wyrobach mechaniki precyzyjnej. Ze względu jednak na ważność i częstość zastosowań oraz szereg zalet, na szczególną uwagę zasługuje napęd sprężynowy ze sprężyną spiralną, nadający ruch obrotowy.

W artykule rozpatrzono główne odmiany konstrukcyjne napędu sprężynowego ze sprężyną spiralną, podano obliczenie zasobu energii sprężyny i momentu napędowego, wyjaśniono sposób sporządzania wykresów charakterystyk naciągu i napędu, zależność momentu od kąta zgięcia sprężyny, wreszcie wyznaczono warunki otrzymania maksymalnej liczby obrotów sprężyny i podano sposoby wyrównywania momentu napędowego przy rozwijaniu się sprężyny.

1. Wstęp.

Napędy sprężynowe stanowią grupę urządzeń mechanicznych znaną zdolnością pobierania z zewnątrz energii mechanicznej, przetwarzania jej na potencjalną energię sił sprężystości, magazynowania w tej postaci przez dowolny przeciąg czasu i oddawania na zewnątrz w dowolnej chwili jako energii kinetycznej. Czas wyładowania zmagazynowanej w tym samym napędzie sprężynowym energii może zawierać się w granicach od ułamka sekundy do kilkudziesięciu milionów sekund.

Napędy sprężynowe można podzielić na nadające ruch posuwisty lub obrotowy oraz, ze względu na postać głównego ich elementu, na napędy ze sprężyną płaską, spiralną lub śrubową. W dalszym ciągu będzie omawiany tylko napęd ze sprężyną spiralną, nadający ruch obrotowy. Niektóre rozważania będą miały charakter ogólny i można je będzie odpowiednio stosować do napędów sprężynowych innego rodzaju.

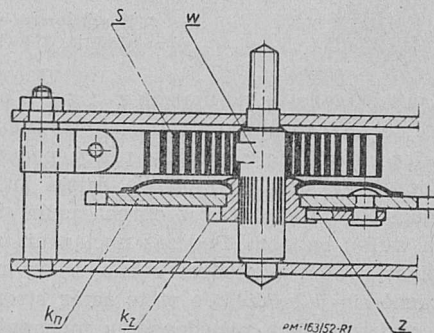
Osobliwe własności napędu sprężynowego ze sprężyną spiralną jak: małe wymiary, zdolność do pracy w każdym położeniu, duża trwałość i pewność działania, prostota budowy i związana z nią łatwość produkcji masowej, czynią go szczególnie przydatnym dla mechanizmów zegarowych. Poza tą główną dziedziną zastosowania napęd ten jest często używany w telefonach, aparatach telegraficznych, tarczach wybierakowych telefonów i innych urządzeniach teletechnicznych, maszynach piszących i liczących, aparatach elektrycznych, zabawkach nakręcanych itp.

2. Główne odmiany konstrukcyjne

Napęd sprężynowy omawianej grupy w swej najprostszej postaci składa się ze spiralnie zwiniętej sprężyny o prostokątnym przekroju, wałka, ze służącym do mocowania jej wewnętrznego końca zaczepem oraz mechanizmu zapadkowego, zapobiegającego powrotnemu, nagłemu rozwinięciu się sprężyny. Taki najprostszy napęd, stosowany np. z reguły w mechanizmach tanich popularnych budzików, jest pokazany na rys. 1.

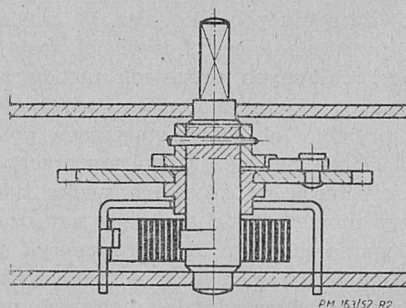
Sprężyna S zewnętrznym swoim końcem przymocowana do szkieletu mechanizmu, a wewnętrznym do wałka W jest zwijana na nim przez obrót pokrętki osadzonego na kwadratowym lub gwintowanym czopie C . Podczas naciągania sprężyny, razem z wałkiem obraca się nasadzone na nim koło zapadkowe k_z . Współpracuje ono z zapadką z , zamocowaną na kole napędowym k_n . To ostatnie jest osadzone obrotowo na tulei koła zapadkowego i nie obraca się przy naciąganiu sprężyny, gdyż jest sprzęgnięte za pośrednictwem nie pokazanej na rysunku przekładni z wy-

chwycem. Podczas pracy rozwijająca się sprężyna, opierając się zewnętrznym swoim końcem na szkielecie, obraca wałek z kołem zapadkowym w kierunku przeciwnym niż przy naciąganiu, a zapadka umożliwia przeniesienie momentu napędowego na koło zębate k_n .



Rys. 1. Napęd sprężynowy budzika z ruchomym wałkiem.

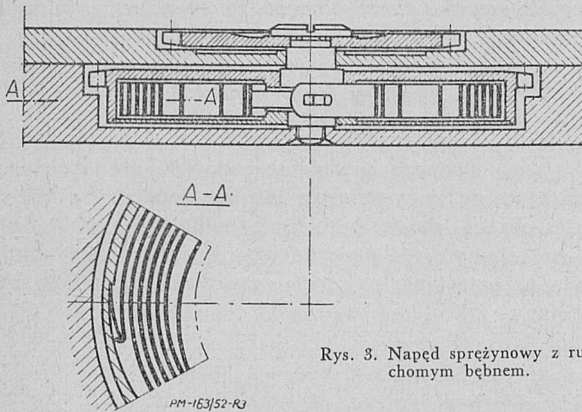
Celem zmniejszenia wymiarów napędu oraz dla zabezpieczenia sąsiednich części od zniszczenia na wypadek nagłego pęknięcia sprężyny, może być zastosowany nieruchomy lub ruchomy bęben ograniczający możliwość rozwijania się sprężyny do wymiarów określonych jego wewnętrzną średnicą. Konstrukcja napędu z bębnem nieruchomym jest przedstawiona na rys. 2.



Rys. 2. Napęd sprężynowy z nieruchomym bębnem.

Sposób działania tego układu nie różni się niczym istotnym od pokazanego na rys. 1. Wspólną ujemną cechą tych konstrukcji jest zanikanie a nawet odwracanie kierunku działania momentu napędowego podczas naciągania sprężyny. Zjawisko to powstaje na skutek konieczności obracania wałka napędowego przy naciąganiu sprężyny przeciwnie do kierunku jego obrotów w czasie pracy. W tych warunkach nie tylko ustaje nacisk koła zapadkowego na związaną z kołem napędowym zapadkę, ale nawet, na skutek działania tarcia pomiędzy zapadką i ślizgającym się pod nią zębem, może powstać pewien moment skierowa-

ny przeciwnie. Własność ta ogranicza zakres stosowania układów z *n i e r u c h o m y m* bębne m do przypadków, w których chwilowy zanik momentu jest dopuszczalny lub też zmusza do stosowania dodatkowego napędu pomocniczego, działającego tylko podczas naciągania sprężyny.



Rys. 3. Napęd sprężynowy z ruchomym bębniem.

Rys. 3 przedstawia układ napędu z *r u c h o m y m* bębne m. W stosunku do opisanych poprzednio działanie jego różni się ciągłością pracy podczas naciągania sprężyny. Jest to możliwe dzięki związaniu zewnętrznego końca sprężyny z obracającym się swobodnie na wałku bębniem. Podczas naciągania sprężyny obraca się wałek względem bębna, który również może obracać się jednocześnie w tę samą stronę, nadając bez przerwy ruch napędzanemu mechanizmowi. W układzie bez bębna lub z bębniem nieruchomym wałek służy do naciągania sprężyny i przenoszenia momentu napędowego. Natomiast w układzie z bębniem ruchomym służy on do naciągania sprężyny oraz jako oś obrotu bębna napędowego.

3. Zasób energii i moment napędowy

Cykl roboczy napędu sprężynowego składa się z naciągania sprężyny kosztem pracy pobranej z zewnątrz, przechowywania energii oraz oddawania jej na zewnątrz, czemu towarzyszy rozwijanie się sprężyny i powrót jej do stanu początkowego. W czasie zachodzących tu przemian energii, część jej zostaje utraczona w energochłonnych procesach nieodwracalnych jak: histereza sprężysta materiału sprężyny, tarcie jej zwojów o siebie lub części otaczające, pokonywanie lepkości smaru powlekającego powierzchnię sprężyny, wreszcie tarcie w łożyskach wałka lub bębna przenoszącego moment uruchamiający napędzany mechanizm. Oznaczając przez A' ilość energii potrzebnej na napięcie sprężyny, a przez A_r ilość rozproszoną we wszystkich nieodwracalnych ubocznych procesach energetycznych zachodzących w cyklu roboczym, określimy sprawność całkowitą napędu wyrażeniem

$$\eta = \frac{A' - A_r}{A'} \quad [1]$$

Zależnie od zastosowanego rozwiązania konstrukcyjnego rodzaju materiału sprężyny oraz warunków pracy napędu, wartość η waha się w szerokich granicach od około 0,4 do ponad 0,9.

Wielkość pracy A wyznaczmy z elementarnej zależności na energię odkształcenia sprężystego przy zginaniu momentem M zależnym od kąta zgięcia α :

$$A = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} M d\alpha \quad [2]$$

Zależność M od α oblicza się zwykle przy pomocy wzoru wyprowadzonego dla pracujących na częste zginanie sprężyn spiralnych:

$$M = \frac{E J}{l} \cdot \alpha; \quad [3]$$

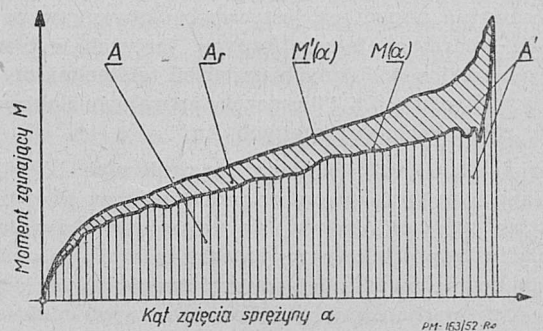
gdzie: E — moduł sprężystości materiału sprężyny, J — moment bezwładności jej przekroju poprzecznego względem osi przechodzącej przez środek ciężkości i prostopadłej do płaszczyzny zgięcia, l — długość czynnej części sprężyny. Podstawiając wyrażenie [3] do wzoru [2] i całkując od $\alpha_1 = 0$ do $\alpha_2 = \alpha$ otrzymujemy:

$$A = \frac{E J}{2 l} \cdot \alpha^2. \quad [4]$$

4. Wykresy charakterystyczne

Stosując wzór [3] należy pamiętać, że jest on ścisły tylko dla sprężyn o końcach sztywno utwierdzonych i zwojach nie przylegających do siebie. Częściowo przegubowe zamocowanie końców sprężyny powoduje deformację prawidłowego, spiralnego jej kształtu, powodując w następstwie silne tarcie zwojów o siebie, zwłaszcza w pobliżu stanów krańcowych. Powoduje to znaczne i trudne do analitycznego ujęcia odchylenia wartości rozwijanego momentu od wartości określonych wzorem [3].

Dlatego, w przypadkach gdy zależy na dokładności już rzędu 20% należy uciekać się do pomiarów na modelach lub interpolacji wyników uzyskanych przy badaniu układów wymiarowo i konstrukcyjnie podobnych. Badania te polegają na doświadczalnym wyznaczeniu funkcji $M(\alpha)$. Zależność $M'(\alpha)$ otrzymaną przy naciąganiu sprężyny będziemy nazywać *charakterystyką naciągu*. Analogiczną funkcję $M(\alpha)$ uzyskaną przy rozwijaniu sprężyny nazywamy *charakterystyką napędu*. Rys. 4 przedstawia te zależności w postaci wykresu w prostokątnym układzie współrzędnych M, α .



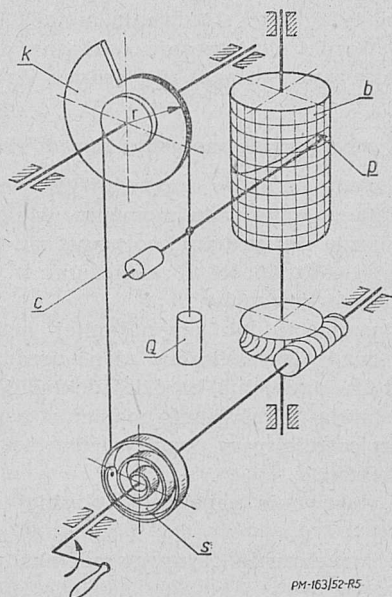
Rys. 4. Typowe charakterystyki napędu sprężynowego.

Zgodnie ze wzorem [2] powierzchnia zawarta między odpowiednimi krzywymi i osią odciętych będzie przedstawiać pracę naciągu A' , lub energię A oddaną przez napęd przy rozwijaniu sprężyny. Różnica $A_r = A' - A$, wyobrażone przez pole zawarte pomiędzy krzywymi M i M' jest oczywiście równa energii rozproszonej w przebiegach nieodwracalnych.

Planimetrując lub określając w inny sposób powierzchnie A' i A , po podstawieniu ich wartości do wzoru [1] wyznaczmy z łatwością sprawność napędu, dokonując w dogodny sposób oceny jego jakości.

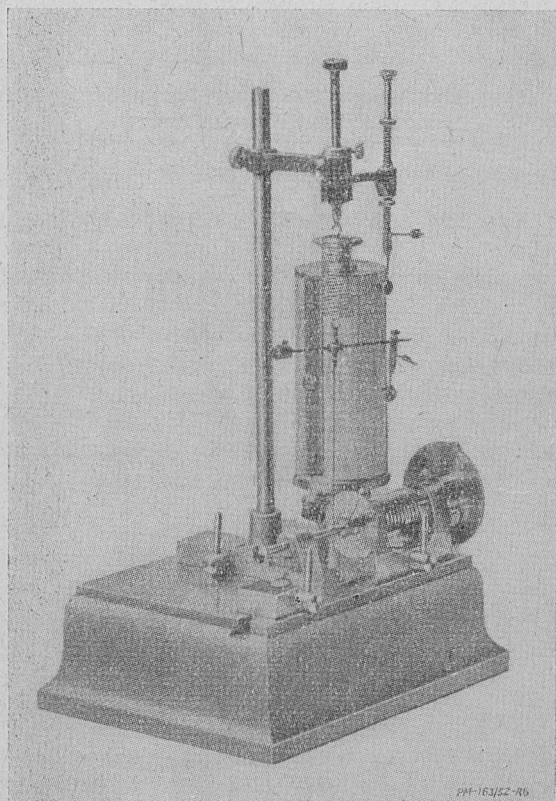
Wykres charakterystyczny pozwala ponadto na szybkie i wygodne określenie związanych z napędem

parametrów projektowanego mechanizmu. Do wyznaczania charakterystyk posługujemy się wagowymi lub sprężynowymi momentometrami; najdogodniejszy jednak jest w użyciu specjalny momentograf, rejestrujący w sposób ciągły w prostokątnym układzie współrzędnych, zależność $M(\alpha)$. Jego schemat pokazany jest na rys. 5, a fotografia jednego z wykonañ — na rys. 6.



Rys. 5. Schemat działania momentografu.

Moment $Q \cdot r$ (rys. 5) obciążnika wzorcowego Q względem osi obrotu krzywki k o stałym wzniesieniu, dzięki zmiennemu ramieniu r , równoważy w każdej

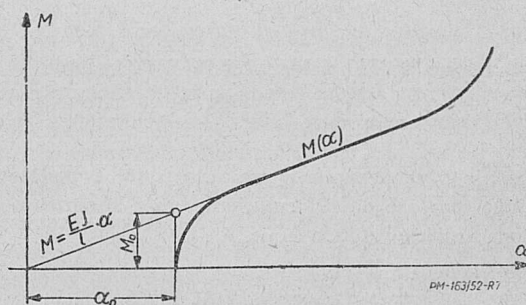


Rys. 6. Widok ogólny momentografu.

chwili za pośrednictwem ciężna c moment pokonywany przy naciągu lub uzyskiwany przy rozwijaniu sprężyny zamkniętej w badanym zespole napędowym s . Dzięki temu każdemu położeniu obciążnika i związanego z nim rysika rejestrującego p odpowiada określona wielkość momentu. Sprężyna jest zwijana przez obrót korby sprzęgniętej przekładnią ślimakową z bębniem rejestrującym b . Przekładnia jest tak dobrana, aby obrót bębna o kąt określony przez siatkę taśmy rejestracyjnej nawiniętej na bębnie, odpowiadał pełnemu obrotowi korby.

Po zmontowaniu zespołu napędowego w przyrządzie i ustawieniu rysika w wybranym punkcie początkowym przyszłego wykresu, cały pomiar sprowadza się do całkowitego napięcia i zwolnienia sprężyny przez obrót korby do oporu i z powrotem. Gotowy do wykorzystania wykres zdejmujemy z bębna po zwolnieniu taśmy i odsunięciu rysika.

Przy interpretacji charakterystyki napędu sprężynowego należy liczyć się z faktem, że sprężyna w stanie swobodnym, chociaż posiada już kształt spirali, to jednak w celu umieszczenia w bębnie musi być jeszcze dalej zawinięta. Powoduje to powstanie pewnego momentu wstępnego M_0 , który na wykresie teoretycznym uzyskanym przy pomocy wzoru [3] byłby określony przez punkt przecięcia prostej charakterystycznej z osią rzędnych (rys. 7).



Rys. 7.

Moment $M = 0$ odpowiadający swobodnemu stanowi sprężyny odnajdziemy w odległości α_0 , od osi rzędnych. Punkt ten możemy wyznaczyć w przybliżeniu ze zdjętej momentografem charakterystyki przez przedłużenie jej środkowej, zbliżonej do prostej, części do przecięcia z osią odciętych. Zmiana jego położenia przy kolejnych naciąganiach sprężyny pozwoli zbadać szybkość tzw. „siadania” sprężyny, a tym samym ocenić stałość jej własności sprężystych. Odległość α_0 jest bowiem równa $2\pi u_0$ — gdzie u_0 jest liczbą obrotów, o które należy zwinąć sprężynę swobodną, aby weszła do bębna. Zmniejszenie się ich ilości świadczy o częściowej utracie pierwotnej sprężystości.

5. Ilość obrotów

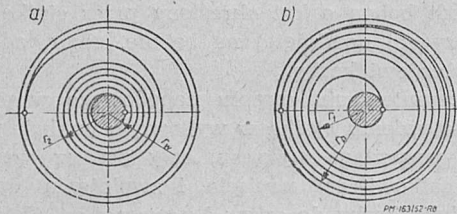
Poza sprawnością, zasobem energii i wielkością rozwijanego momentu, ważną wielkością charakteryzującą napęd sprężynowy jest ilość obrotów wykonywana przez wałek lub bęben napędowy w jednym cyklu roboczym.

Jeżeli zauważyć, że przy naciąganiu sprężyny każdymu obrotowi wałka towarzyszy przyrost ilości jej zwojów o jeden, oczywisty będzie następujący wzór, określający możliwą do wykonania przez napęd ilość obrotów:

$$u = w_2 - w_1; \quad [5]$$

gdzie: w_2 i w_1 — odpowiednie ilości zwojów sprężyny całkowicie naciągniętej i całkowicie rozwiniętej¹⁾.

Powstaje teraz ważne w zastosowaniach zagadnienie określenia warunków, które muszą być wypełnione, aby osiągnąć największą możliwą ilość obrotów u . Rozważmy zależności geometryczne zachodzące w napędzie sprężynowym (rys. 8) ze sprężyną spiralną cał-



Rys. 8.

kowiec zwiniętą (A) oraz całkowicie rozwiniętą (B). Przyjmując następujące oznaczenia: h — grubość sprężyny, l — długość, r_b — średnica wewnętrzna bębna, r_w — średnica wałka, r_1 — średnica wewnętrzna zwojów sprężyny rozwiniętej, r_2 — średnica zewnętrzna zwojów sprężyny zwiniętej, można zestawiać następujące zależności:

$$w_1 = \frac{r_b - r_1}{s}; \quad w_2 = \frac{r_2 - r_w}{s}; \quad [6,7]$$

$$l_s = \pi \left(r_2^2 - r_w^2 \right) = \pi \left(r_b^2 - r_1^2 \right). \quad [8]$$

Podstawiając do [5] zależności [6] i [7] mamy:

$$u = \frac{r_2 - r_w}{s} - \frac{r_b - r_1}{s}. \quad [9]$$

Następnie wyznaczamy r_1 ze wzoru [8] i podstawiając jego wartość do [9] rugujemy go z równania, wyrażając u jako funkcję r_b, r_2, r_w, s :

$$u = \frac{-r_b + r_2 - r_w + \sqrt{r_b^2 - r_2^2 + r_w^2}}{s}. \quad [10]$$

Traktując teraz r_2 jako zmienne i ustalając wszystkie pozostałe parametry, różniczkujemy funkcję [10] względem r_2 znajdując, przez przyrównanie jej pochodnej do zera, warunek na maximum u :

$$\frac{du}{dr_2} = \frac{1}{s} \left(\frac{-r_2}{\sqrt{r_b^2 - r_2^2 + r_w^2}} + 1 \right) = 0. \quad [11]$$

Stąd, rozwiązując względem r_2 mamy:

$$r_2 = \frac{\sqrt{r_b^2 + r_w^2}}{2}. \quad [12]$$

Jest to poszukiwany warunek, spełnienie którego pozwala uzyskać największą ilość obrotów u .

Warunek ten możemy jeszcze wyrazić w innej formie, jeżeli wartość r_2 określoną wzorem [12] podstawiamy do równania [8] i rozwiążemy go względem r_1 . Otrzymamy wówczas:

$$r_1 = \sqrt{\frac{r_b^2 + r_w^2}{2}}. \quad [13]$$

¹⁾ Stan całkowitego rozwinięcia sprężyny odróżniamy od stanu swobodnego (po wyjściu z bębna), w którym ilość zwojów w_0 jest zwykle mniejsza od w_1 o wartość u_0 (patrz rys. 7).

Z porównania zależności [12] i [13] okazuje się, że uzyskanie największej liczby obrotów u następuje gdy

$$r_1 = r_2. \quad [14]$$

Ponieważ wzory określające ilość obrotów napędu sprężynowego nie są zależne od warunków ustalających wielkość momentu i zasób energii, przeto jednoczesne spełnienie wymagań z nich wynikających jest możliwe tylko przy stosowaniu metody kolejnych przybliżeń. Wyniki dostatecznie dokładne dla zastosowań praktycznych osiąga się jednak dość szybko i łatwo.

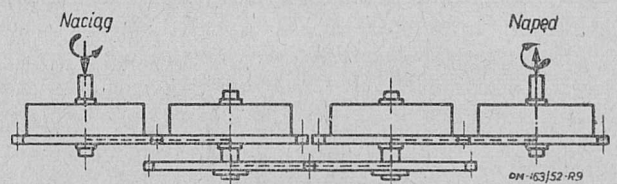
6. Wyrównywanie momentu napędowego

Główną wadą napędów sprężynowych jest zmienność rozwijanego przez nie momentu. Maleje on w miarę rozwijania się sprężyny, co powoduje trudne do opanowania niedogodności i zakłócenia w działaniu napędzanych mechanizmów.

W celu usunięcia lub przynajmniej zmniejszenia wpływu tej wady wprowadzono różne urządzenia pomocnicze, które mniej lub bardziej dokładnie zadania swoje wypełniają. Wyrównanie momentu napędowego osiąga się najczęściej przy pomocy jednego z następujących sposobów:

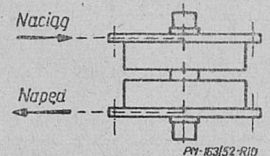
- a) przez stosowanie napędów o płaskiej charakterystyce,
- b) przez ograniczenie czynnego odcinka charakterystyki,
- c) przez wbudowanie przekładni o samoczynnie zmieniającym się przełożeniu.

W dalszym ciągu zostaną omówione niektóre z rozwiązań stosowanych dla realizacji wymienionych sposobów.



Rys. 9. Układ szeregowy sprzęgnięty przez wieńce i koła zębate.

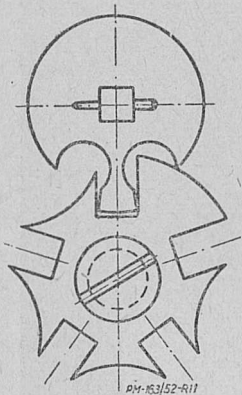
Płaską charakterystykę napędu uzyskuje się przy dużej ilości możliwych obrotów. Dzięki temu spadek momentu napędowego przypadający na jeden obrót bębna (lub wałka) jest odpowiednio mniejszy. Stosuje się albo odpowiednio rozbudowane wymiarowo zwykle napędy pojedyncze albo układy szeregowo, składające się ze sprzęgniętych ze sobą napędów pojedynczych (najczęściej tylko dwóch). Sprzęgnięcie następuje kolejno przez wieńce zębate bębnow i koła zębate zaklinowane na wałkach (rys. 9) albo też przez współosiowy dla pary bębnow wałek (rys. 10). Układy te, w różnych odmianach konstrukcyjnych są stosowane np. w patefonach tzw. „dwusprężynowych“



Rys. 10. Układ szeregowy sprzęgnięty przez wałek.

Ograniczenie czynnego odcinka charakterystyki polega na wyłączeniu z pracy takich jej części, którym odpowiada nadmierny w danych warunkach wzrost lub spadek mo-

mentu. Osiąga się to przez wbudowanie zastawek wstrzymujących ruch elementu napędowego po wykonaniu nastawionej ilości obrotów lub też przy pomocy samoczynnego naciągu utrzymującego stale na-



Rys. 11. Gwiazda maltańska jako zastawka ograniczająca ilość obrotów bębna do 4

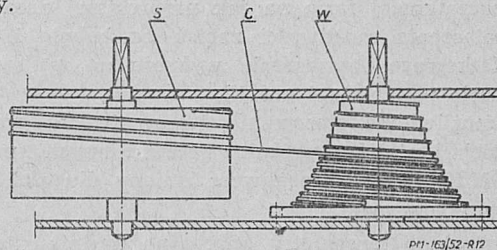
pięć e sprężyny w ustalonych granicach. Najczęstszą formę konstrukcyjną zastawki stanowi tzw. *gwiazda maitańska* z jednym zębem pozbawionym wycięcia przelotowego (rys. 11.). Ilość luk międzyzębnych jest o 1 większa od ilości możliwych do wykonania obrotów.

Rys. 11. Gwiazda maltańska jako zastawka ograniczająca ilość obrotów bębna do 4.

nie stałego momentu napędowego. Na ich pobieżne choćby omówienie nie pozwalają jednak ograniczone ramy artykułu. Zarówno jedna jak i druga grupa urządzeń do ograniczania czynnego odcinka charakterystyki napędu znalazła szerokie zastosowanie głównie w napędach mechanizmów zegarowych.

siła napięcia ciągną maleje, lecz jednocześnie rośnie w tym samym stosunku promień, na którym działa ona na bęben wyrównawczy. Dzięki temu stałość momentu napędowego może być utrzymana z wysoką dokładnością.

Zmienny promień bębna wyrównawczego jest oczywiście uzależniony od charakterystyki układu sprężyna — bęben sprężynowy. Jeżeli przyjąć, zgodnie ze wzorem [3], że moment napędowy jest proporcjonalny do kąta obrotu bębna oraz, że skok zwoju prowadzącego jest stały, można wyznaczyć prawo (dość zresztą zawile), według którego powinien się zmieniać promień bębna wyrównawczego. W praktyce posiada ono niestety znaczenie tylko orientacyjne, wobec silnego wpływu opisanych poprzednio odchyśleń od proporcjonalności momentu względem kąta obrotu sprężyny.



Rys. 12. Bęben wyrównawczy.

Wadę tego urządzenia stanowi kłopotliwe wykonanie bębna wyrównawczego oraz konieczność bardzo starannej regulacji przy montażu. Jej zaniedbanie lub błędne wykonanie przekreśla wszystkie korzyści płynące z zastosowania tego systemu.

Bęben wyrównawczy jest wynalazkiem starym, gdyż stosowano go w zegarach już ponad 300 lat temu. Mimo wspomnianych wad stosuje się go do dziś w chronometrach nawigacyjnych i innych zegarach sprężynowych najwyższej klasy.

Nowy tensometr Laboratorium Wytrzymałości Politechniki Wrocławskiej

Mgr inż. MAREK ZAKRZEWSKI

Stojące przed inżynierem eksperymentatorem zagadnienia spotykane w praktyce laboratoryjnej wymagają niejednokrotnie wnikliwej znajomości zasad konstrukcji precyzyjnych, które umożliwiają mu najbardziej celowe i proste rozwiązanie. Przykładem tego jest omówiona poniżej nowa konstrukcja tensometru zbudowanego w Laboratorium Wytrzymałości Materiałów Konstrukcyjnych Politechniki Wrocławskiej, który umożliwia dokładne uchwycenie umownej granicy plastyczności badanego materiału.

W najprostszej próbie rozciągania wielkościami wytrzymałościowymi, dla których przeprowadzamy próbę, jest granica wytrzymałości i granica plastyczności. Uchwycenie granicy wytrzymałości jest proste, gdyż wielkość ta nie jest związana z odkształceniami próbki. Poprawne uchwycenie granicy plastyczności, zwłaszcza umownej, jest nietatwe. Trudności leżą w tym, że wartość umownej granicy plastyczności określić można wyłącznie, mierząc odkształcenia próbki. Najwygodniej określa się ją z wykresu rozciągania. Wykres ten zaś przy użyciu normalnego zapisu na bębnie jest w początkowym zakresie małych deforma-

cji zbyt mało dokładny. Rozszerzenie dokładności odczytania, w zakresie sprężystych i początkowo plastycznych własności tworzywa, jest zatem zagadnieniem istotnym.

Stosowanie do tego celu najszerzej rozpowszechnionego tensometru *Martensa* lub *Martens-Kennedy*, jest nieporęczne i ze względu na skomplikowaną manipulację wymaga specjalnie starannej obsługi. Drugą niedogodnością jest to, że w tym przypadku linki uruchamiającej bęben zapisu automatycznego nie możemy mocować na bazie pomiarowej próbki, a tylko na uchwytach zrywarki. Wykres powstały skażony bę-

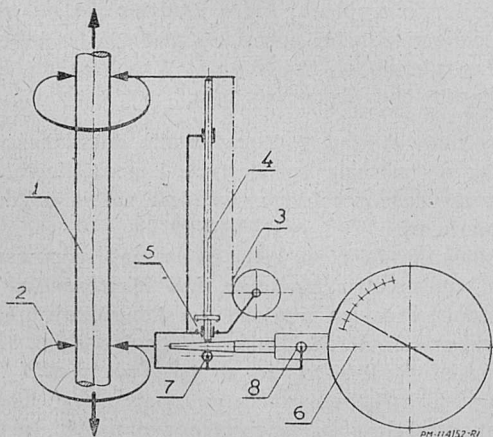
dzie błędami pochodzącymi z wysunięć i lokalnych odkształceń próbki w uchwytach. Błędy te są tym przykrejsze, że występują najwyraźniej w początkowym obszarze wykresu, gdzie interesujące nas odkształcenia są bardzo małej wartości. Prócz tego odkształcenia notowane nie odnoszą się do bazy pomiarowej próbki, a długości całkowitej. Nie należy przy tym zapominać, że stan napięcia w uchwytach i ich pobliżu, zasadniczo trudno uchwytyny, w każdym razie nie odpowiada prostemu rozciąganiu. Stąd wykres powstały może nie odpowiadać wykresowi powstałemu z przeniesienia odkształceń wyłącznie bazy pomiarowej.

Koncepcja opisywanego tensometru szła zatem w następujących kierunkach:

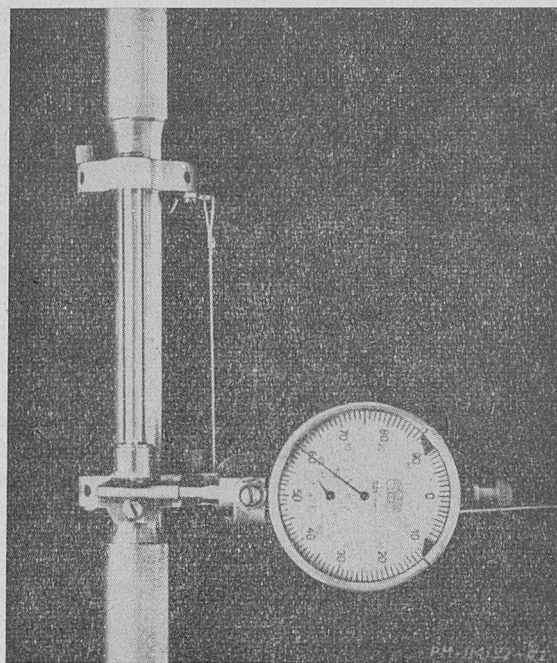
- 1) możliwości rozszerzenia wykresu rozciągania w początkowej fazie na jak najprostszej drodze;
- 2) połączenia możliwości zapisu na bębnie i dodatkowego rozszerzenia wykresu na tej samej bazie pomiarowej próbki;
- 3) umożliwienia stosowania tensometru w granicach kształtów próbek przewidzianych przez PN/H-04310, tj. możliwość zmiany długości bazy pomiarowej.

Konstrukcję tensometru oparto na czujniku zegarowym, jako na najdostępniejszym przyrządzie nadającym się do pomiaru zmian długości. Zastosowanie czujnika o działce elementarnej 0,01 mm wprost, nie dawałoby wystarczającej dokładności na stosowanych bazach pomiarowych do 100 mm. W celu zwiększenia ogólnego przełożenia zastosowano dodatkowe przełożenie 1 : 10, które pozwala na swobodne uchwycenie zmian długości pomiarowej próbki o 0,001 mm, co odpowiada dla bazy pomiarowej równej 100 mm $\epsilon = 0,001\%$. Dalsze powiększenie czułości tensometru celowe w zakresie baz krótkich, na przykład próbka 4-krotna $d_0 = 5$ mm, można uzyskać, stosując czujnik o działce elementarnej 1 μ . Czułość podniesie się przez to 10-krotnie, ale trudności wykonawcze (dokładność obróbki) oraz wzorcowanie zwiększą się nie-współmiernie.

Rys. 1 przedstawia schemat tensometru. Na próbce 1 mocujemy tensometr przy pomocy uchwytów 2. Tensometr właściwy połączony jest konstrukcyjnie z uchwytem dolnym. Uchwyt górny służy wyłącznie jako zapora w swobodnym przesuwaniu się w górę przedłużacza tensometru 4 oraz do zaczepiania linki 3

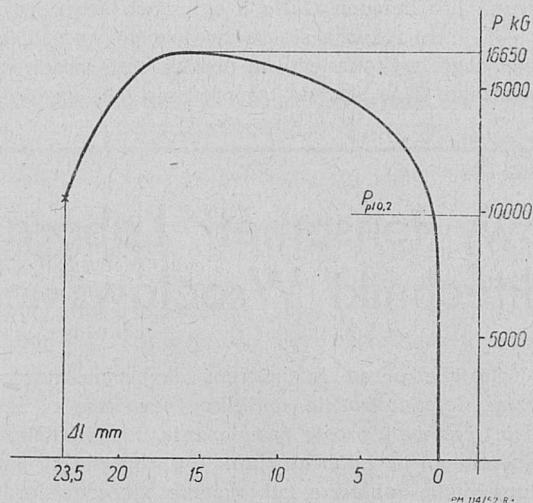


Rys. 1



Rys. 2

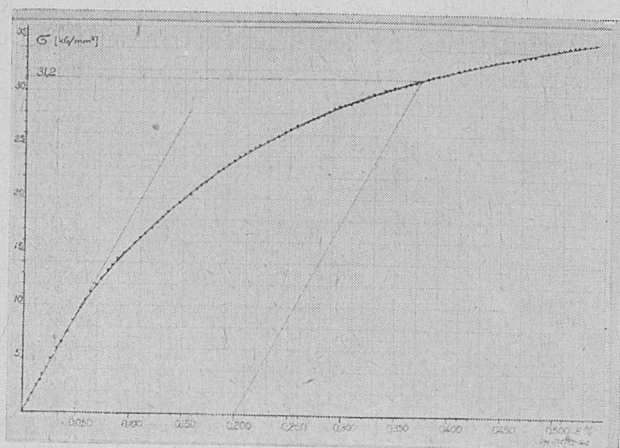
bębna zapisu automatycznego, przechodzącej potem przez bloczek połączony z uchwytem dolnym. Przedłużacz tensometru 4, wymienny ze względu na zmianę długości bazy pomiarowej, dociska do górnego uchwytu sprężynka 5. Wskutek wydłużania się próbki zwiększa się szczelina pomiędzy końcem przedłużacza a wałeczką 7 trwale umocowaną do uchwytu dolnego. W szczelinę tę wnika stożkowe zakończenie czujnika 6 osadzonego obrotowo 8 w uchwycie.



Rys. 3

Ze względu na zbieżność stożka 1 : 10 przesunięcie końca czujnika jest 10-krotnie większe od odpowiadającego mu przesunięcia przedłużacza. Zastosowany czujnik posiada skok 10 mm, co umożliwia pomiar wydłużenia próbki do 1 mm. Przyjmując bazę 100 mm, daje to największe mierzone czujnikiem wydłużenie jednostkowe $\epsilon = 1\%$. Rzecz jasna, że w wypadku krótszych baz pomiarowych wartość ta wzrośnie odwrotnie proporcjonalnie do skrócenia bazy.

Rys. 2 przedstawia wykonany tensometr zamocowany na próbce okrągłej $d_0 = 20$ mm, $l_0 = 100$ mm.



Rys. 4

Wzorcowania tensometru dokonano na maszynie pomiarowej *Reineckera* o dokładności odczytania 0,0001 mm.

Praktyczne zastosowanie tensometru ilustruje przykład następujący: okrągłą próbkę stali miękkiej ulepszonej termicznie poddano rozciąganiu. Kształt próbki zgodny z PN/H-04310, $d_o = 20$ mm, $l_o = 100$ mm.

Wykres rozciągania powstały na bębnie przedstawia rys. 3.

Na podstawie wykresu i pomiaru odkształceń po zerwaniu ustalono: $R_p = 53,0$ kg/mm²; $a_5 = 23,5\%$; $c = 70,3\%$ (brak wyraźnej granicy plastyczności).

Na podstawie pomiarów tensometrem sporządzono początkowy rozszerzony wykres rozciągania przedstawiony na rys. 4, na podstawie którego ustalono: $R_{pl0,2} = 31,2$ kg/mm²*) oraz moduł sprężystości na podstawie początkowego prostoliniowego odcinka wykresu $E = 18050$ kg/mm².

Dla lepszej ilustracji wartość $P_{pl0,2}$ z odpowiadającej wartości $R_{pl0,2}$ naniesiono na wykres powstały na bębnie (rys. 3).

*) Graficzne obliczenie $R_{pl0,2}$ wykonano zgodnie z opisem w podręczniku „Maszynostrojenie” tom III, str. 23.

Konstrukcja polskiego gazomierza „bezcynowego”

Mgr inż. JERZY FELSZ

Opracowanie konstrukcji gazomierza mieszkaniowego dostosowanego do krajowych warunków materiałowych i przemysłowych jest zagadnieniem niezwykle ważnym.

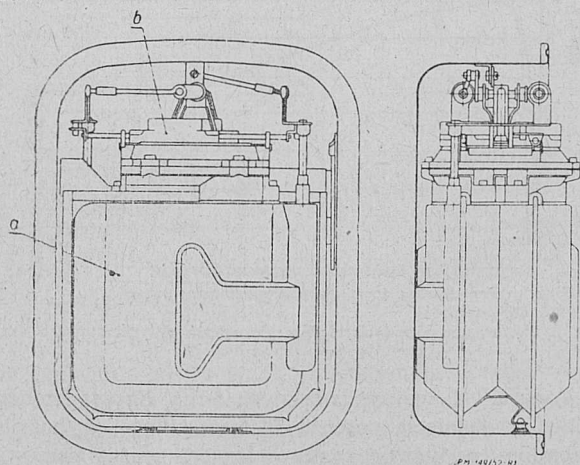
Poniżej podano zasadnicze zadania konstruktorów nowego gazomierza mieszkaniowego, polegające poza uzyskaniem oszczędności materiałów, deficytowych, na stworzeniu przyrządu o lepszych cechach mierzniczych od obecnie produkowanego, jak również przystosowanego do produkcji wielkoseryjnej. Następnie omówiono pokrótce zasadnicze drogi, jakimi cele te osiągnięto.

Pierwsza konstrukcja polskiego gazomierza mieszkaniowego była dokonana bezpośrednio po wojnie. Oparto się wówczas na wypróbowanym typie jednej z największych firm światowych, produkującej gazomierze, niemieckiej firmie *Elster*, przy czym zadaniem konstruktorów było tylko dostosowanie typu do słabych możliwości maszynowych całkowicie zdezastrowanego i zdeorganizowanego przez okupanta przemysłu.

sposób tworzą 4 przegrody oddzielone od siebie wiotkimi ściankami. Gaz doprowadzony do gazomierza wypełnia przestrzeń między obudową, a szczelnymi kapslami, sterowany przez suwaki *b* wypełnia kolejno przegrody powodując ruch miechów, który przez układ dźwigni napędza liczydło — jednym słowem zasada suwakowej maszyny parowej, w której cylinder zastąpiony jest kapslami, tłok — przeponami ze skóry, a której całym zadaniem jest napędzanie liczydła. To ostatnie licząc w rzeczywistości ilość przesuwów miecha, wobec wiadomej pojemności przegród jest wycechowane od razu w jednostkach objętości.

Wybór typu ówczesnego odpowiadał narzuconemu charakterowi produkcyjnemu — gazomierz *Elsterowski* posiadał charakter produkcyjny pół — rzemieślniczy, pół-przemysłowy, jego elementy tłoczone nie wymagały głębokich ciągów, suwaki i lustra z kompozycji łatwo dawały się odlewać. Szerokie możliwości regulacyjne w rozrządzie pozwalały na wykonywanie większości części z dużymi tolerancjami warsztatowymi. Jednakże konsekwencją tych cech była wielka ilość połączeń lutowanych, jak również konieczność stosowania na elementy blaszane blachy pocynowanej jako dającej się dobrze lutować i jedynie wytrzymałcej ciężkie warunki korozyjne pracy gazomierzy. Wynikiem tego stało się wysokie zapotrzebowanie deficytowego materiału — cyny, stale wzrastające wobec coraz większego zapotrzebowania rynku na gazomierze.

Przed konstruktorem polskim stało zadanie usunięcia tego mankamentu — stworzenia gazomierza



Rys. 1. Konstrukcja pierwszego polskiego gazomierza mieszkaniowego.

Na rys. 1 pokazana jest powyższa konstrukcja. Dwie przepony skórzane (miechy) zawarte są w odpowiednich skrzynkach blaszanych (kapslach) *a*, które w ten

„bezcynowego“. Przystępując jednakże do tego zadania, należało jednocześnie konstrukcję przystosować do zmiany ilościowej w produkcji, jaka w międzyczasie ujawniła się, a mianowicie do przejścia przemysłu z produkcji seryjnej na wielkoseryjną o cechach coraz bardziej zbliżonych do potokowej.

Dłuższy okres użytkowania ujawnił pewne braki produkowanego po wojnie typu. Braki te uwidoczniły się przede wszystkim w stromości charakteru krzywej błędów oraz dużej zmienności wskazań. Pierwszy wynikał z konstrukcji gazomierza (rozrząd i kanały), drugi był powodowany nieodpowiednim surowcem na przepony (miechy).

Podane wyżej przyczyny zmuszały do wypracowania gazomierza konstrukcji całkowicie nowej o następujących zadaniach:

- 1) uzyskanie gazomierza o płaskiej krzywej błędów, to znaczy mierzącego dokładnie zarówno przy małym odbiorze gazu jak i przy dużym;
- 2) uzyskanie gazomierza „bezcynowego“ przez:
 - a. wyeliminowanie połączeń lutowanych,
 - b. zastąpienie blachy pocynowanej przez blachę czarną z ustaleniem niedeficytowego pokrycia antykorozyjnego,
 - c. zastąpienie materiału na lustra i suwaki (kompozycji cyna — antymon), niedeficytowym materiałem zastępczym.
- 3) uzyskanie gazomierza o trwałych wskazaniach, którego dokładność nie zmieniałaby się w czasie pracy;
- 4) przystosowanie konstrukcyjne elementów gazomierza do jego produkcji wielkoseryjnej lub potokowej oraz uzyskanie znacznego zmniejszenia jednostkowych kosztów produkcji.

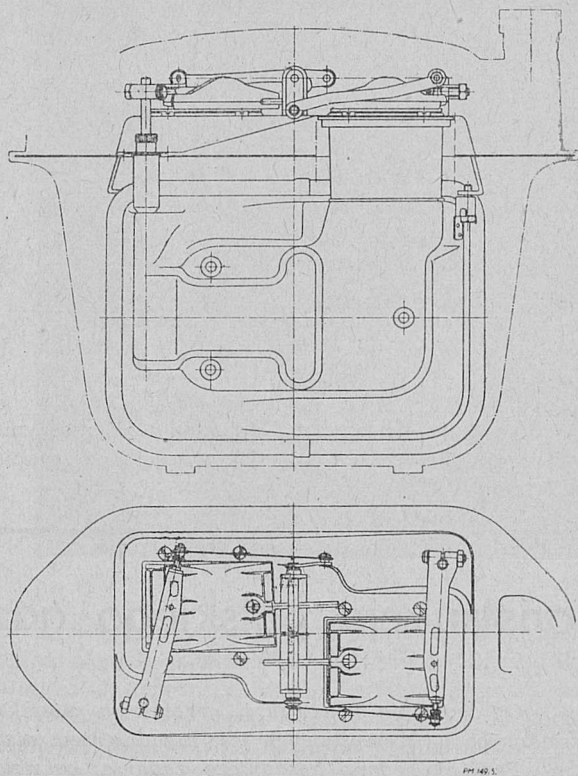
Wydaje się, że realizację tych wielorakich zadań konstruktorzy przeprowadzili w sposób szczęśliwy. Ze względu na szczupłość miejsca nie można opisać wszystkich trudności, jakie się przy tym nasunęły oraz sposobów jakimi zostały pokonane. Ograniczono się przeto do podania raczej efektów końcowych z ogólnikowym podaniem założeń i drogi jakimi je osiągnięto.

1. Wybór typu

Aby uzyskać gazomierze o płaskiej krzywej błędów należało całkowicie zaniechać typu dotychczasowy. Jednakże wypracowanie typu oryginalnego wymagałoby ogromnego nakładu doświadczalnego, długotrwałych prób oraz konieczność sprawdzenia wyników doświadczalnych w praktyce przez okres co najmniej kilkuletni. Z powyższych względów należało oprzeć się raczej na typie istniejącym, dokładnie sprawdzonym w praktyce, nie posiadającym cech ujemnych typu *Elsterowskiego*.

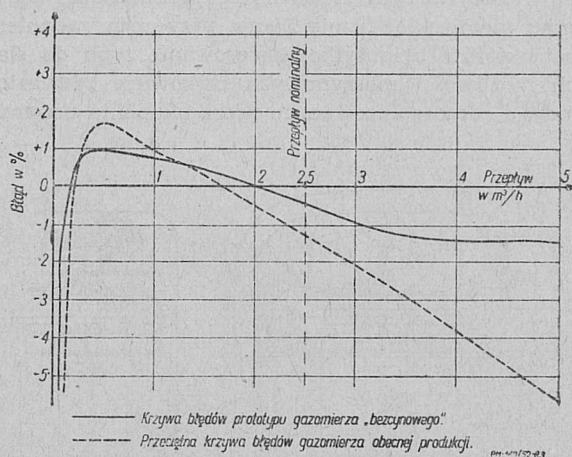
Praktyka przedwojenna polska miała ostatnio do czynienia z trzema typami gazomierzy; omówionym *Elsterowskim*, oryginalnym polskim (fabryki toruńskiej) oraz *Kromschröderowskim*. Typ polski posiadał wiele zalet, jednakże zalety te uwypuklały się dopiero przy dużych wymiarach. Gazomierze przemysłowe tego typu okazały się w praktyce doskonałe. Natomiast przy wymiarach małych, jako gazomierz mieszkaniowy, zalety te zatracił, charakter jego krzywej błędów stawał się zbliżony do typu *Elsterowskiego*, będąc od niego jeszcze bardziej wrażliwym na jakość zastosowanej do miechów skóry.

Trzecim typem, który odbiorcy szeroko wypróbowali przed wojną był typ niemiecki fabryki *Kromschrüdera*. Typ ten można było ocenić najwyżej pod



Rys. 2. Konstrukcja wyjściowa do opracowania gazomierza „bezcynowego“.

względem metrologicznym (płaski charakter krzywej błędów) choć ustępował on typowi *Elsterowskiemu* brakiem podwójnego okapslowania miechów, co stanowiło wówczas przywilej patentowy tej wytwórni.



Rys. 3. Porównanie krzywych błędów gazomierza dotychczasowego oraz prototypu gazomierza nowego.

Podczas II wojny światowej f-ma *Kromschröder*, wobec wygaśnięcia patentu *Elsterowskiego*, wypuściła gazomierz, w którym zastosowała ten ważny szczegół konstrukcyjny. Kilka gazomierzy takich przypadkowo zostało zainstalowanych w naszych gazowniach, przechodząc próbę praktyczną z doskonałym rezultatem. Na typ ten zwrócono tedy główną uwagę i po doskonałych wynikach dodatkowych prób laborato-

rynych, przyjęto go jako wzór zasadniczy dla konstrukcji polskiej.

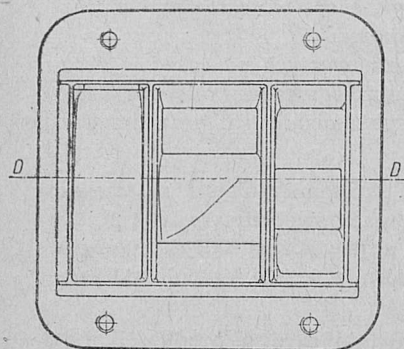
Na rys. 2 pokazana jest konstrukcja wyjściowa. Różni się ona od poprzedniej wprowadzeniem ścianki działowej, przez co wytwarzają się jakby dwa zbiorniki — dla gazu wlotowego i dla gazu wylotowego. Upraszcza to ogromnie kanały przeprowadzające gaz między rusztami suwakowymi a przegrodami miechowymi.

Na rys. 3 porównano krzywe błędów przeciętnego gazomierza produkcyjnego dotychczasowej oraz prototypu gazomierza nowego.

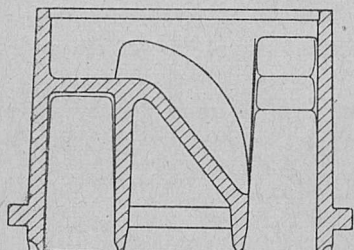
2. Uzyskanie gazomierza „bezcynowego“

a) Wyeliminowanie połączeń lutowanych. Trudność tej sprawy polegała na tym, że gazomierze muszą podlegać okresowemu demontażowi w celu remontu, tak że połączenia lutowane nie mogły być zastępowane po prostu połączeniami spawanymi, zresztą stosunkowo trudnymi (a tym samym kosztownymi) wobec małej grubości połączonych blach (poniżej 1 mm) oraz konieczności ich zupełnej szczelności w większości przypadków.

Całkowite wyeliminowanie połączeń lutowanych, zachowując rozbiieralność gazomierza na potrzebne elementy remontowe, uzyskano przez: rozwiązanie konstrukcyjne kanałów rozrządnych we wspólnej wyprase bakelitowej z lustrami suwakowymi (rys. 4), głębokie ciągi zaciskane osobnymi listwami, wreszcie niewielką ilość połączeń skręconych śrubami, starając się te ostatnie, ze względu na koszt produkcji gazomierzy ograniczyć do koniecznego minimum.



D-D



PM 149/52-04

Rys. 4. Szczegół konstrukcji gazomierza bezcynowego. Kanały rozrządne wraz z lustrami suwakowymi w jednej wyprase bakelitowej.

Spawanie zastosowano w jednym przypadku — dla połączenia dwóch połówek obudowy dolnej, a to celem uniknięcia bardzo głębokiego i trudnego cięcia blachy, który by wymagał jej specjalnej jakości, przy czym w praktyce powodowałby na pewno wielką ilość braków, a więc zwiększałby koszty produkcji.

b) Wyeliminowanie blachy pocynowanej. Do produkcji gazomierzy dotychczas powszechnie stosowana jest blacha pocynowana,

a to ze względu na ciężkie warunki korozyjne, w jakich mierniki te pracują. Z praktyki było wiadomo, że cynk, aluminium oraz miedź nie wytrzymują agresywnego działania składników gazu. Dotychczasowe powłoki ołowiane, aczkolwiek ołów jest odporny na działanie gazu (za wyjątkiem obecnie stosowanego gazu drzewnego), dawały częstokroć złe rezultaty ze względu na słabą przyczepność swą do powierzchni blachy.

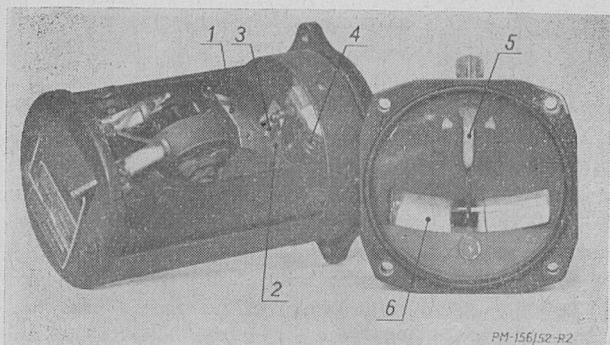
Zasadniczy projekt pokrycia antykorozyjnego poszedł drogą zastosowania doświadczeń ogólnych. Ponieważ rurociągi gazowe zabezpiecza się skutecznie asfaltowaniem, zaprojektowano zabezpieczenie elementów gazomierza przez pokrycie ich lakierem asfaltowym. Jak zwykle, okazało się, że technologia mechanizmów mierników powinna iść swoimi własnymi drogami. Lakier asfaltowy wykazał, jako pokrycie antykorozyjne części gazomierzowych, cechy ujemne; łatwość spełniania przy wzroście temperatury, konieczność zastosowania innego pokrycia na powierzchnie zewnętrzne (rozkładanie się pod działaniem światła), łatwość uszkodzenia się w trakcie montażu. Toteż, pomimo że sposób ten uznano w zasadzie za wystarczający, prowadzi się dalsze badania celem uzyskania lepszego rozwiązania kwestii.

Drugą metodą, jaką wzięto pod uwagę, był wypracowany przez IMO sposób pokrywania blachy ołowiem z dodatkiem kadmu. Dodatek ten zwiększa bardzo silnie przyczepność ołowiu do żelaza. Jako wadę tego sposobu należy wymienić konieczność użycia deficytowego kadmu oraz to, że sposób ten nadaje się tylko do pokrywania blachy przed wycięciem z niej części. W gazomierzu „bezcynowym“, gdzie szew lutowniczy nie zakrywa obnażone przez wykrojniki brzozy wycięć, wymaga to mozolnego i kosztownego zabezpieczenia ich przed zmontowaniem elementów w całość.

W chwili obecnej przeprowadza się odrębne doświadczenia nad pokryciem krezolowym w oparciu o złożony wniosek racjonalizatorski.

c) Materiał na suwaki i lustra. Zagadnienie to można było rozwiązać w sposób łatwy i całkowity, zastępując dotychczas stosowany stop cyny — antymon przez niedeficytową, a lepszą w działaniu mieszkankę bakelitową o napelniaczu szamotowo-grafitowym. Ciekawe są dzieje tego usprawnienia. Wynalazek zastosowania mieszanek bakelitowych do suwaków gazomierzowych przypada Polsce — mianowicie fabryka gazomierzy w Toruniu zastosowała mieszkankę bakelitową o napelniaczu grafitowym już w roku 1937 uzyskując na mieszkankę taką patent. Ogłoszono też wynik prób, które wypadły nadzwyczaj pomyślnie. F-ma Kromschäder ideę tę, natychmiast podchwyciła, mieszkankę polską nieco zmodyfikowała i zastosowała do swoich gazomierzy. Wynalazek polski po wojnie nie został zastosowany (mamy wrodzoną nieufność do polskich wynalazków) i dopiero przy opracowaniu gazomierzy „bezcynowych“ oparto się na analizie mieszanek niemieckiej, będącej niczym innym jak ominięciem ówczesnego patentu polskiego.

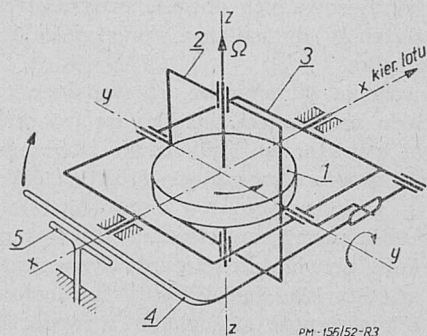
Należy jeszcze dodać, że zastosowanie wyprasek bakelitowych do luster suwakowych pozwoliło rozwiązać w sposób niezmiernie tani budowę kanałów rozrządnych gazomierza, które prasuje się w jednej



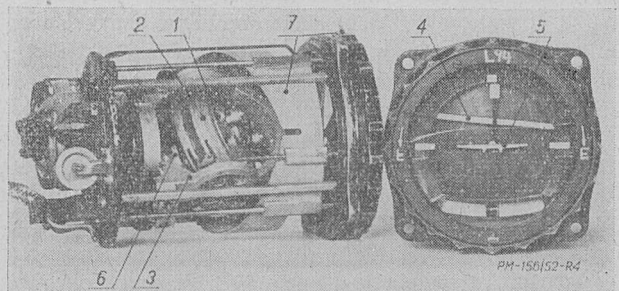
Rys. 2. Skrętomiernik elektryczny Askania: 1 — wirnik, 2 — ramka, 3 — sprężyna, 4 — tłumik, 5 — wskazówka, 6 — chylomierz poprzeczny.

trzech stopniach swobody. Wirnik 1 obracający się w płaszczyźnie $x-y$ jest łożyskowany w ramce wewnętrznej 2, ta zaś w ramce zewnętrznej 3, łożyskowanej w puszcze przyrządu. Wobec tego, że oś główna żyroskopu $z-z$ zachowuje stałe położenie w przestrzeni, ruchy puszki związanej z samolotem powodują względny ruch wskaźnika ruchomego 4 w stosunku do wskaźnika stałego 5, wykonanego zwykle jako sylwetka samolotu umieszczona pod szkłem puszki. Położenie wskaźnika stałego względem ruchomego odtwarza położenie samolotu względem horyzontu.

3. Żyroskopowy wskaźnik kursu (rys. 5 i 6). Przyrząd ten, podobnie jak sztuczny horyzont posiada astatyczny żyroskop o trzech stopniach swobody, lecz z poziomą osią główną. Do ramki zewnętrznej 3 jest



Rys. 3. Schemat sztucznego horyzontu: 1 — wirnik, 2 — ramka wewnętrzna, 3 — ramka zewnętrzna, 4 — wskaźnik ruchomy, 5 — wskaźnik nieruchomy.

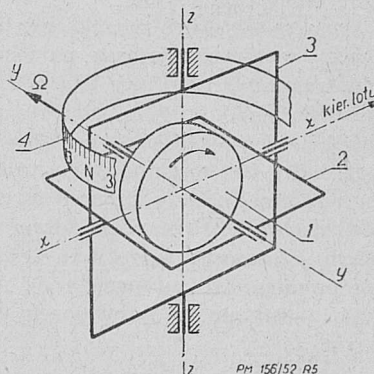


Rys. 4. Sztuczny horyzont elektryczny połączony ze skrętomiernem Horn: 1 — wirnik, 2,3 — ramki, 4 — wskaźnik ruchomy, 5 — wskaźnik nieruchomy, 6 — korektor antyprecesyjny, 7 — blokady.

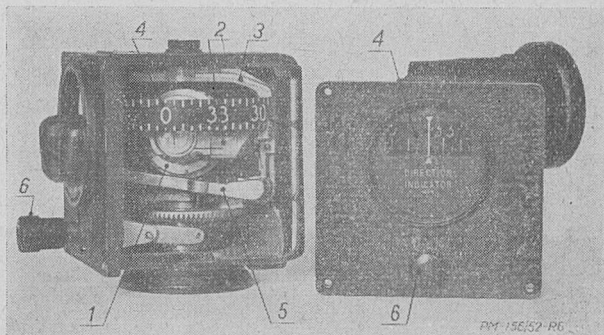
przymocowany pierścień kursowy 4. Wobec stałości położenia osi głównej każdy obrót przyrządu dookoła osi $z-z$ spowodowany zmianą kursu będzie widoczny na pierścieniu kursowym. Przyrząd ten eliminuje szereg błędów busoli magnetycznej, jednak musi być okresowo co około 15 min. korygowany według busoli. Automatyzacja wprowadzonej poprawki przekształ-

ciła żyroskopowy wskaźnik kursu w busolę żyroskopową.

Prawidłowe i dokładne wskazania przyrządów żyroskopowych są zależne od stałości zachowania kie-



Rys. 5. Schemat żyroskopowego wskaźnika kursu: 1 — wirnik, 2,3 — ramki, 4 — pierścień kursowy.



Rys. 6. Żyroskopowy wskaźnik kursu pneumatyczny Sperry: 1 — wirnik, 2 i 3 — ramki, 4 — pierścień kursowy, 5 — blokady, 6 — galka do ustawiania kursu.

runku osi wirnika. Jak wiadomo, moment zewnętrzny M przyłożony do żyroskopu, wywołuje ruch precesyjny z prędkością $\omega = \frac{M}{J\Omega}$. Zmniejszenie precesji mo-

że być osiągnięte przez zmniejszenie M oraz zwiększenie J i Ω . Dlatego też stosowane obecnie prędkości kątowe wirnika są bardzo duże, dochodzące w żyroskopach elektrycznych do 25000 obr/min. Momentami zewnętrznymi są momenty tarcia w łożyskach oraz momenty wywołane niewyważeniem żyroskopu. W celu zmniejszenia wpływu tych momentów stosuje się łożyska kulkowe odpowiadające specjalnym wymaganiom oraz urządzenia korekcyjne. Te ostatnie są potrzebne również z tego powodu, że wskazania przyrządu muszą być odniesione do płaszczyzny horyzontu i płaszczyzny południkowej, związanych z danym punktem kuli ziemskiej, podczas gdy żyroskop zachowuje położenie swej osi głównej względem absolutnego układu odniesienia.

Łożyska przyrządów żyroskopowych

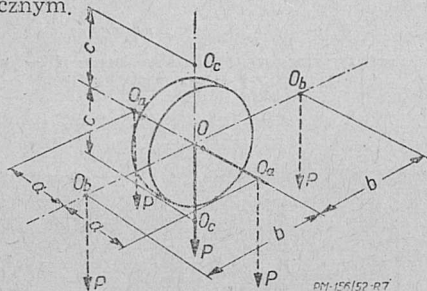
Wymagania stawiane łożyskom przyrządów żyroskopowych są różne, zależnie od ich zastosowania. Dotyczą one oprócz normalnych wymagań szczególnie oporów tarcia oraz luzów.

Jeżeli w układzie, np. żyrobusoli, łożyska osi głównej mają luz poosiowy $\pm a$ (rys. 7), to przesunięcie o tę wielkość środka ciężkości wirnika powoduje utratę astatyczności i powstanie momentu $\pm Pa$, który wywoła precesję dookoła osi $z-z$ z prędkością

$\omega = \pm \frac{Pa}{J\Omega}$. Luzy poosiowe łożysk ramek $\pm b$ i $\pm c$

nie będą wywoływać precesji, a jedynie wpłyną na drobną zmianę obciążenia łożysk.

Moment tarcia w łożyskach wirnika nie będzie wywoływać precesji wpływając jedynie na moc potrzebną do napędu, natomiast momenty tarcia w łożyskach ramek będą wywoływać precesję obu ramek. Z powyższego wynika, że w łożyskach osi głównej dominującą żadaną cechą jest minimalny luz poosiowy, zaś w łożyskach ramek minimalny moment tarcia. W stosowanych obecnie łożyskach moment tarcia wynosi od 0,2 do 0,6 Gcm. Stosowane są łożyska trzech typów, a mianowicie promieniowe z separatorem, magnetowe i miseczkowe, te ostatnie w żyroskopach o napędzie pneumatycznym.



Rys. 7. Wpływ luzów poosiowych żyroskopa.

Średnica wewnętrzna łożysk zawiera się zwykle w granicach 3 ÷ 6 mm. Wielkości luzów poosiowych typowych łożysk żyroskopów podane są w tabelicy I.

TABELICA I. Wielkości luzów poosiowych typowych łożysk żyroskopowych

Rodzaj	Szkic	Typ	Luz poosiowy μ	Zastosowanie
Promieniowe sztywne		Handlowe selekcyjonowane	20	Skretnomierze
Promieniowe dwurzędne wahliwe		Handlowe selekcyjonowane	35 ÷ 40	Żyrobusola Sperry IV i VIII
Magnetowe		Handlowe selekcyjonowane	5	Żyrobusola Anschütz
Specjalne		Norma	10	Żyrobusola Anschütz
Specjalne rolkowo-kulkowe		Brown	1	Żyrobusola Brown

wg Pawłow „Osnovy konstruirowania giroskopicheskikh priborow”. 1946

W łożyskach miseczkowych różnica średnic poszczególnych kulek nie może przekraczać 2 μ . Łożyska te w ciągu 25 ÷ 50 godz. pracy wykazują wzrost momentu tarcia, który po rozebraniu i przemyciu łożyska wraca do wartości początkowej.

Smarowanie łożysk ze względu na znaczną rozpiętość zmian temperatury otoczenia (– 60 do + 50°C) wymaga zastosowania specjalnych olejów, gdyż zmiany lepkości powodują dodatkowe opory w niskich

temperaturach. Stosowane są oleje specjalne o lepkości rzędu 1,5° E w temp. – 50°C.

Ponieważ osie wirników są wykonywane ze stali, zaś ramki ze stopów aluminium, różnica współczynników rozszerzalności powoduje wzrost luzów w temperaturze wysokiej, zaś wzrost momentów tarcia w niskiej. Różnica ta określa granicę luzu poosiowego. W dokładnych przyrządach stosowane są urządzenia kompensacyjne najczęściej przez zastosowanie suwliwych łożysk obciążonych wkładkami sprężynującymi.

Dążenie do zmniejszenia oporów tarcia i zachowania astatyczności żyroskopa nie ogranicza się do wymagań stawianych łożyskom, lecz nasuwa również warunki dotyczące wykonania ramek oraz wyważenia.

Otwory dla osadzenia łożysk każdej z osi muszą być współosiowe (tolerancja rzędu 15 μ), zaś osie łożyskowań prostopadłe (tolerancja rzędu 5'). Technologia wykonania otworów musi zapewnić zachowanie żądanej dokładności.

Wyważenie przyrządu

Zarówno wirnik jak następnie cały zespół żyroskopa są wyważone statycznie, zaś wirnik również dynamicznie. Statyczne wyważenie wirnika odbywa się przez nawiercanie otworków w części zawierającej nadmiar materiału. Dokładność wyważenia jest ograniczona wielkością momentów tarcia w łożyskach wyważarki. W przypadku osadzenia wyważanego wirnika na łożyskach o oporach tarcia rzędu 0,3 Gcm, niewyważenie spowodowane nieczułością urządzenia wywołuje przy stosowanych obecnie prędkościach wirników obciążenia dynamiczne przekraczające ciężar własny wirnika.

Niewyważenie dynamiczne, spowodowane np. nieprostopadłym osadzeniem wirnika na osi oraz niedostatecznym wyważeniem statycznym, powoduje bardzo znaczne obciążenie. Przesunięcie środka ciężkości wirnika o 1 μ z osi, połączone z nieprostopadłością wirnika o 1°, dla wirnika o ciężarze 750 G i prędkości 18000 obr/min, wywołuje obciążenie dynamiczne łożysk rzędu 17 kG. Przykład ten wskazuje na doniosłość wyważenia i konieczność stosowania wyważarek o wysokiej dokładności.

Wyważenie dynamiczne przeprowadza się przez nawiercanie otworków wg wskazań wyważarki. Stosowane są obecnie wyważarki elektronowe, w których wirnik jest umieszczony w łożyskach zawieszonych elastycznie. Zmienne reakcje łożysk są przekazywane do nadajników elektrycznych, najczęściej pojemnościowych. Po wzmocnieniu napięcie jest skierowane na jedną parę płytek lampy katodowej. Na anodę jest skierowane po wzmocnieniu napięcie fotokomórki, na którą pada promień odbity od powierzchni wirnika, na którym są zaczernione dwie plamki, rozmieszczone co 90° lub też wycinek o kącie 90°. Na ekranie lampy katodowej otrzymuje się obraz w postaci sinusoidy, której amplituda charakteryzuje wielkość niewyważenia, zaś przerwy w obrazie odpowiadające wygaszeniu promienia przez zaczernione powierzchnie, pozwalają na zlokalizowanie miejsca niewyważenia w stosunku do średnic przechodzących przez pola zaczernione. W skład kompletu wyważarki wchodzi specjalna wiertarka, na której wiercone są otwory. Ich rozmieszczenie i głębokość są ustalone na podstawie wskazań wyważarki.

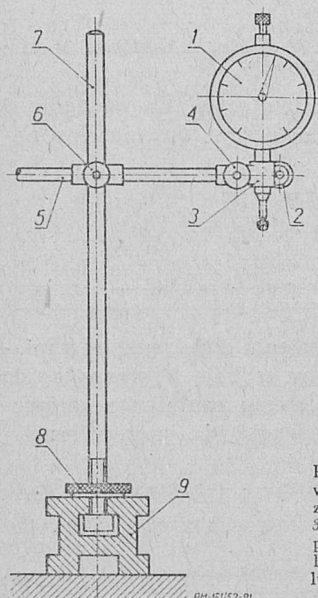
Dźwignia zapewniająca stałość nacisku mierniczego w czujniku zegarowym

Mgr inż. ALEKSANDER TOMASZEWSKI

Duży wpływ na dokładność pomiarów niektórych przyrządów mierniczych posiada sztywność ich konstrukcji. Ponieważ doskonała sztywność konstrukcji przyrządu mierniczego nie zawsze może być osiągnięta, konieczne jest zapewnienie stałości odkształceń pod wpływem nacisku mierniczego, względnie stałości tego nacisku.

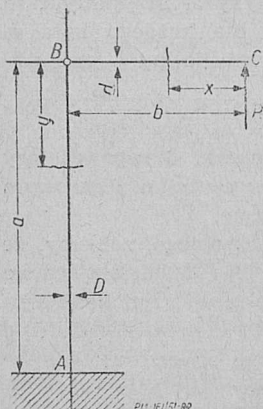
W artykule rozważono wpływ odkształceń statywu czujnika zegarowego na dokładność pomiarów. Podano analityczne podstawy konstrukcji dźwigni, przenoszącej siłę sprężyny na trzpień mierniczy, która ma zadanie zapewnić, w pewnym obszarze mierniczym, stały nacisk mierniczy.

Czujnik zegarowy, zwłaszcza przy sprawdzaniu obrabiarek, jest najczęściej mocowany na tak zwanym statywie uniwersalnym, którego widok jest pokazany na rys. 1.



Rys. 1. Czujnik zegarowy z uniwersalnym statywem: 1 — czujnik zegarowy, 2 — śruba zaciskowa, 3 — obsada czujnika, 4 i 6 — zaciski przegubowe, 5 — ramię, 7 — kolumna, 8 — krążek mocujący kolumnę, 9 — podstawa z rowkiem teowym.

Statyw ten może być rozważany jako tworząca kąt prosty belka ABC, zamocowana jednym z końców w podstawie i obciążona na drugim końcu pionową siłą P (rys. 2).



Rys. 2. Statyw uniwersalny do czujnika zegarowego, rozważany jako belka prostokątna ABC.

Pionowe przemieszczenie f końca C belki, w którym jest zamocowany czujnik zegarowy, otrzyma się różniczkując potencjalną energię U odkształcenia belki względem działającej w kierunku pionowym siły P , zgodnie z twierdzeniem Castigliano.

$$f = \frac{\partial U}{\partial P} = \int_0^a \frac{M_1}{EJ_a} dy \cdot \frac{\partial M_1}{\partial P} + \int_0^b \frac{M_2}{EJ_b} dx \cdot \frac{\partial M_2}{\partial P}$$

gdzie: M_1 — moment gnący na kolumnie AB, M_2 — moment gnący na ramieniu BC, E — moduł sprężystości materiału belki, J_a — moment bezwładności przekroju kolumny, J_b — moment bezwładności przekroju ramienia.

Przyjmując $M_1 = -Pb$ i $M_2 = -Px$, otrzymuje się:

$$f = \frac{1}{EJ_a} \int_0^a Pb^2 dy + \frac{1}{EJ_b} \int_0^b Px^2 dx = \frac{Pab^2}{EJ_a} + \frac{Pb^3}{3EJ_b}$$

Jeśli średnica kołowego przekroju kolumny AB wynosi D i średnica kołowego przekroju ramienia BC wynosi d , to

$$f = \frac{64 Pb^2}{\pi E} \left(\frac{a}{D^4} + \frac{1}{3} \cdot \frac{b}{d^4} \right) \dots \dots \dots [1]$$

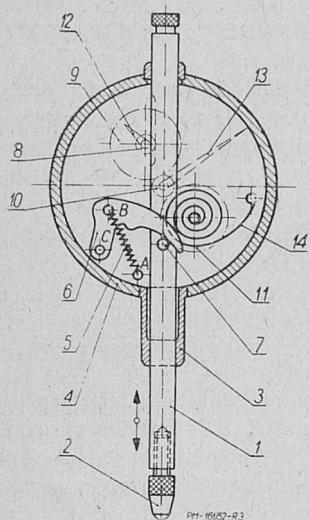
Zwykle w statywach uniwersalnych do czujników zegarowych $D = d = 9$ mm. Przyjmując ponadto dla stali $E = 2.10^4 \text{ kG/mm}^2$ oraz $a = 200$ mm i $b = 100$ mm, otrzymamy $f = 0,43$ mm/kG.

Zmiana nacisku mierniczego w czujniku zegarowym o 100 G wywołuje zatem, na skutek ugięcia statywu, przemieszczenie pionowe trzpienia mierniczego rzędu 0,043 mm. Błędy tej wielkości wobec wartości 0,01 mm działki elementarnej czujnika są bardzo duże i nie powinny być tolerowane. Nasuwa to konieczność rozważenia możliwości zwiększenia sztywności stosowanych do czujników zegarowych statywów oraz utrzymania możliwie stałego nacisku mierniczego w całym obszarze mierniczym samego czujnika.

Stały nacisk mierniczy w czujniku zegarowym zwykle uzyskuje się dzięki odpowiednio dobranemu kształtowi dźwigni, przenoszącej siłę sprężyny na trzpień mierniczy czujnika. Mechanizm tego rodzaju czujnika zegarowego jest pokazany na rys. 3.

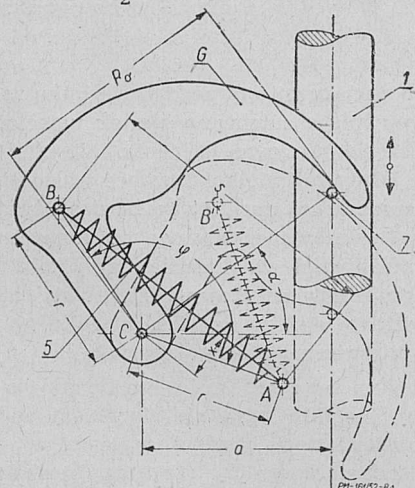
Przesuwany trzpień mierniczy 1 z wymienną końcówką 2 jest prowadzony w tulei 3, która jednocześnie służy do mocowania czujnika w uchwycie. Ruch posłowy trzpienia mierniczego przenosi się za pomocą wykonanej na nim zębatego koła zębatego 8, 9, 10 i 11. Mała wskazówka 12 jest osadzona na osi koła zębatego 8 bezpośrednio sprzężonego z zębátką trzpienia 1. Wskazówka duża 13 znajduje się na osi koła zębatego 10 i obraca się nad tarczą z podziałką o wartości działki elementarnej 0,01 mm. Mała wskazówka wskazuje pełne obroty wskazówki dużej, odpowiadające przesunięciom trzpienia mierniczego o całkowite mili-

metry. Koło zębate 11, znajdujące się pod działaniem spiralnej sprężyny 5, służy do usuwania martwych luzów w uzębieniach. Sprężyna 5, poprzez dźwignię 6



Rys. 3. Mechanizm czujnika zegarowego, 1 — przesuwny trzpień mierniczy, 2 — wymienna końcówka, 3 — tuleja, 4 — obudowa, 5 — sprężyna śrubowa, 6 — dźwignia, 7 — kołek, 8, 9, 10 i 11 — koła zębate, 12 — mała wskazówka, 13 — duża wskazówka, 14 — sprężyna spiralna.

zaś końcem w ruchomym punkcie B na dźwigni 6, obrotowej względem osi C. Długość s sprężyny 5 zależy od kąta φ rozwarcia ramion CA i CB, zależnego od położenia dźwigni. Zakładając, że $CA = CB = r$, mamy $s = 2r \sin \frac{\varphi}{2}$. Jeśli długość sprężyny 6 w sta-



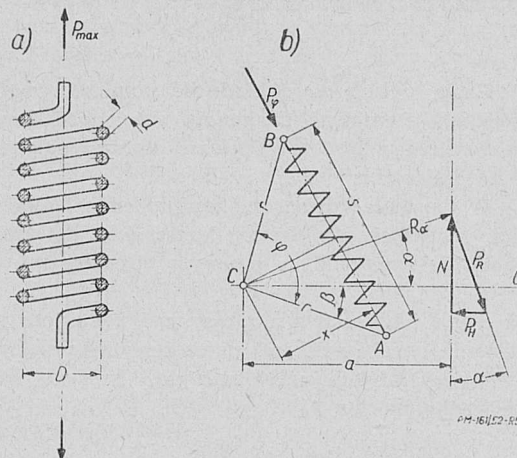
Rys. 4. Działanie dźwigni zapewniającej stały nacisk mierniczy w czujniku zegarowym: 1 — przesuwny trzpień mierniczy, 5 — sprężyna śrubowa, 6 — dźwignia, 7 — kołek.

nie nienapiętym oznaczmy przez s_0 , to jej siła w kierunku osiowym AB wyniesie $P_\varphi = A(s - s_0) = A(2r \sin \frac{\varphi}{2} - s_0)$, gdzie A jest stałą sprężyny określoną wzorem:

$$A = \frac{d^4 G}{8n D^3} \text{ kG/mm.} \quad [2]$$

We wzorze tym d (rys. 5a) oznacza średnicę drutu sprężyny 6, D — średnicę, wyznaczoną przez środki

jej przekrojów, n — liczbę zwojów i G — moduł na skręcanie, który w przypadku sprężyny stalowej można przyjąć jako równy 7500 kG/mm².



Rys. 5. a) Przekrój sprężyny śrubowej. b) Rozkład sił na dźwigni w czujniku zegarowym.

Równanie momentów działających na dźwignię 6 względem jej punktu C obrotu (rys. 5b) możemy napisać w postaci:

$$P_\varphi \cdot x = P_R \cdot R_\alpha,$$

lub

$$A \left(2r \sin \frac{\varphi}{2} - s_0 \right) r \cos \frac{\varphi}{2} = P_R \frac{a}{\cos \alpha}.$$

Siła P_R wywołuje na trzpieniu dwie reakcje, a mianowicie w kierunku osiowym reakcję N , równą co do wielkości naciskowi mierniczemu czujnika zegarowego i prostopadłą do niej reakcję P_H , przy czym:

$$N = P_R \cos \alpha = \frac{Ar}{a} \left(2r \sin \frac{\varphi}{2} - s_0 \right) \cos \frac{\varphi}{2} \cos^2 \alpha.$$

zatem

$$\cos^2 \alpha = \frac{Na}{Ar \left(r \sin \varphi - s_0 \cos \frac{\varphi}{2} \right)} \quad [3]$$

Wzór [3] podaje zależności kąta α , określającego ramię R_α dźwigni 6, od kąta φ rozwarcia, określającego stopień rozciągnięcia sprężyny 5. Przyjmując, że nacisk mierniczy N jest stały dla każdego kąta φ , możemy z otrzymanego wzoru określić kąt α oraz odpowiadający temu kątowi promień $R_\alpha = \frac{a}{\cos \alpha}$. Poz-

wała to wyznaczyć kształt krzywki 6 zapewniającej stałość nacisku mierniczego N w czujniku zegarowym w całym jego obszarze mierniczym.

Przechodząc do przykładu liczbowego, założmy, że największa siła poosiowa P_{max} (rys. 5), działająca na sprężynę, wynosi około 1 kG oraz wytrzymałość drutu sprężyny na skręcanie $k_s = 50 \text{ kG/mm}^2$. Średnicę d drutu sprężyny możemy obliczyć ze wzoru:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 DP_{max}}{\pi k_s}} \quad [4]$$

Przyjmując $D = 3 \text{ mm}$ otrzymamy $d \approx 0,5 \text{ mm}$. Przyjmując dalej liczbę zwojów sprężyny $n = 20$, otrzymamy ze wzoru [2] stałą sprężyny $A = 0,11 \text{ kG/mm}$.

Przy założeniu, że $r = s_o = 12$ mm, $a = 16$ mm i $N = 0,2$ kG, wzór [3] przybierze postać:

$$\cos^2 \alpha = \frac{0,2}{\sin \varphi - \cos \frac{\varphi}{2}} \quad [3a]$$

Początkowe napięcie sprężyny dla kąta $\alpha = 0$ możemy znaleźć, rozwiązując równanie:

$$1 = \frac{0,2}{\sin \varphi_o - \cos \frac{\varphi_o}{2}} \quad [3b]$$

Rozwiązanie równania [3b] daje $\varphi_o \approx 78^\circ$.

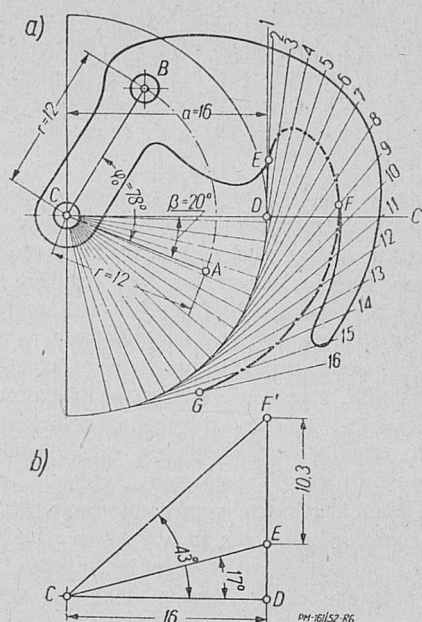
Konstrukcyjne związanie kątów φ i α wymaga przyjęcia dodatkowego kąta β , jaki tworzy ramię CA z poziomą osią CC (rys. 5b). Na rys. 6 przyjęto $\beta = 20^\circ$.

Tablica I podaje kąty α i promienie R_α obliczone dla niektórych interesujących nas kątów φ .

TABLICA I.

L.p.	φ	α	R_α	L.p.	φ	α	R_α
1.	78°	0°	16,0 mm	9.	115°	42°40'	21,8 mm
2.	80°	17°00'	16,8 „	10.	120°	42°20'	21,7 „
3.	85°	28°30'	18,2 „	11.	125°	41°30'	21,2 „
4.	90°	34°20'	19,4 „	12.	130°	40°20'	21,0 „
5.	95°	38°30'	20,2 „	13.	135°	38°20'	20,2 „
6.	100°	40°20'	21,0 „	14.	140°	35°30'	19,7 „
7.	105°	41°30'	21,4 „	15.	145°	31°00'	18,7 „
8.	110°	42°20'	21,7 „	16.	150°	24°20'	17,6 „

Na rys. 6a jest wykonany w powiększeniu wykres krzywki DEF'G według danych, jakie zawiera wyżej podana tablica. Wykres ten wykonany jest w ten sposób, że dookoła stałego punktu C obraca się promień $a = 16$ mm z początkowego położenia CD o kąty równe przyrostowi kąta φ . W każdym położeniu promienia z jego końca wystawia się prostopadłą i szuka



Rys. 6. a) Wykres krzywki dźwigni zapewniającej stały nacisk mierniczy w czujniku zegarowym. b) Przesuw osiowy trzpienia mierniczego czujnika, odpowiadający części CF krzywki.

jej punktu przecięcia z odpowiednim promieniem R_α , którego wartość podaje tablica I. Początkiem promieni R_α jest również stały punkt C. W ten sposób otrzymuje się szereg punktów D... E... F... G, które wyznaczają szukaną krzywą.

Na rys. 6 kolejne położenie prostopadłych oznaczono numerami zgodnymi z liczbami porządkowymi w tablicy.

W dźwigni jest wykorzystana część EF krzywki odpowiadająca zmienności kąta α od 17° do około 43° , co odpowiada osiowemu przemieszczeniu trzpienia mierniczego czujnika o około 10 mm, a więc obszarowi mierniczemu normalnego czujnika zegarowego.

Łożyskowanie nowoczesnych liczników energii elektrycznej

Dążeniem nowoczesnej budowy licznika energii elektrycznej, obok polepszenia jego technicznych właściwości mierniczych, jest zwiększenie okresu czasu, w którym może on pozostać w sieci bez kontroli, czyli jego trwałość.

W artykule omówiono konstrukcję łożysk licznika energii elektrycznej, obciążenia i momenty tarcia w łożyskach. Podano konstrukcję łożyska podwójnego oraz łożyska magnetycznego. W końcu artykułu podano wykres porównawczy dla omówionych typów łożysk.

1. Konstrukcja łożysk

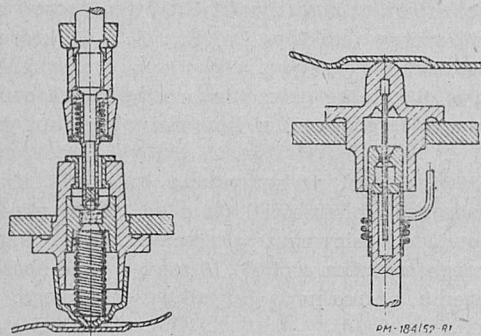
Licznik energii elektrycznej powinien jak najdłużej utrzymywać bez zmian nadaną mu przez wzorcowanie dokładność. Trwałość ta zależy od niezmienności konstrukcji licznika, stałości magnesów hamujących, a przy szczególnie małych obciążeniach od stałości tarcia w łożyskowaniu. Ponieważ w liczniku energii elektrycznej oprócz liczydła zużyciu podlegają jedynie łożyska, dlatego też zagadnieniu łożyskowania poświęca się wiele uwagi. Moment tarcia może być w pewnych granicach wyrównany przez moment dopełniający ze zwojnicy napięciowej. Dlatego też chodzi

nie tyle o zmniejszenie absolutnej wartości momentu tarcia, ile o utrzymanie jego stałości.

Największemu zużyciu podlega łożysko dolne przejmujące stosunkowo duży ciężar wirnika. Poza tym łożysko to przejmuje jeszcze inne siły, wynikające z zasady działania licznika. Siłę uzyskaną z mechanizmu napędzającego, styczną do tarczy, równoważy siła hamująca skierowana przeciwnie. Suma geometryczna tych sił działa na łożyska jako siła promieniowa. Siła ta wzrasta proporcjonalnie do obciążenia licznika i osiąga przy ograniczonej wielkości natężenia wartość od 6 do 12 G. Ponadto strumień napięciowy

i prądowy indukują w tarczy prądy, które współdziałają ze stałym strumieniem magnesu hamującego, wytwarzając siły zmieniające kierunek, z częstością odpowiadającą częstotliwości znamionowej. Siły te wywołują drgania wirnika, które są również przejmowane przez łożyska.

Łożysko górne przejmuje jedynie siły promieniowe. Dlatego też rozwiązuje się je przeważnie jako łożysko iglicowe sztywne. W korpusie łożyska, wkładanym lub przykręcanym do licznika, znajduje się stalowy pręt (igła) o średnicy $0,3 \div 0,5$ mm. Na igłę nałożona jest tulejka wraz z zamocowaną w niej płytką z brązu bądź z mosiądzu, w otworze której prowadzona jest igła. Często płytka prowadząca wykonana bywa z twardej tkaniny nasyczonej smarem; w tym przypadku odpada zbiorniczek na smar, dzięki czemu zmniejsza się niebezpieczeństwo wzrostu momentu tarcia na skutek stężenia smaru. Moment tarcia w łożysku górnym rośnie wraz ze wzrostem sił promieniowych czyli ze wzrostem obciążenia licznika. Na skutek nie dającego się osiągnąć idealnego wyważenia wirnika, w okresie rozruchu zachodzi tarcie początkowe, którego moment wynosi ok. $(1 \div 2) 10^{-3}$ Gcm. Opisana konstrukcja łożyska górnego przedstawiona na rys. 1 znana jest od wielu lat i odnośnie zużycia na skutek ścieralności okazała się zupełnie dobrą.



Rys. 1. Łożyska osi wirnika licznika energii elektrycznej prądu zmiennego.

Łożysko dolne przy większości liczników, jeszcze dziś składa się z wkładki szafirowej, wydrążonej w kształcie czaszy, na której porusza się stalowa kulka zamocowana do wału wirnika za pomocą odpowiedniej tulejki. Rzadziej stosuje się zakończony kulisto czop stalowy, ponieważ dokładne wykonanie i polerowanie hartowanej kulki z wysokowartościowej stali chromowej jest łatwiejsze. Kamień łożyskowy (szafir) osadzony jest w odpowiedniej oprawie zamocowanej sprężystości w korpusie łożyska, co zabezpiecza przed ewentualnymi uderzeniami i wstrząsami w czasie transportu.

Przedstawione na rys. 1 konstrukcje łożysk, dolnego i górnego są specjalnie dlatego godne uwagi, że nie są przykręcane, lecz wkładane do ramy licznika i zabezpieczone przez sprężyny. Ma to szczególne znaczenie przy naprawach licznika, oszczędzając kłopotliwego i wymagającego dużo czasu ustawiania.

2. Obciążenia i momenty tarcia

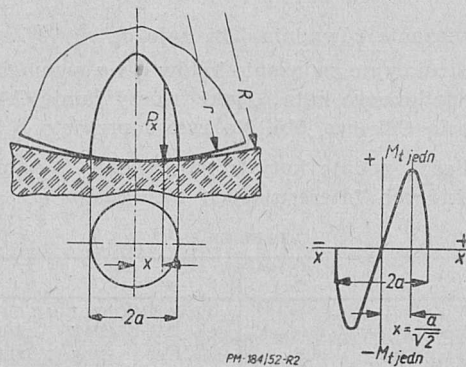
Na skutek sprężystości materiałów, kulka oraz wkładka szafirowa stykają się nie w punkcie, lecz na powierzchni koła. Nacisk jednostkowy na tę powierzchnię rozkłada się według elipsoidy obrotowej.

Dla promienia tego koła oraz dla maksymalnego nacisku jednostkowego p_{max} możemy napisać (rys. 2) zgodnie z wzorem Hertza:

$$a = \sqrt[3]{0,68 P \frac{Rr}{R-r} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}; \quad [1]$$

$$p_{max} = \frac{1,5 P}{\pi a^2}; \quad [2]$$

gdzie: P — ciężar wirnika, E_1 i E_2 — moduły sprężystości kulki i wkładki, R i r — promienie czaszy i kulki.



Rys. 2. Przebieg jednostkowego momentu tarcia w łożysku dolnym.

Moment tarcia powstający przy obrocie wirnika oblicza się z równania:

$$M_t = \frac{3}{16} \pi \mu P a; \quad [3]$$

przy czym μ oznacza współczynnik tarcia. Jeżeli podstawimy wartość na a z wzoru [1], otrzymujemy, że moment tarcia jest proporcjonalny do $P^{1/3}$. Zależność tę potwierdzają pomiary.

Całkowita praca tarcia jest proporcjonalna do momentu tarcia oraz ilości dokonanych obrotów wirnika. Miarą odporności na zużycie łożyska jest jednak nie całkowita praca tarcia, lecz największa jednostkowa praca tarcia występująca w pewnym punkcie płaszczyzny styku. Ponieważ praca jest proporcjonalna do jednostkowego momentu tarcia oraz ilości dokonanych obrotów wirnika, przeto ten moment jednostkowy może być uważany za miarę odporności łożyska na zużycie. W odległości x od osi symetrii łożyska moment ten wynosi (rys. 2):

$$M_{t \text{ jedn}} = \mu P x. \quad [4]$$

W odległości $\frac{a}{\sqrt{2}}$ od osi jednostkowy moment tarcia osiąga swą wartość maksymalną

$$M_{t \text{ jedn}} = \frac{1}{2} \mu P_{max} a \quad [5]$$

A więc największy jednostkowy moment tarcia, czyli również zużycie łożyska dolnego, są proporcjonalne nie tylko do maksymalnego nacisku jednostkowego, lecz również do promienia koła styku, co niejednokrotnie nie jest jasno uwypuklone. Można wprowadzić, przy powiększonym ciężarze wirnika, przez odpowiedni dobór promieni kulki i czaszy wartość maksymalnego nacisku jednostkowego utrzymać stałą, jednak przez zwiększenie promienia koła styku wzrasta maksymalny jednostkowy moment tarcia, co powoduje większe zużycie.

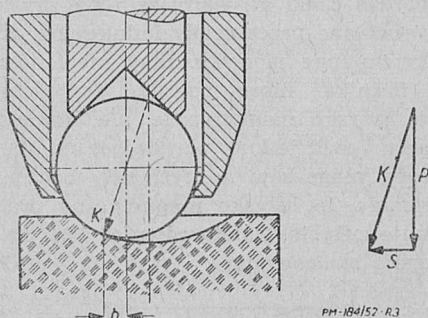
Na skutek działania siły promieniowej, na wirnik działa wypadkowa K ciężaru P oraz siły promieniowej S (rys. 3). Pod jej wpływem kulka przesuwana się z położenia środkowego w kierunku siły promieniowej do takiej pozycji, w której wypadkowa K będzie normalna w punkcie styku. Przyjmując $K \approx P$ można napisać, że całkowity moment tarcia wynosi w przybliżeniu:

$$M_t = \mu P b. \quad [6]$$

Przy wzroście obciążenia licznika wzrasta również ramię b siły tarcia, a zatem i całkowity moment tarcia. Część momentu tarcia wzrastająca liniowo wraz z obciążeniem licznika może być uwzględniona przy wzorcowaniu. Natomiast część, która odbiega od zależności liniowej daje, przy dużym momencie obrotowym, tylko nieznaczne błędy. Czyli miarą zużycia łożyska jest znowu wartość maksymalnego jednostkowego momentu tarcia wynikającego z siły promieniowej. Także ten moment zwiększa się ze wzrostem ramienia b

$$M_{t \text{ jedn}} = \mu P_{\max} b. \quad [7]$$

Kulka narażona jest na dość znacznej części powierzchni na zużycie. Wkładka łożyskowa natomiast przy stałym obciążeniu licznika narażona jest stałe w tym samym miejscu. Jednak wkładka dzięki swej twardości jest mniej narażona na zużycie niż kulka. Z doświadczenia wiadomo, że zużycie łożyska dolnego ma miejsce w pierwszym rzędzie z powodu wytarcia się kulki. Dopiero większe zużycie kulki powoduje wzrost tarcia i na skutek ściernego działania cząstek stali zaczyna się zużywanie wkładki łożyskowej.



Rys. 3. Wpływ siły promieniowej.

Przy nieruchomym wirniku, na skutek działania sił zmiennych wywołanych przez prądy indukcyjne, kulka przesuwa się po powierzchni czaszy tam i z powrotem. Droga przebyta w ten sposób przez kulkę zależy od wielkości sił zmiennych oraz ciężaru wirnika. W wielu przypadkach może być ona wielokrotnie większa od drogi przebytej przez kulkę przy ruchu wirnika. Czyli wynikające na skutek tych sił zużycie kulki musiałoby być dość znaczne, jakkolwiek praktyka nie wykazała tego. Prawdopodobnie, wskutek większej prędkości kulki warunki smarowania są korzystniejsze, dzięki czemu współczynnik tarcia poważnie się zmniejsza. Te przesunięcia kulki wpływają przy tym na zmniejszenie tarcia statycznego w chwili rozruchu.

Wartość dopuszczalnego jednostkowego momentu tarcia może być określona jedynie na podstawie starannych i długotrwałych prób. Przy promieniu kulki 0,6 mm i czaszy 1,2 mm, dopuszczalny jednostkowy na-

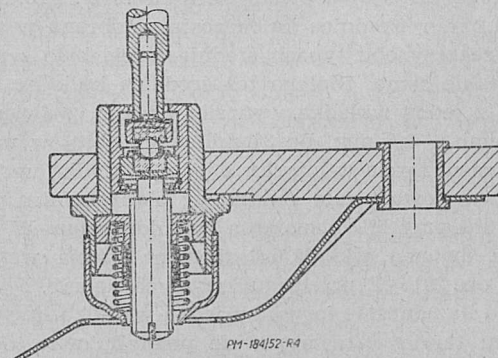
cisk wynosi około 100 kg/mm². Odpowiada to w przybliżeniu ciężarowi wirnika ok. 30 G. Przy tych wartościach po 50 milionach obrotów wirnika (co odpowiada mniej więcej okresowi eksploatacji licznika 20 lat), licznik wykazywał dodatkowe błędy około 3% przy obciążeniu równym 5% obciążenia znamionowego. Ponieważ wirniki liczników prądu zmiennego posiadają wirniki lżejsze niż 30 G, przeto dla nich opisane łożysko odpowiada wszelkim wymaganiom. Należy zaznaczyć, że nowoczesne liczniki o dużym stopniu przeciążalności posiadają ze względów metrologicznych obroty na jednostkę wielkości mierzonej mniejsze niż liczniki dawniejsze przeciążalne tylko do 125% obciążenia znamionowego i dlatego też zużycie ich łożysk jest mniejsze.

Warunkiem nienagannej pracy łożyska jest staranna obróbka najlepszych materiałów. Kulka oraz wkładka łożyskowa powinny być doskonale wypolerowane. Podczas produkcji należy je bieżąco sprawdzać ze względu na twardość, stopień wypolerowania oraz promienie zaokrąglenia. Nie należy do pomiarów wkładki używać przyrządów bezpośrednich, ponieważ łatwo można zarysować wypolerowaną powierzchnię. Stopień wypolerowania, jak wykazała praktyka, najlepiej sprawdzać mikroskopem, natomiast kształt czaszy optycznie za pomocą profilów. Aby przy pomiarach czasza we wkładce była lepiej widoczna, wkładkę zanurza się w cieczy o tym samym współczynniku załamania światła, np. dla szafiru w jodku metylu.

Bardzo ważne jest również, aby do smarowania używać dobrego oleju. Ponieważ jednak nawet najlepszy olej po dłuższym czasie tężeje, istnieje dążenie do budowy łożysk całkowicie bezolejowych, bądź stosowania oleju nie podlegającego starzeniu.

3. Łożysko z podwójną wkładką

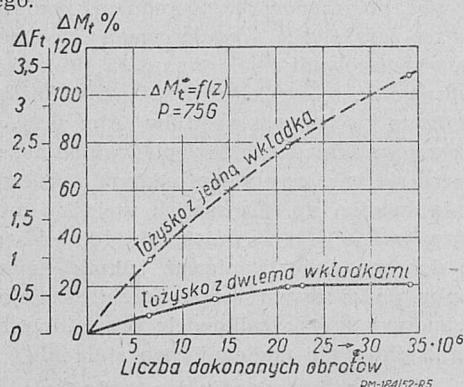
Przy ciężarze wirnika ponad 30 G, a więc przy licznikach prądu trójfazowego, trwałość łożyska dolnego jest znacznie mniejsza. W tym przypadku stosuje się z powodzeniem tzw. łożysko podwójne (rys. 4), które składa się z dwóch wkładek szafirowych, jednej osadzonej w korpusie łożyska i drugiej — na osi wirnika. Pomiędzy wkładkami znajduje się kulka stalowa. Do ustawienia łożyska przewidziana jest odpowiednia śruba regulująca.



Rys. 4. Łożysko z dwiema wkładkami.

Łożysko z dwiema wkładkami stanowi w pewnym stopniu połączenie łożyska ślizgowego z tocznym. Całkowity moment tarcia oraz zużycie są mniejsze niż w łożysku z jedną wkładką, a to z następujących powodów: w przypadku, gdy siły promieniowe są równe

zeru, teoretycznie biorąc, zachodzi tarcie poślizgowe. Jeżeli obie wkładki wykonane są z materiałów o tym samym współczynniku tarcia, wówczas kulka robi jeden obrót na dwa obroty wirnika. A więc już wskutek tego maksymalna jednostkowa praca tarcia będzie o połowę mniejsza, gdyż jest ona proporcjonalna do obrotów wirnika. To, że kulka jest ścierana w dwóch miejscach równocześnie nie ma znaczenia dla jej odporności na zużycie, ponieważ na skutek niedoskonałości powierzchni kulki zachodzi w czasie pracy jej obrót, czyli zużywa się na całej swej powierzchni w stosunkowo nieznaczny sposób. Wyjaśnia to poniekąd wyniki prób, które wykazały, że moment tarcia przy jednakowych kulkach i czaszach jest w łożysku o dwóch wkładkach o 20 do 30% mniejszy niż w łożysku o jednej wkładce. Dalsze zmniejszenie momentu tarcia wynika stąd, że przy nieznacznym nawet niewyważeniu wirnika oś jego odchyła się w czasie ruchu od położenia środkowego, czyli kulka toczy się wzdłuż pewnego okręgu koła. Współczynnik tarcia tocznego jest przy tym znacznie mniejszy od współczynnika tarcia ślizgowego.



Rys. 5. Wyniki badań łożyska z jedną i dwiema wkładkami.

Łożysko o dwóch wkładkach pracuje bez smarowania, jedynie kulkę powleka się lekko smarem dla zabezpieczenia przed korozją. W tym celu należy używać oleju mineralnego niestarejającego się.

Na wykresie rys. 5 zestawione są wyniki badań łożyska z dwiema wkładkami w porównaniu z łożyskiem z jedną wkładką. Wielkości momentów tarcia stanowią wartości średnie otrzymane z 6 liczników każdego typu, drogą pomiarów. Ciężar wirnika 75 G. Promień czaszy 1,2 mm. Średnica kulek została dobrana w ten sposób, że przy obu typach średnie tarcie było z początku takie same. Dlatego też średnica kulki w łożyskach z jedną wkładką wynosiła 1,2 mm, z dwiema wkładkami — 1,6 mm. Po 34 milionach obrotów wirnika moment tarcia w łożysku z jedną wkładką wzrósł o 110%, co powodowało dodatkowy błąd pomiaru ponad — 3% przy 5% obciążenia znamionowego. W łożysku z dwiema wkładkami moment tarcia wzrósł tylko o ok. 20%. Z przebiegu krzywych na rys. 5 widać, że o ile odnośnie łożyska z jedną wkładką krzywa momentu tarcia wzrasta prawie prostoliniowo, to w łożysku z dwiema wkładkami moment tarcia po początkowym wzroście, zbliża się asymptotycznie do pewnej stałej granicznej wartości. Można to wytłumaczyć w ten sposób, że początkowo, gdy kulka się jeszcze nie dotarła, współczynnik tarcia wzrastał, natomiast po dotarciu się kulki wartość współczynnika tarcia pozostaje stała mimo dalszego zużywania kulki.

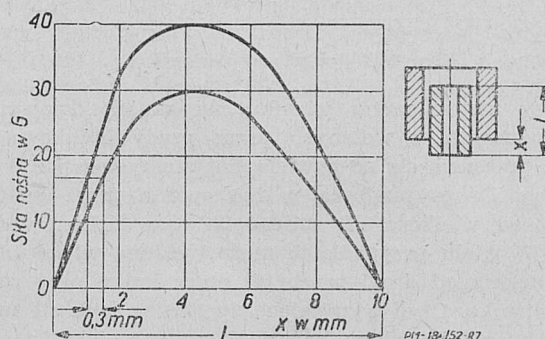
4. Łożysko magnetyczne

Przed pięćdziesięciu laty ogłoszono patent na magnetyczne odciążenie łożyska dolnego licznika, a nawet na całkowite magnetyczne zawieszenie wirnika. Na podstawie tego patentu został przed kilku laty opracowany przez General Electric licznik prądu zmiennego z wirnikiem zawieszonym magnetycznie (rys. 6). Zawieszenie składa się z magnesu zewnętrznego w kształcie tulejki, magnesowanej w kierunku osi wirnika i magnesu wewnętrznego, namagnesowanego przeciwnie.

Siły poprzeczne przejmują dwa łożyska iglicowe sztywne, z igłami przewodzącymi w samosmarujących, bezolejowych płytkach grafitowych. Magnesy nośne wykonane są ze stopu Cu-Ni-Co; remanencja stopu wynosi 4500 gausów, koercja 500 erstedów.

Wykres na rys. 7 przedstawia zależność siły nośnej łożyska od głębokości przesuwu magnesu wewnętrznego względem zewnętrznego.

Również przy tych łożyskach nie udało się całkowicie wyeliminować tarcia. Przeciwnie, pomiary wykazują, że tarcie początkowe w tych łożyskach jest większe niż w łożyskach normalnych. Poza tym łożysko jest bardzo czułe na wstrząsy i na siły zmiennie poziome, wywołane przez prądy indukcyjne, a zwłaszcza na siły zmiennie pionowe. Przy niepionowym zawieszeniu licznika może powstać dodatkowy błąd. Ostatecznie łożysko magnetyczne nie zmniejsza momentu tarcia. Jeżeli jednak powstające na skutek mimośrodowości magnesów nośnych siły boczne są dostatecznie małe, to łożysko magnetyczne praktycznie nie wykazuje zużycia. Zaletą również jest, że łożyska nie wymagają smarowania.

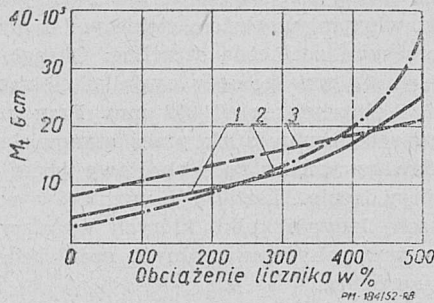


Rys. 7. Nośność łożyska magnetycznego.

Ogólnie można stwierdzić, że łożyska normalne przy lekkich wirnikach wykazują wysoką długotrwłość, wobec której korzyści techniczne, które dają łożyska magnetyczne nie są tak wielkie, aby upoważniały w każdym przypadku do ich stosowania. Mogą one jednak mieć pewne zastosowanie jeżeli chodzi o odciążenie łożysk dolnych w licznikach z wyjątkowo ciężkimi wirnikami.

5. Porównanie typów łożysk

Na wykresie rys. 8 przedstawiona jest zależność momentu tarcia omówionych typów łożysk od obciążenia licznika.



Rys. 8. Zależność momentu tarcia różnych typów łożysk od obciążenia licznika: 1 — łożysko z jedną wkładką, 2 — łożysko z dwiema wkładkami, 3 — łożysko magnetyczne.

Wartości momentu tarcia są podane dla łożysk z jedną i dwiema wkładkami, w tych samych licznikach o ciężarze wirnika 26 G. Również wymiary czasz i kulek były jednakowe. Z wykresu wynika, że tar-

cie w łożysku z dwiema wkładkami z początku jest o 25% mniejsze niż w łożysku z jedną wkładką. Przy większym obciążeniu tarcie rośnie na skutek większych wychyleń osi wirnika od położenia środkowego. Krzywa dla licznika z łożyskiem magnetycznym, uzyskana jest dla licznika typu J—50 (General Electric). Ciężar wirnika 17 G. Początkowo tarcie jest znacznie większe niż w łożyskach normalnych, jednak przy wzrastającym obciążeniu tarcie powiększa się nieznacznie.

Należy zauważyć, że oprócz tarcia w łożyskach zachodzi jeszcze tarcie w łożyskach mechanizmu liczącego. Moment tarcia stąd pochodzący jest tego samego rzędu co i w łożyskach wirnika i dlatego też nie należy go pomijać. Także i tutaj zastosowano szereg ulepszeń, np. przez zmniejszenie ciężaru rolek mechanizmu liczącego wykonywanych obecnie z aluminium, a nawet z masy plastycznej, przez ulepszenie łożyskowania oraz oszczędność oleju, do czego podstawowym warunkiem jest wykonywanie osi i wałów ze stali nierdzewnej.

W. K.

Wg artykułu „Lagerung in modernen Elektrizitätszählern” — Feinwerktechnik — nr 7/1952.

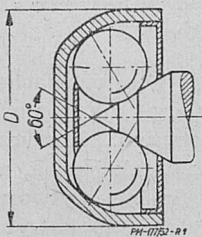
Precyzyjne łożyska kulkowe¹⁾

Małe wymiary mechanizmów drobnych (precyzyjnych), stanowiące m. in. ich cechą charakterystyczną wymagają specjalnej konstrukcji łożysk tocznych, różnej niż w ogólnej budowie maszyn.

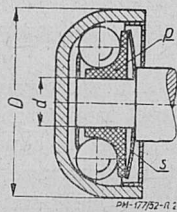
Poniżej opisane są typy łożysk stosowanych w mechanizmach drobnych, sposoby ich wykonywania oraz kontroli w czasie produkcji.

1. Rodzaje stosowanych łożysk

Jako jedno z pierwszych stosowane było łożysko dla czopa stożkowego o kącie wierzchołkowym 60° przedstawione na rys. 1. Łożyska takie osadzone są zwykle w śrubie, przez dokręcenie której można łatwo usunąć luz osiowy lub promieniowy.



Rys. 1. Łożyska kulkowe promieniowo-osiowe dla czopa stożkowego.

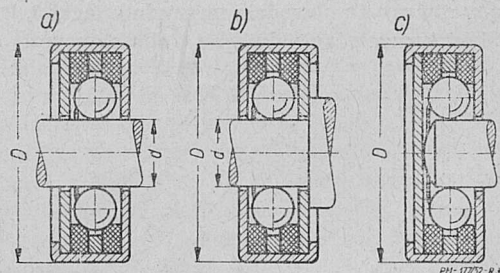


Rys. 2. Łożysko kulkowe promieniowe dla czopa cylindrycznego z pierścieniem i sprężyną talerzową do kasowania luzów osiowych.

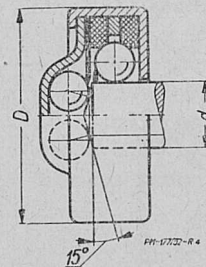
Ten sam typ przedstawia łożysko z pierścieniem wewnętrznym P (rys. 2) o średnicy $D = 4 \div 20$ mm. Łożysko to, w przypadku występowania osiowych obciążeń dynamicznych, otrzymuje dodatkowo sprężynę talerzową S, pod której naciskiem następuje przesunięcie pierścienia wewnętrznego i tym samym skasowanie luzu osiowego. Siłę nacisku sprężyny powinno się dobierać co najmniej trzy razy większą od największego nacisku osiowego.

Stosowane są również łożyska, których wewnętrzne części zabudowane są w stalowej osłonie, jak po-

kazano na rys. 3a, b, c. Wymiar d odpowiadający średnicy czopa może być regulowany przez dociśnięcie obu pierścieni wewnętrznych. Przy tych typach łożysk,



Rys. 3. Rodzaje łożysk promieniowych obudowanych.



Rys. 4. Łożysko promieniowo-osiowe obudowane w osłonie.

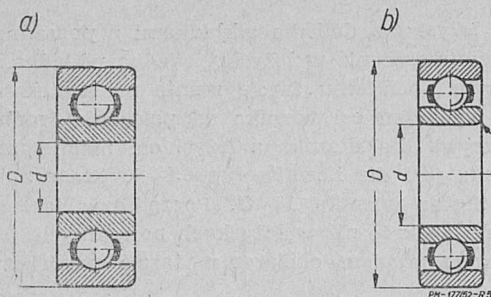
o średnicy zewnętrznej $D = 3 \div 12$ mm, czopy, łożysk powinny być utwardzane i polerowane.

W przypadku przenoszenia sił osiowych, łożyska z rys. 3 abc mogą być wykonane jako promieniowo-osiowe (rys. 4) i mogą wówczas przenosić nawet znaczne siły osiowe.

Opisane powyżej cztery typy łożysk nie są dostosowane do dużych obciążeń i obrotów wału powyżej 500/min.

Dla obrotów wyższych, do 20 000 obr/min stosuje się łożyska, które odpowiadają swojej budową i konstrukcją normalnym łożyskom, stosowanym przy budowie maszyn (rys. 5ab). Mogą one przenosić zarówno

¹⁾ Patrz również art. inż. K. Głębińskiego — Niektóre zagadnienia dotyczące lotniczych przyrządów żyroskopowych — tablica I, str. 450



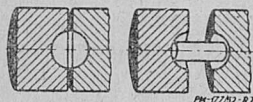
Rys. 5. Łożyska kulkowe promieniowe, szybkiebieżne; a — typu lekkiego, b — typu cięższego.

siły osiowe, jak i promieniowe. Wykonywane są w dwóch seriach; typu normalnego — rys. 5a, i typu lekkiego — rys. 5b.

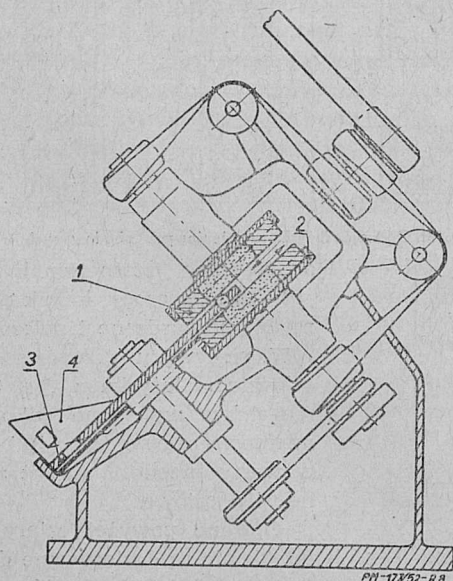
Specjalną grupę łożysk stanowią łożyska przeznaczone do pracy w powietrzu zanieczyszczonym kurzem i wilgocią. Przed dostępem pyłu do łożyska chroni przykrywa zabezpieczająca, przytrzymywana w rowku znajdującym się w pierścieniu zewnętrznym łożyska. W rowku pod pokrywką umieszczony jest pierścień uszczelniający, wykonany z materiału odpornego na działanie benzyny i oliwy. Przy montażu łożyska wprowadza się pod pokrywkę niewielką ilość smaru, wystarczającą dla smarowania kulek.

2. Wykonywanie precyzyjnych łożysk kulkowych

Kulki stosowane do opisanych poprzednio łożysk wykonywane są w ten sam sposób, jak kulki do łożysk normalnych. Z drutu stalowego, pociętego na kawałki odpowiedniej długości, wykonuje się w prasie kulki surowe (rys. 6), które następnie szlifowane są w specjalnej szlifierce, pokazanej na rys. 7. Kulki ze zbiornika podającego 4 wchodzi w otwory na obwodzie tarczy ładującej 3, która przechodzi pomiędzy dwiema obracającymi się



Rys. 6.



Rys. 7. Szlifierka do kulek.

w przeciwnych kierunkach ściernicami 1 i 2. Po szlifowaniu następuje docieranie kulek w urządzeniach działających na podobnej zasadzie jak opisana szlifierka.

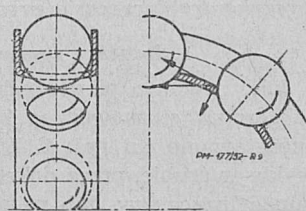
Tak obrabiane kulki przechodzą z kolei obróbkę cieplną, po której są ponownie szlifowane, aż do otrzymania odpowiedniej gładkości.

Badanie wielkości i kształtu kulek dokonuje się automatycznie przez przepuszczanie ich między dwoma liniami, ustawionymi względem siebie pod małym kątem i tworzącymi rozbieżną szczelinę. Okrągłość kulek sprawdza się przy pomocy czujnika elektronowego o działce elementarnej 0,0002 mm. Przy automatycznym przechodzeniu kulek przez stanowisko kontrolne, nadawany jest im ruch obrotowy, przez co następuje sprawdzenie kształtu i wymiarów w kilku płaszczyznach. Jedynie kulki, których wymiary znajdują się w pewnych dopuszczalnych granicach, uznane zostają za dobre.

Obróbka cieplna części łożysk jest przeprowadzana podobnie jak przy wyrobie wszystkich drobnych części. Twardość kulek i ich sprężystość jest badana przy ich spadaniu z określonej wysokości na stalowe kowadełko. Kulki o żądanej twardości i sprężystości odbijają się i trafiają do zbiorniczka. Kulki mało sprężyste lub pęknięte, pozostają na dole.

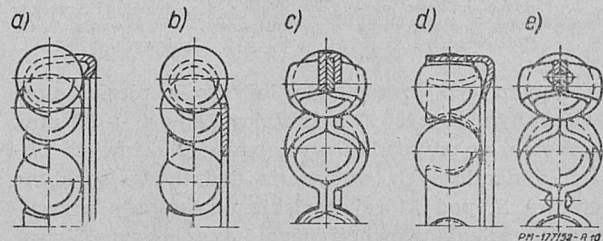
Średnicę wałeczków do łożysk wałeczkowych bada się przy pomocy czujników elektronowych, przy czym w zależności od średnicy, są one automatycznie segregowane do różnych przegródek.

Wykonanie pierścieni łożysk jest równie staranne, jak kulek. Po obtoczeniu na automatach, przechodzą szereg operacji, polegających na szlifowaniu ściernicami o różnych grubościach ziarna, aby z kolei przejść obróbkę cieplną. Szlifowanie wewnętrzne jest tutaj wykonywane jako czynność ostatnia, do której zakłada się pierścienie w uchwyty samocentrujące, o konstrukcji opartej na zasadzie działania przysłony aparatu fotograficznego.



Rys. 8. Koszyczek wykrawany z blachy.

Łożyska stosowane w drobnych konstrukcjach w większości zaopatrzone są w koszyczki, utrzymujące kulki w odpowiednich odstępach. Koszyczek powinien obejmować kulkę dokładnie, tak jednak, aby między koszyczkiem a kulką mogła się wytworzyć odpowiednia warstwa smaru. Dlatego to koszyczki

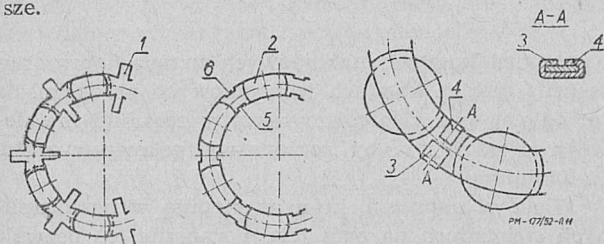


Rys. 9. Rodzaje koszyczków wytłaczanych z blachy.

łożysk, stosowanych w drobnych konstrukcjach, są wykonane ze stali ulepszonej cieplnie lub ze stopu o możliwie małej zawartości miedzi. Koszyczki wykonane z żywicy sztucznych z materiałem tekstylnym jako wypełniaczem nie nadają się do tego typu łożysk,

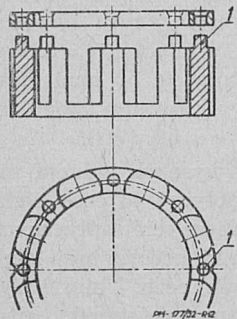
o ile są one szybkobieżne. Materiał ten ulega częściowo zwęgleniu, ponieważ w niektórych punktach łożyska temperatura nierzadko dochodzi do 150°C . W łożyskach małych wymiarów stosowane są koszyczki wykrawane z blachy, pokazane na rys. 8. Konstrukcja ta nie daje pewnego umocowania kulki i dlatego nie jest polecana.

W łożyskach promieniowych o pierścieniach wytłaczanych, stosuje się koszyczki, przedstawione na rys. 9 a i b, składające się z dwu połączonych ze sobą części. Jest to rozwiązanie najlepsze, jednak najdroższe.



Rys. 10. Koszyczek wytłaczany z dwóch części.

Koszyczek przedstawiony na rys. 10 stosowany jest do łożysk najmniejszych i to wyłącznie promieniowych. Główną jego zaletą jest lekkość przy stosunkowo dużej sztywności i dokładność, ponieważ połowki 1 i 2 koszyczka, wykonane z cienkiej blachy, ściśnięte są wypustami 3 i 4, które wchodzą w odpowiednie wycięcia 5 i 6 w części 2 koszyczka.



Rys. 11. Najczęściej stosowany koszyczek wałeczkowy.

W łożyskach wałeczkowych stosuje się koszyczki typu przedstawionego na rys. 11. Jeden z pierścieni oraz sworznie 1 wykonywane są z jednego kawałka i po osadzeniu rolek nitowane z pierścieniem drugim.

3. Badanie łożysk kulkowych

Moment tarcia łożyska mierzy się na przyrządach pokazanych na rys. 12. W przyrządzie tym, wewnątrz puszki pomiarowej, znajduje się turbinka powietrzna,



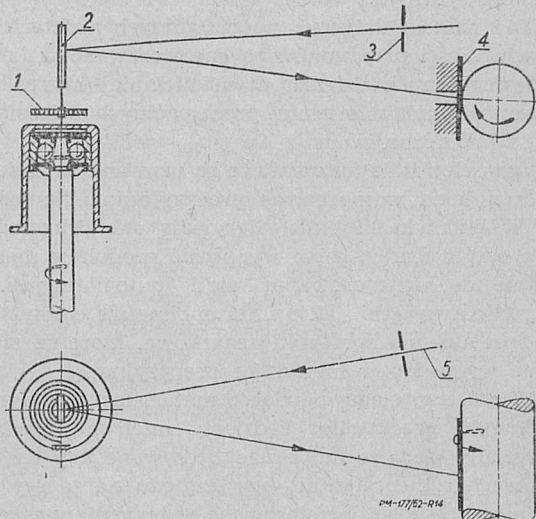
Rys. 12. Sprawdzenie momentu tarcia łożysk kulkowych.

której ilość obrotów może być regulowana przez dopuszczenie odpowiedniej ilości powietrza. Pierścień wewnętrzny łożyska jest tu napędzany, a na skutek

tarcia ruch przenosi się na pierścień zewnętrzny, aż do uzyskania równowagi.

Przy pomocy ciężarka, umocowanego mimośrodowo na wskazówce przyrządu, z jej wychylenia można na skali odczytać moment tarcia, w zależności od ilości obrotów.

W przypadku sprawdzania łożysk o dużej czułości pierścieniowi wewnętrznemu nadaje się obroty wolne ($2 \div 3$ min), a na skali umieszcza się mały magnes w miejscu maksymalnego dopuszczalnego momentu oporu. Jeżeli wskazówka dojdzie do tej wielkości i zatrzyma się, oznacza to, że łożysko należy odrzucić. W ten sposób nie trzeba badać całego przebiegu zmiany momentu, a jedynie niektóre punkty. W ten sposób mogą być łatwo wysortowane łożyska, których wielkość momentu oporu przekracza zadaną wartość.



Rys. 13. Przyrząd rejestrujący do pomiaru momentu tarcia łożysk kulkowych.

Przy łożyskach specjalnych stosuje się przyrząd rejestrujący, pokazany na rys. 13. Łożysko za pośrednictwem osi, na której jest osadzone, zostaje wprowadzone w obroty o znanej wielkości n . Na łożysko wciśnięta jest czapeczka, połączona z cechowaną sprężyną 1 i lusterkiem 2, na które pada wiązka światła przez szczelinę 3. Zmiana momentu tarcia może być obserwowana na matówce lub rejestrowana na przesuwającym się filmie 4.

W praktyce często się zdarza, że moment rozruchu łożyska ma mieć określoną wielkość. Dla określenia tego łożysko osadza się, jak poprzednio na sworzniu, a pierścień zewnętrzny łączy z turbiną, pracującą przy określonym ciśnieniu powietrza (kilku centymetrów słupa wody). Przy tym ciśnieniu łożysko musi się obrócić, przy czym jest ono kilkakrotnie uruchamiane z różnych położeń.

4. Badanie cichobieżności łożysk

Przy tej próbie łożysko jest uruchamiane, jak poprzednio przez turbinę, w osłonie której znajduje się mikrofon kontaktowy. Powstałe prądy są wzmacniane i przekazywane na miliamperomierz lub po wzmacnieniu na głośnik. Wartość dopuszczalną wytworzonego w czasie pracy hałasu przyjmuje się w zależności od przeznaczenia łożyska.

Na podstawie art. ing. R. Rother — Kleinstkugellager — Feinwerktechnik nr 2/1952: oprac. R. C.

ZAGADNIENIA TECHNOLOGICZNE

Materiały stosowane w mechanice precyzyjnej

Mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI

Artykuł podaje ogólną charakterystykę materiałów stosowanych w mechanice precyzyjnej i krótki przegląd najczęściej używanych lub też specjalnie ciekawych materiałów z podziałem na stale, stopy żelaza, metale nieżelazne i materiały niemetalowe.

Zestawienie to ma na celu zorientowanie czytelnika o charakterze i zakresie stosowania typowych materiałów mechaniki precyzyjnej.

Rozgraniczenie zakresów mechaniki precyzyjnej z jednej, a budowy maszyn i elektrotechniki z drugiej strony nie jest łatwe i pozostaje jeszcze ciągle zagadnieniem spornym.

To samo dotyczy poszczególnych materiałów. W większości przypadków są one stosowane w każdej z wymienionych dziedzin, tym niemniej zakres stosowania i znaczenie ich w poszczególnych dziedzinach mogą być różne.

Tak więc stale automatowe są używane w budowie maszyn jak i w mechanice precyzyjnej; o ile jednak np. w budowie silników odgrywają one drugorzędną rolę, o tyle trudno sobie wyobrazić produkcję maszyn do pisania bez stosowania stali automatowych. Są oczywiście wyjątki, jak np. termobimetały czy też stopy specjalne na sprężynki zegarkowe, które są stosowane wyłącznie w mechanice precyzyjnej.

W dalszym ciągu mówiąc o materiałach na wyroby mechaniki precyzyjnej będziemy mieli na myśli te materiały, które są najczęściej stosowane, czy też wybitnie charakterystyczne, bez względu na to czy i w jakim zakresie są one stosowane w budowie maszyn.

Charakterystyka ogólna

Wyroby mechaniki precyzyjnej odznaczają się szeregiem cech oddziałujących wybitnie na rodzaj stosowanych materiałów.

Cechami tymi są: niewielkie wymiary, często masowość wyrobu, małe występujące siły, precyzyjność wykonania, działanie nie tylko mechaniczne, ale często również elektryczne, magnetyczne, optyczne i akustyczne, wreszcie dobry wygląd zewnętrzny.

Małe wymiary wyrobów oddziałują na wymiary surowców, stwarzając nieraz dodatkowe zagadnienia, jako że trudności produkcyjne rosną nieproporcjonalnie ze zmniejszaniem wymiarów; jako przykład można przytoczyć miedziany drut nawojowy $\varnothing 0,04$ mm w podwójnym oprzędzie ze sztucznego jedwabiu, czy też folię aluminiową grubości 0,01 mm.

Na skutek drobnych wymiarów zużycie surowca jest małe, a tym samym koszt surowca w stosunku do innych kosztów wyrobu jest niewielki. Pozwala to nieraz stosować surowce kosztowne, które jednak opłacają się ze względu na swe własności specjalne lub ułatwienia produkcyjne, jakie dają ich zastosowanie.

Jeszcze większy wpływ ma masowość produkcji i częste stosowanie automatów. Materiały muszą być kalibrowane na dokładne wymiary o bezbłędnej powierzchni i dobrej obrabialności.

Masowość produkcji daje coraz większą przewagę materiałom produkowanym nowoczesnymi metodami

o wielkich kosztach nakładowych urządzeń oraz narzędzi i niskich kosztach jednostkowych produktu. Są to: odlewy pod ciśnieniem, wyroby ceramiki metalowej i wreszcie wyroby tłoczone wytryskowo (z cynku i aluminium).

Wielkość naprężeń, które występują w poszczególnych elementach na ogół jest nieznacząca, co pozwala stosować często materiały o mniejszej wytrzymałości, ale za to posiadające inne zalety, np. stale automatowe, brązy automatowe, wyroby ceramiki metalowej oraz masy plastyczne.

W stosunkowo nielicznych przypadkach, ze względu na małe dopuszczalne wymiary elementu, naprężenia te są bardzo duże i wówczas stosuje się materiały najwyższej klasy, jak np. w sprężynach napędowych mechanizmów zegarowych, w niektórych rodzajach łożysk itd. Materiały te różnią się od analogicznych materiałów budowy maszyn wysokim stopniem czystości i jednorodności.

Wielu materiałom stawia się wysokie wymagania nie spotykane w budowie maszyn; dotyczy to cech elektrycznych, magnetycznych, termicznych, optycznych i akustycznych. Wyroby mechaniki precyzyjnej łączą niekiedy wymagania szeregu tych cech. Jako przykład przytoczyć można współczesny projekcyjny aparat filmowy, który jednoczy w sobie osiągnięcia z zakresu mechaniki, elektrotechniki, optyki i akustyki.

Wyroby mechaniki precyzyjnej sprzed lat kilkudziesięciu różnią się od obecnych nie tylko konstrukcją, ale i doбором materiałów oraz wykończeniem powierzchniowym. Jako przykład przytoczyć można dawny miligalwanometr laboratoryjny lub mikroskop w obudowie z polerowanego mosiądzu, utrwalonego specjalnym lakierem i analogiczne wyroby obecne w obudowach wykańczanych na czarno, najczęściej ze stopów aluminium, stalowych lub z mas plastycznych.

Jako dalszy przykład służyć może nowoczesna oświetleniowa prądniczka rowerowa, której wielkość i wygląd zależne są od jakości materiału stosowanego na magnesy, materiału obudowy i sposobu wykańczania powierzchni.

Znaczne zastosowanie stali, aluminium i stopów aluminium zamiast miedzi i mosiądzu było możliwe dopiero po opracowaniu nowoczesnych metod wykańczania powierzchniowego, z których wymienić należy: fosfatyzację z jej różnymi odmianami dla stali, cynku i stopów cynku, metodę MBV, eloksalowanie i inne podobne dla stopów aluminium, lakierowanie piecowe lakierami błyszczącymi, matowymi i krystalicznymi (marszczonymi) wreszcie metody galwaniczne, jak niklowanie i chromowanie.

Zauważyć należy, że postęp i rozwój konstrukcji w mechanice precyzyjnej uzależniony jest od rozwoju wysokowartościowych materiałów i nowoczesnych metod wykańczania powierzchniowego w znacznie większym stopniu niż to ma miejsce w budowie maszyn.

Również masowa produkcja szeregu przyrządów, jak liczniki elektryczne, maszyny do pisania, odkurzacze i wiele innych, stała się możliwa dopiero po opracowaniu licznych specjalnych materiałów i nowoczesnych metod produkcyjnych zarówno w dziedzinie półfabrykatów (odlewy pod ciśnieniem, wyroby z mas plastycznych, wyroby ceramiki metalowej) jak i w dziedzinie wykańczania powierzchniowego.

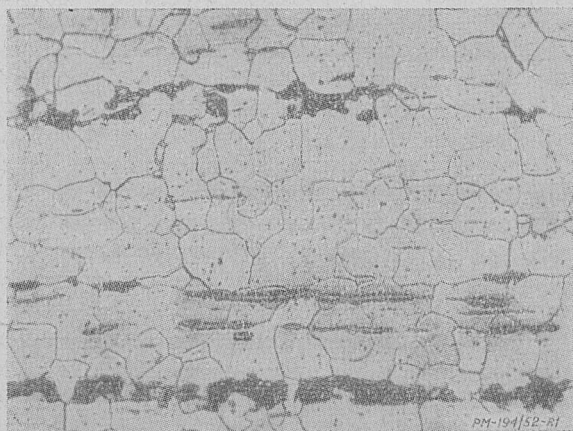
W dalszym ciągu artykułu omówione zostaną w krótkim zarysie materiały najczęściej stosowane w wyrobach mechaniki precyzyjnej czy też specjalnie dla nich charakterystyczne.

Stale i stopy żelaza

Masowa produkcja szeregu wyrobów mechaniki precyzyjnej, jak maszyn do pisania i do liczenia, maszyn do szycia itd. pociąga za sobą konieczność obróbki większości drobnych części na rozmaitych automatach. Stale miękkie, dające długi skręcający się wiór, obrabiają się na automatach źle, dają niezbyt czystą powierzchnię i trudno z nich wykonywać dokładne przedmioty na sprawdzian.

Obróbka części automatowych jest możliwa tylko przy zastosowaniu stali dających krótki, łamliwy, łatwo usuwalny wiór i powierzchnię gładką i błyszczącą.

Stale automatowe, które spełniają te warunki zawierają ok. 0,1 — 0,15% C (wyjątkowo do 0,35% C); jako składnik stopowy występuje w nich fosfor (0,05 — 0,15%) i siarka (0,15 — 0,30%). Zawartość siarki i fosforu sprzyja powstawaniu struktury pasemkowej, siarka tworzy ponadto z manganem kruche siarczki MnS (rys. 1), które rozsiane w materiale dają krótki łamliwy wiór. Zaletę okupuje się obniżonymi własnościami mechanicznymi; wobec niskich naprężeń występujących zazwyczaj w konstrukcjach mechaniki precyzyjnej jest to jednak w zupełności dopuszczalne i stale automatowe są obecnie podstawowym materiałem, bez którego niesposób sobie po prostu wyobrazić masowej produkcji szeregu wyrobów.



Rys. 1. Stal automatowa 0,1 — 0,15% C, pow. x 250.

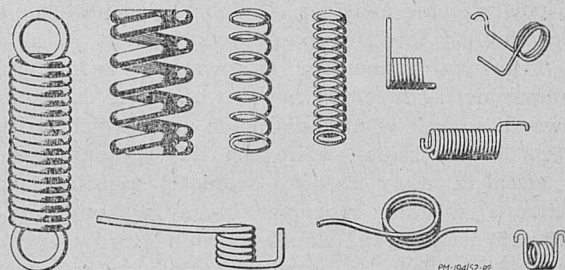
Stale automatowe nadają się do powierzchniowego utwardzania przez cyjanowanie kąpielowe lub gazowe

połączone z hartowaniem. Obie te metody pozwalają uzyskać jasną powierzchnię¹⁾.

Stale automatowe dostarczane są w stanie przeciąganym na zimno i kalibrowane na dokładny wymiar, często nawet szlifowane na szlifierkach bezkłowych, aby możliwie zmniejszyć ilość obróbki na automatach.

Na części bardziej odpowiedzialne, jak ośki, ślimaki, kółka zębate mechanizmów zegarowych itp. stosuje się niskostopową stal narzędziową tzw. *srebrzanke* (ok. 1,15% C i 1,0% W — wg PN cecha NW2). Jest ona również dostarczana w stanie ciągnionym na zimno i polerowanym. Używa się zazwyczaj w stanie obrabianym cieplnie.

Ośłony, pokrywki i różne drobne części tłoczone wykonuje się z *blachy stalowej do głębokiego tłoczenia*. Blacha taka powinna mieć drobnziarnistą strukturę, aby przy tłoczeniu nie dawała tzw. groszku. Wyżarzanie międzyoperacyjne, o ile zachodzi potrzeba, należy wykonywać w piecach zaopatrzonych w atmosferę ochronną. Ma to na celu utrzymanie jasnej powierzchni, a tym samym ułatwienie następnego uzyskania gładkich i dobrze przylegających powłok ochronnych niklowych, lakierowanych czy też fosforanowych z pokryciem lakierowanym.



Rys. 2. Przykłady sprężyn z drutu fortepianowego.

Sprężynki spiralne i kształtowe wszelkiego rodzaju (rys. 2) są pospolicie spotykanym elementem w konstrukcjach mechaniki precyzyjnej. Do wykonania ich służy tzw. *drut fortepianowy*. Jest to drut stalowy o zawartości ok. 0,9 — 1,0% C, otrzymywany z drutu o większej średnicy przez tzw. *patentowanie*²⁾ i przeciąganie na zimno.

Materiał wyjściowy posiada $R_p = 65 - 75 \text{ kg/mm}^2$, gotowy drut fortepianowy zależnie od średnicy $R_p = 180 - 280 \text{ kg/mm}^2$, przy czym im średnica mniejsza tym większe R_p . Drut fortepianowy odznacza się charakterystyczną włóknistą strukturą (rys. 3) widoczną nie tylko pod mikroskopem, ale i na przełomie; łamiąc się drut nie pęka w poprzek jak zwykły hartowany, lecz na ukos, przy czym często rozdzwaja się.

Sprężynki wykonywane w małych ilościach skręcane są na tokarce lub ręcznie, w dużych — na specjalnych automatach (np. „Wafios” lub „Sleeper and Hartley”).

¹⁾ W nowoczesnej obróbce cieplnej rozróżniamy powierzchnie: jasne — bez nalotu, z metalicznym połyskiem, czyste — na których dopuszczalne są naloty, ciemne — na których występuje zgorzelina. Odpowiednie grzanie, przy którym takie powierzchnie się otrzymują nazywamy grzaniem jasnym, czystym i ciemnym.

²⁾ *Patentowanie* jest to zabieg cieplny polegający na nagrzewaniu drutu stalowego do temperatury 850 — 900°C, wygrzaniu w tej temperaturze i bezpośrednim chłodzeniu zazwyczaj w stopionym ołowiu o temperaturze 400 — 500°C. Zabieg ten jest, ściśle biorąc, hartowaniem izotermicznym i ma na celu uzyskanie struktury dającej się dobrze przeciągać na zimno, a jednocześnie zapewniającej uzyskanie cech wytrzymałościowych nieosiągalnych przez samo przeciąganie na zimno. Patentowanie odbywa się zazwyczaj w urządzeniach o ruchu ciągłym.

Po uformowaniu sprężynki odpuszcza się w temperaturze 200 — 240°C, aby usunąć część naprężeń powstałych przy zwinianiu; odpuszczanie podwyższa również nieco R_t i Q drutu. Ostatnim zabiegiem jest tzw. prasowanie sprężyn³⁾.



Rys. 3. Mikrostruktura drutu fortepianowego, pow. x 500.

Drut fortepianowy dostarczany jest w stanie kalibrowanym o jasnej błyszczącej powierzchni. Ponieważ po zwinianiu poddaje się tylko odpuszczaniu w temperaturze żółtego nalotu, więc sprężyny mają błyszczącą powierzchnię nadającą się dobrze pod następne niklowanie czy też inny sposób wykańczania.

Typowym elementem stosowanym w mechanice precyzyjnej są sprężyny napędowe służące do akumulowania energii w mechanizmach zegarowych, w maszynach do pisania, patefonach itd. Wykonywane są w kształcie taśmy stalowej zwiniętej spiralnie i zaopatrzonych w uszka mocujące. Taśmy wykonywane są ze stali węglowych, stopowych lub stopów specjalnych. Ze względu na pożądane małe wymiary wymagania stawiane sprężynom są bardzo wysokie: R_t powinno wynosić 180 — 260 kG/mm² ($H_B = 510 — 640$ kG/mm², $H_{RC} = 52 — 62$) zależnie od grubości taśmy. Im cieńsza taśma tym większe R_t , np. dla zegarków kieszonkowych (taśma 0,1 mm) $R_t \approx$ ok. 260 kG/mm².

Tak wysokie własności wytrzymałościowe uzyskuje się przez dobór odpowiedniego materiału oraz odpowiednią obróbkę cieplną i mechaniczną.

Najczęściej stosowanym materiałem są obecnie *stale stopowe krzemowo-chromowe* (0,45 — 0,75% C, 1,0 — 2,0% Si, 0,35 — 1,00% Cr, 0,40 — 0,55% Mn), które odznaczają się dobrymi własnościami sprężystymi, dużą odpornością na pęknięcie zmęczeniowe i dość szerokim zakresem hartowania. *Stale węglowe* o odpowiednim stopniu czystości są trudniejsze do wytworzenia i do obróbki cieplnej — stosowane są tylko na sprężyny zegarkowe. Wreszcie na sprężyny droższych zegarków stosuje się stopy specjalne, jak „Elgiloy” i „Contracid”⁴⁾.

Obróbka mechaniczna polega na wielokrotnym walcowaniu na zimno połączonym z odpowiednim wyżarzeniem i ma na celu otrzymanie w strukturze drobnego cementytu kulkowego.

Obróbka cieplna taśmy odbywa się w sposób ciągły i polega na przesuwaniu taśmy przez piec prze-

lotowe zaopatrzone w atmosferę ochronną. Powierzchnia taśmy nie powinna się utleniać, odwęgląć ani nawęgląć. Zarówno warstwa odwęglona jak i nawęglona zmniejsza wybitnie odporność sprężyn na pęknięcia zmęczeniowe. Chłodzenie celem hartowania odbywa się zazwyczaj między dwoma płytami metalowymi chłodzonymi intensywnie od wewnątrz wodą. Chłodzenie takie zapobiega jednocześnie odkształceniom hartowniczym (wichrowanie i krzywienie się taśmy). Bezpośrednio po hartowaniu taśma podlega odpuszczeniu również w piecu przelotowym z chłodzeniem między płytami, aby uniknąć utleniania powierzchni. Następnym zabiegiem jest szlifowanie i polerowanie mające na celu usunięcie warstwy metalu, która mogła być odwęglona lub nawęglona oraz wszelkiego rodzaju nierówności i uszkodzeń. Gładkość powierzchni zwiększa znacznie trwałość sprężyny oraz zmniejsza tarcie między zwojami.

Zabiegiem ostatnim jest napuszczanie na kolor złoty lub na niebieski. Cieniutka i bardzo ścisła warstwa tlenków powstająca przy tym zwiększa odporność na korozję, a także odgrywa rolę zabiegu kosmetycznego⁵⁾.

Elementem spotykanym w wielu konstrukcjach mechaniki precyzyjnej są magnesy trwałe (np. w licznikach elektrycznych i innych aparatach pomiarowych, urządzeniach do sortowania, małych prądniczkach, głośnikach itd.).

Zależnie od stopnia stawianych wymagań (wymiały, rodzaj pracy) stosuje się *szereg stali specjalnych* zaczawszy od niskostopowych chromowych (1,0 — 1,2% C, 2 — 5% Cr; siła koercji $H_K = 50 — 70$ oersted) i kończąc na wysokostopowych kobaltowo-wolframowych (np. stal „KS” o zawartości 0,8 — 1,0% C, 5 — 9% W, 1,5 — 3,0% Cr, 30 — 40% Co, 0 — 4,5% Mo; siła koercji $H_K = 170 — 200$ oersted), które odznaczają się wysoką koercją i nadają się na magnesy o krótkich ramionach i szerokich rozwartościach. Stale na magnesy używa się w stanie obrabianym cieplnie; obróbka cieplna jest zazwyczaj dość skomplikowana.

Pod względem wartości magnetycznych przewyższają je jeszcze *stopy żelazo-glinowo-niklowe* zawierające niekiedy jeszcze kobalt (np. „Alni” o zawartości 24 — 32% Ni, 12 — 15% Al, reszta Fe; siła koercji $H_K = 450 — 550$ oersted lub „Alnico 12” o zawartości 18% Ni, 6% Al, 35% Co, 8% Ti, reszta Fe; siła koercji $H_K = 800 — 900$ oersted). Są one stosowane na bardzo silne magnesy o małych wymiarach, np. w przyrządach pomiarowych.

Elementy termobimetaliczne stosowane są wyłącznie w konstrukcjach mechaniki precyzyjnej jak: automatyczne regulatory temperatury przy piecach wszelkiego rodzaju, grzałkach, bezpiecznikach, urządzenia kompensacyjne przy miligalwanometrach do pomiaru temperatury itd.

Używane do ich wyrobu *termobimetały* składają się ze spojonych ze sobą: metalu pasywnego o możliwie niskim i metalu aktywnego o możliwie wysokim współczynniku rozszerzalności liniowej. Elementy termobimetaliczne mają zazwyczaj postać płytek lub spira-

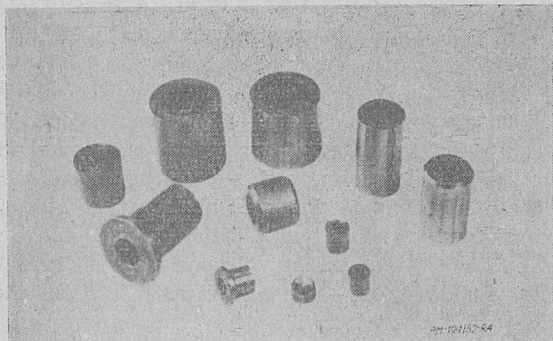
³⁾ Bliższe szczegóły patrz artykuł inż. P. Kosicradzkiego „Obróbka cieplna drutu fortepianowego” Mechanik 1949, Zesz. 12.

⁴⁾ Skład chemiczny „Elgiloy” — 40% Co, 20% Cr, 15,5% Ni, 15% Fe, 7% Mo, 0,15% C, 0,03% Be, 2,0% Mn.

„Contracid” — 60% Ni, 15% Cr, 7% Mo, reszta Fe i małe dodatki Mn i Si.

⁵⁾ Bliższe szczegóły i spis literatury podaje artykuł inż. Z. Przyłęckiego „Uwagi na temat technologii sprężyny napędowej” Przegląd Mechaniczny, 1951, Zesz. 4.

lek zamocowanych z jednej strony. Pod wpływem zmian temperatury metal czynny rozszerza się lub kurczy znacznie więcej niż metal pasywny i powoduje odginanie płytki lub rozwijanie i skręcanie spiralki.



Rys. 4. Przykłady spiekanych łożysk samosmarujących.

Jako metal pasywny stosuje się z reguły stop żelazo-niklowy typu Inwar o zawartości 35 — 40% Ni, reszta Fe, odznaczający się bardzo niskim współczynnikiem rozszerzalności liniowej $\alpha = (1 \text{ do } 2) \cdot 10^{-6}$. Jako metal aktywny stosuje się zazwyczaj niklowo-chromowe stale niemagnetyczne (austenityczne) np. 22 — 25% Ni, 2 — 3% Cr lub 18 — 19% Ni, 11 — 12% Cr, posiadające wysoki współczynnik rozszerzalności liniowej $\alpha = 18 \cdot 10^{-6}$. Stosowany dawniej często jako metal aktywny, mosiądz wychodzi obecnie z użycia. Taśmy termobimetaliczne wykonuje się metodą walcowania na gorąco i wyżarzania w atmosferze ochronnej.

Ostatnim zastosowaniem stopów żelaza, które wymienimy to *spiekane wyroby masowe ze stali*, a w szczególności łożyska porowate. Charakter pracy łożysk ślizgowych w konstrukcjach mechaniki precyzyjnej jest inny niż w konstrukcjach budowy maszyn. Naciski jednostkowe i szybkość poślizgu są znacznie mniejsze, natomiast wymagane jest zazwyczaj aby łożyska mogły pracować w niekorzystnych warunkach i zazwyczaj bez smarowania, ponieważ ze względu na małe wymiary niemożliwe jest zastosowanie urządzeń smarujących.

Doprowadziło to do łożysk samosmarujących. Początkowe próby stosowania łożysk zaopatrzonych na powierzchniach ślizgowych w specjalne wgłębienia napełnione grafitem jako środkiem smarującym nie dały zadowalających wyników.

Idealne rozwiązanie uzyskano, gdy udało się wykonać *spiekane łożyska samosmarujące na drodze metalurgii proszków* (rys. 4). łożyska te posiadają liczne drob-

niutkie pory połączone z sobą włoskowatymi kanałkami, których objętość wynosi przynajmniej 25—30% objętości całego łożyska (rys. 5). Pory te nasycy się wysokogatunkowym olejem, który następnie w czasie pracy spływa stopniowo i smaruje powierzchnie ślizgowe. Zapas taki, praktycznie biorąc, wystarcza na cały czas pracy łożyska.

Łożyska wykonywane są z proszku żelaznego i grafitu (2 — 4%). Stosowane są również łożyska porowate brązowe i brązowo-grafitowe o składzie 6 — 12% Sn, 0 — 6% grafitu, reszta — miedź.

Porowate łożyska samosmarujące stosuje się w zegarach, odkurzacach, patefonach itd.

Oprócz łożysk ze stali spiekanych wykonuje się drobne kółka zębate (zwłaszcza do pomp olejowych), części maszyn do pisania i liczenia itp.⁶⁾.

Metale nieżelazne

Miedź, aluminium, cynk, cyna, magnez i ich stopy stosowane są w wyrobach mechaniki precyzyjnej w takiej samej postaci i w podobnym zakresie jak w budowie maszyn. Pewną różnicę stanowi większy udział w wyrobach mechaniki precyzyjnej odlewów pod ciśnieniem, zwłaszcza ze stopów aluminium i cynku.

Natomiast czysty nikiel i stopy niklu, wolfram, molibden i metale szlachetne są używane dla różnych zastosowań specjalnych tylko w mechanice precyzyjnej.

Stopy miedzi (mosiądz i brąz) są stosowane obecnie w mniejszym zakresie nie tylko ze względu na to, że miedź i cyna są powszechnie deficytowymi metalami, ale i dlatego, że są one zastępowane przez inne materiały nadające się niejednokrotnie lepiej do danego celu. Z częściej używanych stopów miedzi przytoczyć należy w pierwszym rzędzie mosiądże automatowe.

Mosiądze automatowe⁷⁾: M58 (56,5 — 59,5% Cu, 1,0 — 3,0% Pb, reszta Zn; $R_r = 35 \text{ kG/mm}^2$, $A_{10} = 15\%$) lub M59 (57 — 61% Cu, 0,8 — 1,9% Pb, reszta Zn) są to materiały analogiczne pod względem obróbkowym do stali automatowych. Ołów nie wchodzący w roztwór stały odgrywa taką samą rolę jak w stali automatowej siarczki manganu — powoduje, że wiór jest krótki i łamliwy, powierzchnia obrabiana gładka i błyszcząca, a narzędzia nie zapychają się wiórami.

Mosiądz M59 pod postacią blach walcowanych na zimno (sprężysty o $R_r = 60 \text{ kG/mm}^2$, $A_{10} = 4\%$) stosowany jest na sprężyny i na niektóre części zegarowe; pod postacią drutów i prętów przeciąganych na zimno (półtwardy i twardy o $R_r = 45 — 50 \text{ kG/mm}^2$, $A_{10} = 10 — 15\%$) stosowany jest na kółka zębate zegarowe.

Jako materiał do głębokiego tłoczenia stosuje się mosiądz M63 (62 — 64% Cu, reszta Zn; w stanie wyżarzonym $R_r = 29$, $A_{10} = 45\%$) lub M063 z domieszką ołowiu (62 — 64% Cu, 1,0 — 2,0% Pb, reszta Zn; półtwardy posiada $R_r = 40 \text{ kG/mm}^2$, $A_{10} = 20\%$) gorzej tłoczący się, ale za to lepiej skrawalny.

⁶⁾ Bliższe szczegóły dotyczące porowatych łożysk ślizgowych i wyrobów masowych ze stali spiekanych podają artykuły: Inż. B. Zacharzewski „Wyroby masowe ze stali spiekanej” Mechanik 1951, Zesz. 6 i 7—8.
Inż. H. Bobowicz „Łożyska porowate otrzymywane metodą ceramiki metalowej”, Przegląd Mechaniczny 1951, Zesz. 12.
Inż. W. Cegielski „Spiekane łożyska porowate samosmarujące” Mechanik 1952, Zesz. 2.

Z ostatniego wymienionego artykułu zostały zapożyczone rys. 4 i 5.
⁷⁾ Oznaczenia wg normy PN/H-87025 projekt.



Rys. 5. Spiekane łożysko samosmarujące i probówka zawierająca olej, który może się pomieścić w jego porach.

Brązy głównie cynowe (6 — 8% Sn) używane są pod postacią prętów, drutu i blachy. Pręty służą do wyrobu walców sterujących, ślimaków, tulejek łożyskowych itp. Drut przeciągany na zimno o $R_p = 70$ — 110 kG/mm² służy do wyrobu sprężyn odpornych na korozję. Z blachy i taśm o $R_p = 65$ — 70 kG/mm² wykonuje się części przełączników, sprężyny kontaktowe itd.

Brązy aluminiczne (brązale) posiadają po zgnieceniu również dobre własności sprężyste, nie są jednak stosowane, ponieważ są znacznie trudniejsze do lutowania miękkiego.

Brąz berylowy (2,0 — 2,5% Be, reszta Cu) po przesyleniu i starzeniu⁸⁾ wykazuje $R_p = \text{ok. } 130 \text{ kG/mm}^2$, $H_B = 300$ — 450 kG/mm²; stosuje się na łożyska w elektrycznych przyrządach pomiarowych i na sprężyny, od których wymaga się dużej sprężystości i odporności na zmęczenie.

Stopy cynku z aluminium i miedzią typu ZnAl⁹⁾ (3,5 — 4,3% Al, max. 0,003; 0,75 — 1,25 lub 2,5 — 3,5% Cu zależnie od rodzaju stopu; 0,02 — 0,08% Mg) są używane pod postacią odlewów pod ciśnieniem na dźwigniki, wsporniki, części liczydeł i różne drobne części. Odlewy takie są tanie i dobrze skrawalne. Cechą ujemną jest mała odporność na korozję (działanie wilgoci), zwłaszcza gdy stop zawiera większą ilość zanieczyszczeń (ilość zanieczyszczeń nie powinna przekraczać 0,008%).

Stopy cyny o dużej zawartości cyny stosowane są również pod postacią odlewów pod ciśnieniem na benki cyfrowe i inne części gazomierzy, wodomierzy i innych aparatów pomiarowych. Stopy te posiadają dobre własności ślizgowe, doskonale wypełniają formy nawet o zawiłych kształtach, dzięki czemu odlewy odznaczają się bardzo dużą dokładnością i dobrą jakością powierzchni. Poza tym powodują one małe zużycie formy odlewniczej, wytrzymując przy niewielkich remontach do miliona odlewów. Wysoka cena i deficytowość cyny spowodowały, że zaczęto stosować z mniejszym lub większym powodzeniem materiały zastępcze, jak stopy cynku typu ZnAl, stopy aluminium i masy plastyczne¹⁰⁾.

Bardzo dużą rolę w mechanice precyzyjnej odgrywają stopy cyny z ołowiem służące jako *lutowia*. Najczęściej używany jest stop o zawartości orientacyjnie 50% Sn i 50% Pb (Sp 50-A lub Sp 50-B wg PN/H-87100 z 1950 r.), rzadziej o zawartości 63 — 64% Sn, reszta Pb (Sp 63-A, Sp 63-B).

Aluminium i stopy aluminium. Aluminium w prętach stosuje się rzadko ze względu na złą skrawalność, natomiast często pod postacią blach i taśm z jasną gładką powierzchnią. Miękką blachę służy do wytłaczania obudów, osłon ekranujących; miękka folia do wyrobu kondensatorów; twarda blacha i taśma na

plyty montażowe radioaparatów i na różne części wycinane i wyginane.

Stopy aluminiczne rozpowszechniają się coraz więcej i wypierają w wielu zastosowaniach mosiądze i brązy. Największe znaczenie osiągnęły pod postacią odlewów pod ciśnieniem. Stosowane są najczęściej stopy aluminowo-krzemowe¹¹⁾ typu LA2A i LA2B (8 — 10% Si), aluminowo-magnezowe typu LA8 (9,5 — 11,6% Mg), aluminowo-magnezowe typu LA6 (0,8 — 1,3% Si, 4,5 — 5,5% Mg, 0,1 — 0,4% Mn) i inne. R_p tych stopów wynosi 18 — 20 kG/mm². Stosują się one również na odlewy kokilowe i piaskowe większych osłon, korpusów, płyt montażowych itd.

Stopy aluminiczne do przeróbki plastycznej stosują się najczęściej pod postacią blach do głębokiego tłoczenia. Duże rozpowszechnienie posiada stop typu PA2 (2,0 — 2,8% Mg, 0,2 — 0,4% Mn, reszta Al) posiadający bardzo dobre własności plastyczne, odporny na korozję i dobrze polerujący się. Pod postacią prętów stosują się rzadziej ze względu na gorszą obrabialność i trudności z lutowaniem. Stosują się zasadniczo tam, gdzie czyste aluminium ze względu na małą wytrzymałość i sztywność nie wystarcza.

Nikiel i stopy niklu. Nikiel w stanie czystym jest metalem stosowanym wyłącznie w mechanice precyzyjnej. Wykonuje się z niego elektrody i inne części wewnętrzne lamp radiowych oraz elektrody, między którymi ma miejsce przeskakanie iskier.

Ze stopów niklu¹²⁾ tzw. *nikiel manganowy* NM5 (4,6 — 5,4% Mn, reszta Ni) znajduje zastosowanie również w lampach radiowych.

Nowe srebro, stop miedzi, niklu i cynku — NS20, NS18, NS12, NS11 (9 — 20% Ni, 15 — 43% Zn, reszta Cu) stosuje się na części trące się aparatów oraz pod postacią sprężystych taśm i blach ($R_p = 65$ — 70 kG/mm²) do wyrobu sprężyn przełączników i wyłączników.

Stop niklu z żelazem (42 — 44% Ni) tzw. *platynit* posiada współczynnik rozszerzalności liniowej równy szkłu normalnemu. Stosuje się na przewody wtapiane w szkło przy produkcji żarówek.

Wolfram, molibden i tantal stosują się do produkcji żarówek oświetleniowych, lamp radiowych odbiorczych i nadawczych oraz lamp rentgenowskich. Z najbardziej wytrzymałego na temperaturę wolframu wykonuje się włókna żarzące, z molibdenu (a w lampach nadawczych z tantalu) — druty podtrzymujące, haczyki i uszka.

Metale szlachetne znajdują zastosowanie w dziedzinie kontaktów, styki których muszą być odporne na wypalanie i utlenianie. Metalem najbardziej nadającym się do tego celu jest platyna albo stop platyny z irydem. Ze względu na wysoki koszt stosuje się zamiast platyny: wolfram, molibden i wreszcie srebro albo twardsze i bardziej odporne na korozję stopy srebra z palladem lub ze złotem. Metale te nakłada się jako cienką warstwę platerującą na pokład z miedzi, mosiądzu lub stali albo pod postacią małych nici.

Materiały niemetalowe

Oprócz materiałów metalowych mechanika precyzyjna stosuje wielką ilość materiałów niemetalowych, które można zestawić w kilka grup. Są to: szkła

⁸⁾ Przesylenie (odpowiednik hartowania) ma na celu zatrzymanie w temperaturze otoczenia, w stanie równowagi niestajęcej, roztworu stałego, pozostającego w równowadze trwałej tylko w podwyższonej temperaturze; stop przesycony nie zmienia lub zmienia tylko nieznacznie twardość i inne własności mechaniczne.

⁹⁾ Starzenie (odpowiednik odpuszczania) ma na celu wydzielenie w odpowiednim stopniu dyspersji składnika znajdującego się w roztworze stałym przesyconym; po starzeniu następuje znaczne zwiększenie twardości i wytrzymałości na rozciąganie.

¹⁰⁾ Norma PN/H-87101 z 1949 r.

¹¹⁾ Szczegóły dotyczące produkcji liczydeł podaje artykuł tech.-mech. Tadeusza Maślanki „Konstrukcja i produkcja liczydeł”, Mechanik 1951, Zesz. 10 i 11.

¹²⁾ Oznaczenia wg PN/H-88027 projekt. Odlewnicze stopy aluminium.

¹³⁾ Oznaczenia stopów wg normy PN/H-87045 projekt. Stopy niklu.

wszystkich typów, materiały ceramiczne izolacyjne i ogniotrwałe, masy plastyczne, papiery i tkaniny uplastycznione, niektóre drogie kamienie i wreszcie różne rodzaje cementów, klejów i kitów.

Spośród stosowanych szkielec wymienię należy: szkła optyczne na soczewki, pryzmaty i płytki, szkło optyczne kolorowe na filtry świetlne, szkło termometryczne, szkło kwarcowe o najniższym współczynniku rozszerzalności liniowej, szkło typu „Pyreks” również o niskim współr. rozsz. liniowej odznaczające się wysoką odpornością chemiczną i termiczną, szkło odporne na alkalia do wyrobu lamp sodowych itd. Ilość odmian szkła produkowanego dla różnych celów idzie obecnie w setki.

Materiały ceramiczne — najczęściej stosowane są: twarda porcelana na izolatory wysokiego i niskiego napięcia, porcelana prasowana — tylko na niskie napięcia, steatyt (masa otrzymywana przez spiekanie taliku z 3 — 5% organicznych substancji wiążących lub z 5 — 15% plastycznej niskospiekającej się gliny ogniotrwałej) i różne jego odmiany również na izolację w technice prądów wysokiej częstotliwości, różne materiały ogniotrwałe na części grzejników itd.

Wybitną i coraz większą rolę odgrywają w mechanice precyzyjnej **masy plastyczne**, produkcja których stanowi już obecnie oddzielną gałąź techniki. Z mas plastycznych wykonuje się takie części jak: całe obudowy różnych aparatów, gałki aparatów radiowych, maszyn do pisania, liczenia i innych przyrządów, pokrywki w odkurzaczach, iskiernikach i magnetach samochodowych, korpusy cewek i wiele, wiele innych.

Przy zastosowaniu mas plastycznych wyzyskuje się takie ich cechy jak: wysokie własności dielektryczne, złe przewodnictwo cieplne, mały ciężar właściwy (1,2 — 1,5). Wielką zaletą mas plastycznych jest, że przy stosowanych obecnie metodach produkcyjnych otrzymuje się przedmiot o dokładnych wymiarach, z bardzo gładką i czystą powierzchnią nie wymagającą żadnych dodatkowych operacji mechanicznych. Poza tym masy te są tanie i łatwe do kształtowania. Koszt wykonania form jest bardzo wysoki, tak że produkcja opłaca się dopiero przy wielu tysiącach sztuk.

Najczęściej w mechanice precyzyjnej stosowane są tzw. fenoplasty (bakelity) należące do mas cieplnie utwardzanych. (Prasowanie tych mas odbywa się przy nagrzaniu elektrycznie lub parą do 140 — 200°C, pod

ciśnieniem 200 — 350 kG/mm² i więcej. Pod działaniem temperatury i ciśnienia następuje polimeryzacja i masa przechodzi w stan nietopliwy i nierozpuszczalny — twardnieje. Następne nagrzewanie nie powoduje już przejścia masy w stan plastyczny, w przeciwieństwie do mas cieplnie plastycznych przechodzących w stan plastyczny przy każdym podgrzaniu). Zależnie od rodzaju środka wypełniającego fenoplasty można stosować do 125, a niektóre nawet do 200°C. Wytrzymałość na zginanie ok. 8 kG/mm². Obróbka skrawaniem trudna, co tym bardziej skłania do prasowania wyrobów całkowicie na gotowo.

Papiery i tkaniny uplastycznione (bakelizowane) otrzymuje się przez nasycenie papieru lub tkanin sztuczną płynną żywicą, układanie w pakiety i prasowanie pod ciśnieniem przy odpowiednim nagrzewaniu; następuje przy tym utwardzanie żywicy, która traci zdolność mięknienia przy powtórnym nagrzewaniu. Wykonuje się w ten sposób arkusze i płyty różnych grubości (od 0,1 do 100 mm), rury i kształtowniki wytrzymałe temperaturę do 150°C. Materiał tego typu wykazuje dobre własności dielektryczne, jest dobrze skrawalny, cieńsze arkusze dają się dobrze tłoczyć na zimno lub podgrzane do 100°C. Z mas uplastycznionych wykonuje się tablice rozdzielcze, izolatory w instalacjach wysokiego napięcia, części aparatów radiowych, kółka zębate itd.

Drogi kamienie (zwane po prostu kamieniami) stosowane w mechanice precyzyjnej są to: rubiny naturalne lub częściej syntetyczne, szafiry i agaty. Z rubinów wykonuje się łożyska mechanizmów zegarowych, z szafirów — końcówki aparatów mierniczych (optometrów, minimetrów), z agatów — łożyska, pryzmy i końcówki dokładnych wag i innych przyrządów mierniczych.

Przytoczone zestawienie i omówienie poszczególnych materiałów jest oczywiście dalekie od wyczerpania tematu, zwłaszcza w części dotyczącej materiałów niemetalowych. Ma ono zresztą na celu tylko zorientowanie czytelnika w charakterze i zakresie zastosowania typowych materiałów mechaniki precyzyjnej.

LITERATURA

- „Hütte“ wyd. 26, t. IV. Rohstoffe der Feinmechanik, str. 915 — 921.
 „Handbuch der Feinmechanik und Optik“ 1950, Sonderwerkstoffe der Feinmechanik, str. 129 — 137.
 A. M. Uedminskij „Technologia proizvodstva izmieriitelnykh priborov“ 1950, str. 98 — 138.
 K. Wiszowaty „Technika drobnych konstrukcji“ 1947, str. 353 — 363.

Z działalności Sekcji Metrologii i Mechaniki Precyzyjnej

W r. 1953 Sekcja Metrologii i Mechaniki Precyzyjnej zamierza przede wszystkim rozwinąć szeroką akcję szkolenia pracowników przemysłu. W dziedzinie metrologii jest przewidziane uruchomienie wspólnie z Głównym Urzędem Miar i Instytutem Metaloznawstwa i Aparatury Laboratoryjnej szeregu kilkutygodniowych kursów dla szkolenia personelu szybko rosnącej sieci izb pomiarowych, jak również pomiarowców w zakresie wytrzymałości materiałów, termometrii, manometrii i in.

Zamierzane też jest wkrótce rozpoczęcie pierwszego kursu mechaniki precyzyjnej i konstrukcji drobnych dla inżynierów i techników mechaników mają-

cych pracować w odpowiednich zakładach produkcyjnych.

Program kursu obejmuje: technologię, materiałoznawstwo, elementy konstrukcji, analizę wymiarową, teorię mechanizmów, elementy metrologii, elektrotechnikę i szereg innych przedmiotów w zastosowaniu do mechaniki precyzyjnej i drobnych konstrukcji.

Ponadto, biorąc pod uwagę coraz liczniejsze zastosowania, projektowany jest także kurs elektroniki dla inżynierów i techników mechaników.

Blizszych informacji udziela Sekretariat Zarządu Głównego SIMP, Warszawa, Czackiego 3/5.

Uwagi o metodach zabezpieczania elementów mierników przed korozją

Mgr inż. JERZY FELSZ

Na skutek deficytowości materiałów kolorowych i wynikającej stąd konieczności ich oszczędzania, elementy mierników zaczęto wykonywać z materiałów innych mniej odpornych na korozję. Wiąże się to z zagadnieniem odpowiedniego zabezpieczania tych elementów przed korozją, a tym samym przedłużenia ich okresu trwałości.

W artykule omówiono, opierając się na przesłankach gospodarczych, wagę zagadnienia, należytego zabezpieczenia mierników przed korozją oraz podano czynniki, jakie należy uwzględnić przy ustalaniu ich wymaganej odporności. Następnie podano szereg uwag na temat głównych metod zabezpieczania elementów wykonanych z metali nieodpornych, za pomocą pokrycia powierzchniowego.

I. Wstęp

W większości mierników stosunek pracy¹⁾ do kosztu surowca jest bardzo znaczny. Nawet mierniki zdawałoby się najprostsze, jak np. odważnik lub pojemnik obciążone są dodatkowymi kosztami cechowania (sprawdzania, regulacji, a w większości przypadków legalizacji przez organy państwowe). W miernikach bardziej skomplikowanej budowy wysokość tego stosunku rzuca się wprost w oczy. Nawet przy przyrządach masowego wyrobu, jak np. przy wodomierzach, koszt pracy przed wojną przeciętnie był 10 do 20 razy wyższy od kosztów materiałowych.

Jeśli z jakichkolwiek względów jeden z elementów miernika ulega konieczności wymiany, to inaczej niż w większości przyrządów ginie znacznie więcej pracy, niż wynosił jej wkład w uszkodzoną część. Przykładowo: jeżeli w samochodzie zepsuje się gaźnik — koszt remontu samochodu będzie nie wyższy niż koszt nowego gaźnika plus demontaż uszkodzonego i wymontowanie nowego. Analogicznie będzie z uszkodzonymi częściami czy to maszyny do szycia czy pisanie. Lecz już w zegarku, który jest przyrządem mierniczym regulowanym, choć nie podlegającym legalizacji państwowej, do kosztów wymiany uszkodzonej części dochodzą poważne, częstokroć dominujące w ogólnych kosztach naprawy, koszty regulacji. Zaś w wielkiej grupie mierników, służącej do rozliczeń publiczno-prawnych i podlegających obowiązkowi legalizacji, każda wymiana części uszkodzonej pociąga za sobą utratę cechy legalizacyjnej. Do kosztów naprawy dochodzi wówczas, poza kosztami regulacji, koszt nowej legalizacji. Jest to koszt niemały, wynoszący w przybliżeniu 20% kosztów wytwarzania. Toteż nie dziwnego, że koszt remontu takich mierników jak wodomierze czy gazomierze waha się w granicach 50 do 75% kosztu wytwarzania miernika nowego, choćby remont obejmował wymianę najmniej ważnej części wewnętrznej.

Bardzo znaczna część mierników pracuje w ciężkich warunkach korozyjnych. Podlegają one częstokroć korozji chemicznej mierzonego medium, korozji atmosferycznej, korozji chemicznej wyziewów pomieszczeń w jakich są instalowane, wreszcie atakom prądów błędzących. Korozja atakuje tym silniej, im większa jest powierzchnia danej części w stosunku do jej masy. Elementy mierników w większości swej są drobne, o silnie rozbudowanej powierzchni, toteż podlegają silniejszej korozji niż elementy innego typu,

pracujące w tych samych warunkach. Przykładowo: części wodomierza bardziej korodują niż rurociąg, na którym tenże wodomierz jest zainstalowany, lub zawory, zmontowane w bezpośrednim sąsiedztwie tegoż wodomierza.

Biorąc pod uwagę trzy podane powyżej czynniki: wysoki koszt remontu w razie konieczności wymiany części oraz wysokie niebezpieczeństwo korozji w przeciwieństwie do niskiego kosztu materiałowego w ogólnych kosztach wytwarzania mierników, wysuwa się naturalny wniosek, że oszczędność na materiałach, z jakich mierniki są wytwarzane, kosztem ich trwałości, jest rzeczą nieopłacalną. Wielu fachowców wśród użytkowników przyrządów mierniczych jest przekonane, że zawsze opłaca się stosować do ich wykonania najcenniejsze materiały, że nikiel, cyna, miedź są jedyne tworzywami, z jakich powinny być one budowane.

W przeszłości, cechującej się ograniczonym stosowaniem mierników i małoseryjną ich produkcją, pogląd taki był, jak podano powyżej, w pełni uzasadniony. Z chwilą jednak coraz powszechniejszego ich użycia, gdy fabryki przeszły na produkcję wielkoseryjną a częstokroć masową, wielkie zużycie drogich surowców zaczęło zwracać uwagę, tendencje oszczędnościowe zaczęły dochodzić do głosu. W dodatku metale, z których budowano mierniki, stały się w ogólnej gospodarce społecznej materiałami deficytowymi. Tendencje oszczędnościowe zaczęły coraz bardziej przeważać, niestety nie zawsze w sposób racjonalny.

Już podczas I wojny światowej niemiecki przemysł mierników, zmuszony warunkami wojennymi, odstąpił od zasady używania najwłaściwszych surowców i masowo zaczął produkować „ersatz”. Jednakże ówczesny stan techniki nie potrafił dać sobie rady z zagadnieniem, po prostu zaczęto zastępować miedź, nikiel i cynę w szeregu częściach stopami rzekomo antykorozyjnymi cynku lub aluminium. W wielu przypadkach stopy te nie tylko okazały się niedostatecznie odporne, lecz nawet przyspieszały korozję wskutek tworzenia się ogniw galwanicznych. Produkcja wojenna szeregu typów mierników w krótkim czasie poszła na złom.

Doświadczenia I wojny światowej nauczyły techników ostrożności w stosowaniu metali o słabszej odporności korozyjnej. Ponieważ jednakże „deficytowość” metali kolorowych w życiu gospodarczym odgrywa coraz poważniejszą rolę, zaczęto szukać rozwiązania problemu w dwóch innych kierunkach, a mianowicie: 1) przez zastąpienie metali odpornych na korozję two-

¹⁾ pod kosztem pracy rozumie się koszty robocizny wraz z koniecznymi narzutami, związanymi z nią: kosztami amortyzacji maszyn i narzędzi, energii itp. oraz kosztami regulacji i legalizacji.

rzywami syntetycznymi niemetalicznymi, 2) przez zabezpieczenie od korozji elementów mierników wykonanych z metali nieodpornych na nią. W obu kierunkach uzyskano wiele pozytywnych wyników, zaś ciągle dalsze prace rokuja nadzieję coraz lepszego rozwiązywania problemu.

Autor w niniejszym artykule nie stawia sobie za zadanie choćby częściowego wyczerpania tematu, pragnie tylko podać swoje spostrzeżenia i poglądy odnośnie drugiego z podanych kierunków, w nadziei wywołania fachowej krytyki.

II. Czynniki wymaganej odporności na korozję

Wymagania odporności na korozję różnego rodzaju mierników są bardzo różne — zagadnienie obejmuje całą skalę stopni koniecznego zabezpieczenia. Ustalając wymagany stopień i rodzaj odporności elementów mierników na korozję musimy uwzględnić następujące czynniki:

- 1) chemiczne działanie mierzonego medium,
- 2) warunki jego użytkowania,
- 3) warunki poboczne mogące spowodować korozję elementów miernika,
- 4) wpływ korozji na stopień użyteczności miernika,

Chemiczne działanie mierzonego medium jest ogromnie różnorodne.

Należy rozpatrywać czynnik nie tylko z punktu widzenia składu chemicznego, lecz również brać pod uwagę jego stan, stężenie, temperaturę, ciśnienie itp. Tak np. wodomierze do wody kondensacyjnej daleko silniej atakowane są przez korozję niż wodomierze pracujące w identycznych warunkach, lecz nie mierzące wody, która świeżo zmieniła swój stan skupienia. Działanie czynników chemicznych w niektórych przypadkach jest bardzo silne, np. przy miernikach stężonych kwasów, w innych działanie to jest powolne, a czasami wtórne, np. mierniki mleka, gdzie nie sam czynnik atakuje elementy miernika tylko jego pozostałości, rozkładając się (kwas mleczny) powodują silną korozję chemiczną.

Technika nasza na ogół rozwiązuje pomyślnie problemy, związane z korozją chemiczną postępującą w sposób szybki, natomiast jeszcze niedostateczne doceniane są działania powolne i wtórne, które co prawda nie powodują wycofania miernika przed okresem gwarancyjnym, lecz silnie skracają jego życie.

Warunki użytkowania miernika, pomieszczenia w jakich jest on zwykle instalowany, połączenia mogące doprowadzić do niego prądy przypadkowe zwiększające siłę napięć ogniw wewnętrznych muszą być uwzględnione w najwyższym stopniu przy budowie mierników. Typowym przykładem działania korozji tego typu to wodomierz. Jest on w znacznie silniejszym stopniu narażony na korozję niż wywołać to powinno medium, które mierzy — woda. Wodomierze instalowane są przeważnie w studzienkach, słabo zabezpieczonych od wpływów atmosferycznych. I jedne i drugie pomieszczenia nie są izolowane od wilgoci gruntowej. Latem temperatura wodomierza jest dużo niższa od otoczenia, na wodomierzu skrapla się para. Wodomierz połączony jest z przewodem wodociagowym — do tego ostatniego dołącza się uziemienia radia, w pobliżu biegą przewody elektryczne, które

powodują w rurociągu różnorakie prądy wtórne, które jemu samemu nie szkodzą, o ile nie są to silne prądy błądzące, przeskakujące do ziemi. Lecz podczas przebiegu przez wodomierz, który wewnątrz posiada szereg części luźno stykających się z różnych metali o różnych potencjałach, prądy te potęgują działanie ogniw wewnętrznych i przyspieszają korozję. Tym tłumaczy się, że np. próby zastąpienia niektórych części mosiężnych wodomierza częściami z odpowiedniego stopu aluminium, skądinąd odpornego na zwykłą korozję wodną, skończyło się niepowodzeniem. Części te, pomimo, że dodatkowo zostały pokryte lakierem — w większości wodomierzy w ciągu roku zamieniły się w gąbczastą masę, rozpadającą się pod dotknięciem palca.

Korozja elektrochemiczna, jakiej podlegają wodomierze, jest tak silna, że autor obserwował zaatakowane przez nią części z tak odpornego metalu jak nikiel.

Warunki użytkowania, miejsce instalacji miernika również są w niedostatecznej mierze uwzględniane przez producentów. Tak na przykład nie bierze się ich u nas pod uwagę przy produkcji przyprawomierzy manometrycznych, które choć same nie mierzą medium mogącego spowodować korozję, lecz bardzo często są instalowane w pomieszczeniach w wysokim stopniu jej sprzyjających — o silnie zmiennych temperaturach, chwilowo zawilgaczanych, a częstokroć narażonych na różnego rodzaju wyziewy.

Warunki poboczne, mogące spowodować korozję, to np. transport i przechowywanie. Mogą one w pewnych przypadkach spowodować wycofanie miernika przed jego uruchomieniem. Typowym takim faktem była niemiła przygoda, jaka spotkała pewną, zresztą cieszącą się zasłużoną opinią solidności, firmę niemiecką (Bopp u. Reuther). Wypuściła ona nowy rodzaj olejomierza. Wychodząc z założenia, że olej nie tylko nie atakuje, lecz chroni przed korozją, konstruktorzy nowego miernika, podstawowy element — koła eliptyczne mierzące, zaprojektowali ze stali dobrze obrabialnej lecz nie nierdzewnej. Wyprodukowane przez fabrykę olejomierze zaczęły w wielkim procencie wracać — zacinęły się w drodze lub na składzie i nie chciały ruszyć po zainstalowaniu. Te mierniki, które doszły na miejsce w krótkim czasie przy sprzyjającej pogodzie, w pracy zachowywały się bez zarzutu, chyba że przepłukiwano instalację. Oczywiście, gdy okoliczności te się ujawniły, fabryka czym prędzej zmieniła korodujący materiał — poniósłszy jednakże poważne straty na skutek reklamacji.

Podawszy szereg okoliczności, które mogą spowodować korozję mierników, należy jednocześnie zaznaczyć, że z zabezpieczeniem ich nie należy wpadać w krańcowość. Korozja często atakuje powierzchnie metalu, wolno dopiero przenikając wewnątrz materiału, częstokroć zatrzymując się na niewielkiej głębokości. Produkty korozji w niektórych przypadkach same stwarzają zabezpieczenie (błonki), chroniące przed jej dalszym postępem. Zdarza się też, że warunki użytkowania miernika sprzyjają korozji tylko okresowo, tak że rozwój jej jest powolny, i nie ma ona wpływu na właściwe działanie przyrządu.

W takich warunkach zbyt skrupulatne, a co zatem idzie kosztowne zabezpieczenie wszystkich jego elementów nie byłoby gospodarczo uzasadnione.

Technika wyrobów mierników musi brać wszystkie powyższe okoliczności pod uwagę, wybierając właściwą dla danego elementu metodę zabezpieczenia przed korozją w sposób gospodarczo uzasadniony. Recepty ogólnej podać w tym przypadku nie można — do zabezpieczenia elementów mierników można stosować całą skalę metod, znanych w technologii ogólnej. Należy jednak zawsze pamiętać o podniesionych w p. 1 przesłankach, które dyktują zadanie na ogół wysokiej pewności zabezpieczenia ze względu na dodatkowo wysokie straty, jakie ponosi się w razie konieczności wymiany uszkodzonej części miernika.

III. Uwagi na temat ważniejszych środków ochronnych przed korozją

Jako środki ochronne przed korozją elementów mierników wykonanych z metali nieodpornych na nią, stosuje się wyłącznie p o k r y c i e p o w i e r z c h n i o w e. Inne metody w technice ogólnej mało stosowane, jak np. metoda elektryczna (napięciowa) lub pasywacja w technice wyrobu mierników nie znalazły dotąd zastosowania.

1. Pokrywanie innymi metalami

Pokrywanie metali mniej odpornych na korozję metalami bardziej odpornymi na nią znajduje od dawna zastosowanie w budowie mierników. Tak np. ogromne zastosowanie ma blacha pocynowana jak również niklowanie i chromowanie, które mają za zadanie dodatkowo nadanie estetycznego wyglądu częściom zewnętrznym mierników. Pokrywanie innymi metalami pociąga jednakże, choć mniejsze, zużycie metali deficytowych i z tego powodu jest wypierane obecnie metodami innymi, częstokroć skuteczniejszymi.

a) **Pokrywanie przez zanurzanie na gorąco.** Sposób ten, choć najstarszy, daje pod względem zabezpieczenia od korozji jak dotąd najlepsze wyniki, być może dlatego, że uzyskuje się tą metodą z reguły dostateczne grubości pokrycia. Jako materiał pokrywający stosowano powszechnie cynę. Obecnie metalem zastępczym jest częstokroć ołów. Pokrywanie ołowiem czystym daje powłokę słabo przylegającą do żelaza, co dotychczas ograniczało jego stosowanie. Obecnie proponują metody pokrywania ołowiem z dodatkiem cyny (20%) lub kadmu (5%). Otrzymane w ten sposób powłoki silnie przywierają do powierzchni żelaza, co pozwala na zaoszczędzenie w poważnym procencie deficytowej cyny. W a d a m i tej metody jest to, że nie wyeliminuje ona całkowicie deficytowych materiałów, a tylko zmniejsza ich użycie, że otrzymane powłoki posiadają dość znaczną grubość (duże zużycie ołowiu) oraz, że nasze zarządzenia sanitarne (może nieco przesadne) nie zezwalają na styczność ołowiu ze środkami konsumpcyjnymi (a więc np. z wodą do picia). Również należy pamiętać, że ołów choć jest odporny na szereg czynników rozpuszcza się szybko w kwasie octowym. Wymienione okoliczności uniemożliwiają stosowanie tych powłok w wielu przyrządach.

Z a b e z p i e c z e n i e ż e l a z a c y n k o w a n i e m, przy produkcji przyrządów mierniczych w przypadkach silniejszego działania korozyjnego nie zdawało egzaminu. Powłoki cynkowe nie zabezpieczają dodatkowo, szybko ulegają zniszczeniu, po czym następuje korozja chronionego metalu. Autor natomiast obserwował dobre wyniki wówczas, gdy powłoki te stanowiły podkład pod właściwe zabezpiecze-

nie — farbą. Podwójne takie powłoki wytrzymywały w bardzo ciężkich warunkach niezmiennie długo — chroniąc przy tym przedmiot nawet w razie lokalnych uszkodzeń, fakt zresztą całkowicie zrozumiały w świetle elektrochemicznej teorii korozji.

Ogólnie biorąc, sposób pokrywania na gorąco daje najpewniejsze powłoki, lecz powoduje znaczny rozchód deficytowego metalu, przy pokrywaniu gotowych części daje nierówne powierzchnie (zacieki) oraz zmienia znacznie wymiary przedmiotów. Stosowany najczęściej do pokrywania blachy stalowej, z której wycina się i wytłacza części mierników ma tę wadę, że przy wykrawaniu obnaża się krawędzie elementów, które trzeba dodatkowo powlekać (żmudna i kosztowna czynność), co wielokrotnie zaniedbuje się, otwierając w ten sposób drogę do korozji chronionego metalu.

b) **Pokrywanie galwaniczne.** Pokrycia uzyskane tą metodą są daleko cieńsze, może dlatego, może też na skutek pobocznego działania elektrolitu w praktyce jako zabezpieczenie antykorozyjne daje daleko słabsze wyniki. Jako metal pokrywający stosuje się najczęściej nikiel i kadm. Mosiądźowanie względnie miedziowanie stosuje się bardzo rzadko raczej jako podkład pod niklowanie.

Grubość stosowanych przy przyrządach mierniczych warstw niklowych, z jakimi autor się spotykał, zwykle wahały się około 0,02 mm do 0,05 mm. Grubość ta w zasadzie w wielu przypadkach jest dostateczna dla zabezpieczenia od słabej korozyjnie działających środowisk, w wielu przypadkach silniejszego ich działania zawodzi, tym bardziej, że powierzchnie niklowane łatwo się uszkadzają, przy czym nikiel jako katoda, chroni żelazo tylko mechanicznie. Tak np. części wodomierzy, pracujące w wodzie, lub mierników mleka, wykonane ze stali i pokryte wymienioną grubością niklu w bardzo szybkim czasie podlegają korozji.

Metoda galwaniczna pokrywania metalami, dając powłoki znacznie mniej zabezpieczające od korozji, posiada ogromną zaletę łatwości pokrywania już gotowych części w całości, nadając im przy tym estetyczny wygląd. Z powyższych względów ma i będzie miała w dalszym ciągu szerokie zastosowanie. Ze względu na to, że zmienia ona, choć w mniejszym stopniu, wymiary pokrywanych elementów, nie nadaje się jako zabezpieczenie części wykonywanych z dużymi tolerancjami, jak również części trących się, gdyż powłoki galwaniczne niklowe, mosiężne lub kadmowe ścierają się bardzo prędko.

Powłoki kadmowe z dobrym skutkiem mają szerokie zastosowanie dla zabezpieczania części w produkcji manometrów.

c) **Pokrywanie natryskowe.** Metalizacja natryskowa ma raczej zastosowanie przy pokrywaniu przedmiotów dużych — przy wyrobie mierników ma zastosowanie ograniczone, jednakże może być z powodzeniem stosowana jako zabezpieczenie przeciwkorozyjne dla dużych, jednostkowej produkcji mierników, jak np. zbiorniki miernicze różnego typu. Stosując metalizację natryskową należy pamiętać, że daje ona pokrycie bardzo porowate, nieprzepuszczalne dopiero przy dużych grubościach. Toteż jako zabezpieczenie samodzielne raczej nie powinno być stosowane. Daje ono natomiast, dzięki tejże porowatości, doskonały podkład pod wszelkiego rodzaju farby i lakiery, two-

rząc warstwę pośrednią zwiększającą przyczepność ich do pokrywanej powierzchni. Do natryskowego pokrywania w ten sposób stosuje się przede wszystkim ołów, chociaż pokrywanie cynkiem w tych warunkach powinno dawać jeszcze lepsze rezultaty.

d) Metalizacja dyfuzyjna. Metoda ta praktycznie jest jeszcze u nas zupełnie nie znana, w technice precyzyjnej zachodnio-niemieckiej zaczęła odgrywać poważniejszą rolę. Zasadą jej jest wymiana cząsteczek między metalem pokrywającym o pokrywającym. Ma ona ogromne zalety: 1) daje całkowite zespolenie się części pokrywającej z pokrywaną, a więc zapobiega wycieraniu się pokrycia; 2) nie zmienia, praktycznie biorąc, zupełnie wymiarów pokrywanego przedmiotu; 3) daje pokrycie całkowicie szczelne, przy bardzo małym zużyciu pokrywającego metalu.

Dzięki wymienionym zaletom dotychczas nierozwiązalny problem antykorozyjnego pokrycia takich elementów, jak koła zębate lub dławnice oraz osie itp. może być skutecznie rozstrzygnięty przy znacznej oszczędności metali deficytowych. Należy wyrazić żal, że metoda ta jest u nas jeszcze nie tylko nie stosowana, lecz i właściwie nieznana. Instytuty nasze powinny się zagadnieniem tym zająć, co zaoszczędzi gospodarce naszej wiele deficytowych metali.

Jako ujemną stronę tej metody należy podać to, że dyfuzję przeprowadza się w stosunkowo wysokich temperaturach, co może powodować konieczność dodatkowej obróbki wykańczającej. Istnieją widocznie metody zapobiegające tej wadzie, skoro w Niemczech Zachodnich zastosowano dyfuzyjne pokrywanie cyną lub srebrem części wodomierzowych, wykonywanych ze stosunkowo wysokimi tolerancjami.

Omawiając tę metodę, należy na marginesie zaznaczyć, że prócz zabezpieczenia od korozji uzyskuje się przy niej dodatkowe efekty krystalograficzne. Tak np. stosunkowo cienkie pokrycia dyfuzyjne cyną przedmiotów wykonanych z mosiądzu nie tylko bardzo silnie zwiększa ich odporność przeciw korozji, lecz jednocześnie nadaje im powierzchniowe cechy wytrzymałościowe zbliżone do żelaza. Zaletę tę wykorzystano również przy produkcji części wodomierzowych, wymienionych uprzednio.

2. Pokrywanie związkami metali

a) Oksydowanie stali. Jak wiadomo, sposób ten polega na sztucznym wytworzeniu cienkiej warstewki tlenkowej na powierzchni gotowego elementu, w pewnym stopniu zabezpieczającej przed korozją. Zabezpieczenie takie jest na ogół bardzo słabe, dla elementów mierników bardziej narażonych na korozję nie nadaje się. Nadaje się natomiast, dzięki swej tanioci, prostocie i małym zmianom w wymiarach pokrywanych części, do zabezpieczania elementów mierników mogących podlegać rzadko, w sposób przypadkowy, korozji. Tak np. z powodzeniem metodą tą stosowano ongiś i jeszcze dziś gdzieś stosuje się dla elementów zegarowych.

b) Fosfatyzacja¹⁾. Pokrywanie żelaza cienką błonką fosforanową w zasadzie nie zabezpiecza go przed korozją, opóźnia ją natomiast ogromnie. Błonna fosforanowa ma grubość zaledwie kilku do kilkudziesięciu mikronów, toteż sposób ten nadaje się do częściowego zabezpieczenia części wykonanych z odpowiednimi to-

lerancjami. Fosfatyzowanie daje doskonałe wyniki, jako podłoże dla lakierów, zwiększając znacznie przyczepność ich do stali. W całym szeregu mierników metoda ta znalazła duże zastosowanie, w szeregu innych jeszcze nie jest dostatecznie wprowadzona, zyskując jednakże coraz bardziej na rozpowszechnieniu.

Instytuty nasze powinny opracować właściwą metodę, przemysł nasz bowiem pracuje w tej chwili nieco po omacku, stosując przeróbki często dowolnie jej odmian najbardziej znanych — parkeryzacji lub bonderyzacji, opartych na importowanych, patentowych składnikach.

3. Ochrona przez malowanie

Ochrona przed korozją przez malowanie jest w technice metodą najbardziej rozpowszechnioną. W technice mierniczej natomiast stosowana jest stosunkowo rzadziej, tym niemniej w niektórych przyrządach jest dość rozpowszechniona. Malowaniem zabezpiecza się przede wszystkim zewnętrzne powierzchnie przyrządów mierniczych, przy czym służy ono więcej celom estetycznym, względnie antykorozyjnym grając tu rolę drugorzędną. Jednakże ostatnie lata przedwojenne i obecne przynoszą pod tym względem zwrot dzięki zastosowaniu ulepszonych metod, dzięki którym powłoki niemetaliczne stają się coraz lepszymi środkami walki z korozją. Najczęściej stosowana w technice ogólnej metoda malowania antykorozyjnego, polegająca na kładzeniu podkładów rdzochronnych (gruntu) oraz drugiej warstwy barwika właściwego ma zastosowanie w technice mierniczej rzadko, raczej tylko do mierników dużych wymiarów jednostkowej produkcji, w dodatku nie narażonych na silniejszą korozję chemiczną. Natomiast w wyrobach seryjnych sposób ten jest zbyt kłopotliwy i daje się zastąpić metodami bardziej przystosowanymi do produkcji fabrycznej a skuteczniejszymi w działaniu. Jako powłoki ochronne stosuje się w technice przyrządów mierniczych w zasadzie szereg gatunków farb i lakierów — poszczególne fabryki mają częstokroć wypróbowane różne własne odmiany. Podanie tych, raczej sporadycznych, przypadków zajęłoby zbyt wiele miejsca, dlatego poniżej zostaną omówione tylko metody o znaczeniu ogólniejszym.

Lakiery bitumiczne znajdują zastosowanie w pewnych gatunkach gazomierzy. Dają one dobre powłoki zabezpieczające przed korozją, odporność ich na szereg agresywnych czynników chemicznych jest duża. Wadą ich jest nieodporność na podwyższenie się choćby chwilowe temperatury (spżeganie z powierzchnią) i rozkładanie się pod wpływem światła. Nadają się wobec tego tylko do zabezpieczenia wewnętrznych elementów mierników.

Technika lakiernicza obecna rozporządza wielką ilością **lakierów** w **wypalanych**. Lakiery takie nadają się pierwszorzędnie jako zabezpieczenie antykorozyjne — dają powłokę ścisłą, nieprzenikliwą zarówno dla wody jak i gazów. Jednocześnie powłoki takie, będąc dobrymi izolatorami, stanowią poważną przeszkodę dla prądów przypadkowych i zmniejszają poważnie działanie napięciowe niekorzystnych ogniw elektrochemicznych. Doświadczenia z lakierami wypalnymi, z tak silnie podlegającym korozji miernikiem jak wodomierz, wypadły korzystnie, tak że metoda ta powinna znaleźć jak najszersze zastosowanie; daje

¹⁾ Bliższe dane na ten temat patrz art. w nin. zeszycie str. 470.

ona przy tym całkowitą oszczędność metali deficytowych.

Ostatnie lata przyniosły nowe gatunki lakierów, jak oparte na bazie falonowej i kreozolowej (produkowane już u nas) oraz na bazie polichlorowinowej (niestety jeszcze u nas nie produkowane). Oba gatunki dla swej wielkiej odporności powinny znaleźć jak najszerze zastosowanie.

W zasadzie lakiery wypalane nakłada się jako zabezpieczenie antykorozyjne bezpośrednio na powierzchnię malowaną bez gruntu, przy czym należy zwrócić najbaczniejszą uwagę na całkowite odłuszczenie tych powierzchni. Celem zwiększenia przyczepności, jak również pełniejszego zabezpieczenia od korozji przedmiotu pokrytego w razie miejscowego uszkodzenia powłoki, zaleca się w pierw element pokryć warstwą fosforowaną. Takie podwójne zabezpieczenie daje gwarancję znacznej odporności na korozję.

Lakiery wypalane zastąpiły stosowane dawniej emalio w a n i e niektórych mierników. Emaliowanie jako metoda zabezpieczająca od korozji jest metodą dobrą, w zasadzie dającą powłokę doskonale chroniącą pokryty metal. Wadą jej jest wrażliwość na uderzenia oraz wysoka cena. Emaliowanie dotychczas

stosowane jest, dzięki estetycznemu wyglądowi, na tarcze liczydłowe w szeregu mierników.

Jeżeli chodzi o sam sposób nakładania powłok, to nakładania pędzlem w dzisiejszej technice nie stosuje się już prawie zupełnie. Malowanie natryskowe, o wiele tańsze i ekonomiczniejsze, daje daleko równiejszą warstwę, silniej przylegającą do metalu, toteż zostało wprowadzone powszechnie.

4. Obróbka powierzchniowa

Starzy praktycy wśród odbiorców i użytkowników przyrządów pomiarowych zwracają zawsze uwagę na zewnętrzne wykończenie elementów miernika. Jeżeli powierzchnie ich nie błyszczą, jeżeli widoczne są ślady obróbki, praktycy ci nie mają zaufania do takich mierników. Twierdzą, oni, że nie będą one długo prawidłowo działały. Stanowisko to częstokroć irytuje producentów, zmuszonych przez to zdawałoby się do nieprodukcyjnej pracy. Jednakowoż stanowisko odbiorców jest słuszne. Korozja daleko silniej atakuje powierzchnie chropowate, prędzej przez nie wnika w głąb. Należy więc pamiętać, że s t a r a n n e w y k o ŋ c z e n i e elementów zmniejsza działanie korozji, a tym samym zwiększa trwałość przyrządów i ich cech mierniczych.

Przeciwkorozyjna ochrona przedmiotów stalowych przez fosfatyzację

Przeciwkorozyjna ochrona przedmiotów przez fosfatyzację znalazła szerokie zastosowanie w mechanice precyzyjnej w stosunku do szeregu części przyrządów, które wykonywane są w olbrzymich ilościach jak: gazomierze, liczniki, zegary kontrolne, maszyny do pisanja i biurowe, maszyny do szycia, przyrządy optyczne, aparaty telefoniczne i fotograficzne, grzejniki, tablice rozdzielcze, śruby, nakrętki, sprężyny, okucia itd.

Poniżej omówiono: zasadę tworzenia się warstw fosforanowych, ich zalety oraz sposób wytwarzania ze szczególnym uwzględnieniem metody bonderyzacji.

W mechanice precyzyjnej i konstrukcjach drobnych spotyka się olbrzymią ilość części stalowych, które są narażone na działanie wpływów atmosferycznych albo innych korodujących ośrodków, a przez to na korozję chemiczną lub elektrochemiczną. Odporność chemiczna części stalowych może być wprawdzie znacznie podwyższona przez dobór stali stopowych, jednak stale te są do dyspozycji tylko w ograniczonych ilościach, są drogie i wreszcie inne ich własności nie zawsze są odpowiednie.

Stosowane są więc inne prostsze środki, którymi uzyskuje się zadowalające wyniki w pracy. Należy do nich między innymi fosfatyzowanie przedmiotów stalowych na drodze czysto chemicznej.

Wykańczanie powierzchni stali przez fosfatyzację jest znane już od kilku dziesiątków lat. Znaczny rozwój tej metody datuje się jednak od czasu, gdy stwierdzono wartość i nauczono się stosować w praktyce kwaśne roztwory fosforanów cynku i magnezu (kąpiele fosfatyzujące zawierają zawsze pewną ilość wolnego kwasu fosforowego). Od tego czasu następuje stały rozwój, zarówno z punktu widzenia wartości ochronnej warstw otrzymywanych jak i samej techniki przeprowadzania procesu.

Tworzenie się ochronnych warstw fosforanowych można przedstawić następująco: wolny kwas fosfora-

nowy znajdujący się stale w roztworach fosfatyzujących działa najpierw trawiąc przy czym wydziela się wodór i zostaje rozpuszczona wierzchnia warstwa przedmiotu. W wyniku następuje zmniejszenie koncentracji jonów wodoru i neutralizacja kwasu fosforowego. Obok fosforanów cynku i manganu na powierzchni stali osadzają się fosforany żelaza, a jednocześnie kąpiel fosfatyzująca bogaci się w żelazo i stosunek fosforanów żelaza do innych fosforanów zmienia się w sposób trwały. Tworzenie się powłoki zakańcza się po przekształceniu powierzchni żelaznej w niemetaliczną warstwę nierozpuszczalnych fosforanów cynku, manganu i żelaza.

Kąpiele po pewnym czasie pracy wyczerpują się i muszą być odnawiane. Czas fosfatyzacji wynosił dawniej dla roztworów fosforanu cynku 30 — 40 min., dla fosforanów manganu 60 min.

Jedną z odmian fosfatyzacji jest *bonderyzacja*, przy której czas trwania procesu został skrócony do 1 ÷ 5 minut¹⁾.

Tworzenie powłoki przy tym szybkościowym procesie jest przyspieszane przez dodatek do kąpeli azotanów. Zadaniem azotanów jest przyspieszyć fosfatyzację

¹⁾ Blższe dane o metodach fosfatyzacji w języku polskim podaje artykuł inż.-chem. M. Bielskiego „Otrzymywanie i zastosowanie powłok fosforanowych na stali” — Mechanik 1949, Zesz. 10 — 11 i 12.

cję przez utlenianie wydzielającego się wodoru; wydzielanie to kończy się już po niewielu minutach. W tworzeniu się właściwej powłoki ochronnej azotany nie biorą udziału i powierzchnia stali jest tak samo chemicznie przemieniona w warstwę fosforanów składającą się z najdrobniejszych kryształów. Powłoki otrzymywane w procesie szybkościowym mają równorzędne własności ochronne jak powłoki otrzymywane przy procesach długo trwających. Składają się one z milionów kryształków oraz są jakby zakorzenione w powierzchni stali i mocno z nią ząbione.

Dalszymi zaletami kąpeli szybkościowych są: mniejsze tworzenie się szlamu, większa trwałość (niezmiennosc) kąpeli, dłuższy czas użytkowania i silniejsze działanie w stosunku do powierzchni gatunków stali trudniej poddających się trawieniu.

Grubość i jakość wytwarzanych warstw ochronnych dostosowuje się zależnie od przeznaczenia przedmiotu.

Dzięki specyficznej strukturze, warstwy uzyskane przez fosfatazację tworzą doskonały podkład pod farby i lakiery. Warstwa fosforanów powinna w tym przypadku być cienka (0,001 — 0,015 mm) i drobno-kryształiczna. Dopiero w połączeniu z nasyceniem powłoki olejem, z czernieniem albo z pokryciem farbą lub lakierem warstwy fosforanowe wykazują swą pełną wartość. Barwa i połysk powłoki mogą być przy tym dostosowane przez odpowiednie wykańczanie do każdorazowego zastosowania przedmiotu.

Powłoki fosforanowe wskutek niemetalicznego charakteru działają izolująco elektrycznie, tak że korozja przez tworzenie się lokalnych elementów zostaje zahamowana. Własności mechaniczne przez bonderyzację (lub inne metody fosfatacji) nie ulegają zmianie.

Pominąwszy stale nierdzewne i kwasoodporne, można fosfatyzować wszystkie rodzaje stali, cynkową stal, cynk i stopy cynku.

Wytwarzanie powłok fosforanowych

Podobnie jak przy innych powłokach ochronnych koniecznym jest przed przystąpieniem do właściwego fosfatażowania usunięcie z powierzchni zgorzeliny i wszelkiego rodzaju zanieczyszczeń oraz dokładne odtłuszczenie. Jest to zasadniczym warunkiem utrzymania ciągłej i dobrze przylegającej warstwy ochronnej. Odtłuszcza się albo w roztworach alkalicznych albo w środkach organicznych (np. w trychlororku etylenu). Przedmioty posiadające jasną powierzchnię podlegają tylko odtłuszczeniu, przedmioty których powierzchnia pokryta jest zgorzeliną, rdzą, naskórkim walcowniczym lub nalotem poddaje się dodatkowo kwaszeniu w roztworze kwasu solnego lub siarkowego²⁾.

Po odtłuszczeniu i wytrawieniu przedmioty płucze się dokładnie w wodzie aby usunąć resztki kwasów lub alkali pozostałe z procesów przygotowawczych i przenosi bezpośrednio do kąpeli fosfatażującej.

Wielkość i rozmiary wanien dobiera się zależnie od ilości, kształtu i wielkości przedmiotów. Temperatura kąpeli bonderyzacyjnej wynosi 95 do 98°C, w nie-

których przypadkach tylko 70 — 80°C, czas trwania procesu 1 do 5 minut. Kąpiel przygotowuje się przez rozpuszczenie w wodzie soli „Bonder“. Kąpiel jest nagrzewana gazem, parą lub elektrycznie. Urządzenie ogrzewające powinno zapewniać równomierną temperaturę i jednocześnie dobry obieg kąpeli. Po wprowadzeniu przedmiotów do kąpeli wannę zamyka się aby zmniejszyć straty ciepłe. Drobne przedmioty fosfatażuje się w bębnach o dziurkowanych ściankach mających ruch obrotowy. Po zakończeniu fosfatażacji przedmioty płucze się w wodzie zimnej i gorącej, po czym suszy.

Kąpiel wymaga utrzymania odpowiedniej temperatury i koncentracji. Stopień koncentracji kontroluje się na miejscu przez miareczkowanie, posługując się prostym urządzeniem dostosowanym do potrzeb warsztatowych. Badanie koncentracji wykonuje przyuczony pracownik obsługujący wanny. W miarę potrzeby kąpiel uzupełnia się odpowiednimi dodatkami.

Powłoki fosforanowe są miękkie — rysują się paznokciem. W celu ich utrwalenia części drobne jak: śruby, nakrętki, sprężyny, kółka zębate impregnuje się zwykłym olejem, lub też jeszcze uprzednio czerni dla uzyskania lepszego wyglądu. Lakiery nitrocelulozowe i piecowe stosuje się, gdy zależy na większej odporności na korozję i na lepszym wyglądzie.

Bonderyzację można przeprowadzać nie tylko w kąpielach, ale również przez natryskiwanie; sposób taki nadaje się specjalnie dla dużych przedmiotów jak: skrzynki blaszane, pokrywy, blachy zamykające itd. Do tego celu konstruowane są urządzenia wyposażone w odpowiednie środki transportowe.

Fosfatażowanie w temperaturze pokojowej

Zarówno krótko- (bonderyzację) jak i długotrwałą fosfatazację (parkeryzację) wykonuje się w podwyższonej temperaturze. Dla podgrzania kąpeli i utrzymania odpowiedniej temperatury konieczne jest doprowadzenie znacznej ilości ciepła. Aby zaoszczędzić energii cieplnej i jednocześnie ułatwić proces, czynione były próby opracowania typu kąpeli, która by mogła pracować w temperaturze pokojowej. Próby te doprowadziły do tzw. *zimnej bonderyzacji*. Przy metodzie tej odpada konieczność nagrzewania zarówno kąpeli fosfatażującej jak i kąpeli do płukania w gorącej wodzie przed i po fosfatażacji. Nagrzewanie konieczne jest tylko przy suszeniu. Poza tym konstrukcja wanien jest prostsza, ponieważ odpada konieczność izolacji cieplnej, zużycie całego urządzenia jest mniejsze niż przy pracy z zastosowaniem kąpeli gorących i odpada konieczność częstego czyszczenia grzejników. Kąpiele pod względem koncentracji jonów wodoru, czasu trwania procesu, zastosowania pomocniczych środków przyspieszających itd. dają się w sposób daleko idący dostosować do żądanej grubości powłoki i jej własności kryształicznych.

Czas trwania procesu zimnej bonderyzacji wynosi 2 do 10 min. Temperatury nie zaleca się obniżać poniżej 20°C. Otrzymywane powłoki są co najmniej jasniejsze niż przy fosfatażacji na gorąco. Pod względem składu i własności antykorozyjnych powłoki otrzymywane przez zimną bonderyzację są równoważące z powłokami otrzymywanymi w procesach na gorąco.

P. K.

²⁾ Bardzo dobre wyniki daje również oczyszczanie powierzchni przez piaskowanie. Proces fosfatażacji powierzchni piaskowanych przebiega szybciej, a otrzymane warstwy są bardziej drobno-kryształiczne, a tym samym mniej porowate. Do piaskowania, aby uzyskać możliwie gładką powierzchnię, stosuje się piasek bardzo drobny o ziarnistości niewyczuwalnej między palcami, pochodzący najlepiej z odpylaczy pracujących na piaskowni (uzupełnienie tłumacza).

Wg art. Dr Ing. H. Kalpers — Korrosionsschutz von Stahlteilen durch Phosphatieren-Feinwerktechnik, 6/52, str. 136.

Technologia produkcji sprężystych elementów falistych

Inż.-mech. WŁODZIMIERZ DĘBSKI

Sprężyste elementy faliste (przepony) znajdują zastosowanie w wielu wyrobach mechaniki precyzyjnej, jak: w urządzeniach pomiarowych i regulujących, odwadniaczach, manometrach i in.

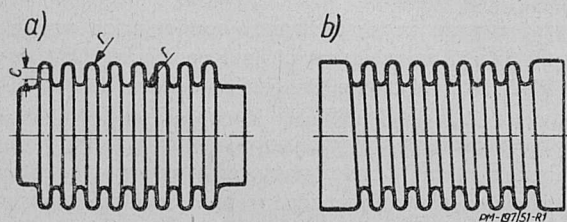
Artykuł omawia technologię produkcji sprężystych elementów falistych. Omówiono dwie metody wykonania: hydrauliczną i mechaniczną oraz technologię gładkich tulejek cienkościennych jako materiału wyjściowego do produkcji elementów sprężystych metodą hydrauliczną. W końcowej części artykułu omówiono warunki odbioru technicznego sprężystych elementów falistych.

Szereg urządzeń i przyrządów pomiarowych i regulujących wymaga zastosowania elementów sprężystych w kształcie rurki lub tulejki falistej. Wymagania stawiane tym elementom są następujące: element falisty winien być szczelny, posiadać odpowiednią wytrzymałość na ciśnienie stosowane zewnętrznie lub wewnętrznie oraz mieć wysokie własności sprężyste przy osiowym działaniu siły. Element falisty musi wytrzymywać długotrwałe zmienne ściskająco-rozciągające obciążenia bez utraty własności sprężystych. Wielkości elementów są różnorodne w zależności od warunków pracy. Średnice zewnętrzne mieszczą się w granicach od 10 do 60 mm, przy czym wysokość fal wynosi około $1/6 d$. Grubości ścianek elementów w zależności od średnicy i stosowanego ciśnienia wynoszą od 0,1 do 0,5 mm, przy czym elementy na większe ciśnienia wykonuje się o ściance podwójnej. Przekrój typowych elementów sprężystych pokazano na rys. 1.

Najodpowiedniejszym materiałem do produkcji elementów sprężystych jest, według źródeł radzieckich, mosiądz o zawartości 85% Cu i 15% Zn. Warunkom tym odpowiada według PN/H mosiądz CuZn15. Źródła angielskie polecają na ten cel mosiądz o zawartości 80% Cu i 20% Zn. W wypadku zastosowania elementów sprężystych do pracy w ośrodku działającym silnie korozyjnie, wykonuje się je ze stopu o składzie chemicznym: 76% Cu, 22% Zn, 2% Al. Składowi temu odpowiada według PNH mosiądz specjalny CuZn22Al2. Materiał użyty do produkcji winien być najwyższej jakości, wolny od szkodliwych zanieczyszczeń.

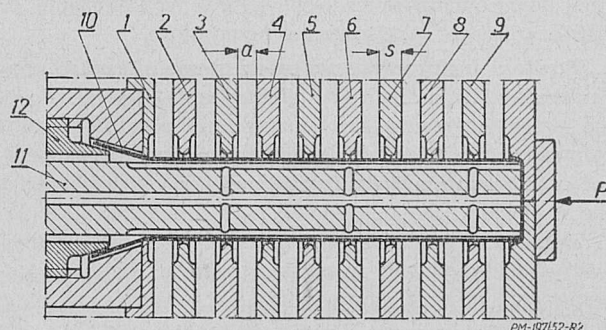
Przemysł Polski dotychczasowe zapotrzebowanie na tego rodzaju elementy pokrywał z importu, płacąc za nie dewizami. Technologia produkcji tych elementów na terenie kraju nie była dotychczas opracowana.

Instytut Obróbki Plastycznej w Poznaniu opracował dwie metody formowania tego rodzaju elementów: metodą hydrauliczną i metodą mechaniczną. W metodzie pierwszej otrzymuje się elementy o falach prostopadłych do osi (rys. 1a), w drugiej o falach nachylonych, tworzących linię śrubową (rys. 1b).



Rys. 1. Elementy faliste a) — o falach prostopadłych do osi, b) — o falach nachylonych, tworzących linię śrubową.

W metodzie hydraulicznej elementem wyjściowym jest cienkościenna, gładka tulejka o średnicy wewnętrznej równej żądanej średnicy wewnętrznej elementu falistego. Sam proces formowania polega na tym, że tulejka prowadzona na specjalnym trzpieniu, umożliwiającym dopływ płynu do wnętrza tulejki pod ciśnieniem kilkudziesięciu atmosfer, jest objęta formą składającą się z szeregu płytek. Wewnętrzny profil płytki jest identyczny z żądanym profilem elementu falistego na odcinku od wierzchołka jednej do wierzchołka następnej fali. Dwie płytki skrajne są o połowę cieńsze i każda z nich tworzy profil od wierzchołka do dna fali. Poszczególne płytki są dwudzielne, co umożliwia wyjęcie uformowanego elementu z matrycy.



Rys. 2. Schemat formowania fal metodą hydrauliczną: 1 — 9 — dwudzielne płytki formy, 10 — formowana tulejka, 11 — trzpień z kanałami dla dopływu oleju pod ciśnieniem do wnętrza tulejki, 12 — uchwyty stożkowy do zamocowania tulejki.

W stadium początkowym płytki nie stykają się z sobą (rys. 2), lecz są umieszczone w stałej odległości od siebie. Odległość ta jest regulowana przy pomocy wkładek. Winna ona wynosić

$$a = 0,9 b - s$$

gdzie: a — odległość płytek w stadium początkowym; b — rozwinięta długość żądanej fali od wierzchołka do wierzchołka następnego, $b = 2\pi r + 2c$ (rys. 1); s — grubość płytki = $4r$.

Otwarcie zaworu, doprowadzającego ciecz pod ciśnieniem do wnętrza tulejki, powoduje wstępne wyoblanie, które jednocześnie unieruchamia rozstawione płytki formy. W tym momencie można wyjąć spomiędzy płytek wkładki regulujące, bez obawy zmiany rozstawu płytek.

Wielkość stosowanego ciśnienia wewnętrznego jest zależna od średnicy tulejki, od grubości ścianek i w pewnym stopniu od początkowego rozstawu płytek. Np. Dla gładkiej tulejki o średnicy zewnętrznej 18 mm, przy grubości ścianek 0,15 mm i rozstawie osi płytek 11 mm, najkorzystniejszym okazało się ciśnienie

nie 40 at. Wielkości tego ciśnienia należy ściśle przestrzegać; już różnice ± 2 at powodowały nieudane formowanie elementu falistego.

W następnym stadium formowania, przy niezmiennym ciśnieniu cieczy wewnątrz, tulejkę śtłacza się osiowo pod prasą wraz z formą aż do momentu zetknięcia się płytek. Poprzednio lekko wyoblona tulejka pod wpływem ciśnienia wewnętrznego i nacisku osiowego wypełnia ściskaną w tym czasie składaną formę, tworząc wymagane fale. Po stłoczeniu formy należy najpierw wyłączyć dopływ cieczy pod ciśnieniem do wewnątrz tulejki, a następnie zdjąć osiowy nacisk prasy i otworzyć dwudzielną formę celem wyjęcia tulejki z uformowanymi falami. W ten sposób uformowana tulejka nie wykazuje jeszcze dostatecznych własności sprężystych. Bez doprowadzenia ciśnienia do wewnątrz i bez formy składanej, należy na ręcznej prasce dźwigniowej stłoczyć tulejkę, aż do zetknięcia się fal. Stłoczenie to wykonuje się ostrożnie, aby tulejki nie zgnieść. Po tej operacji element falisty wykazuje już własności sprężyste. Stabilizacja elementu w temp. 100°C w ciągu 7 godzin własności te utrwała. Wielkość strzałki ugięcia sprężystego w ten sposób uformowanej tulejki falistej, przy danym obciążeniu dla danego materiału, zależy od ilości fal, od ich głębokości i ich szerokości.

Tulejki faliste po formowaniu fal posiadają drobne wady powierzchni, które usuwa się obróbką chemiczną obejmującą:

1) T r a w i e n i e w mieszaninie kwasów:

HNO ₃ 65%	— 2 l
H ₂ SO ₄ 98%	— 3,2 l
HCL 35%	— 1,7 l
H ₂ O	— 0,8 l

w czasie 3 ÷ 5 sek. — temperatura kąpieli 18°C.

2) P ł u k a n i e w bieżącej wodzie w czasie kilku minut.

3) S u s z e n i e w strumieniu ciepłego powietrza.

Element sprężysty otrzymany tą metodą jest jednostronnie zamknięty dnem. Przez obcięcie dna otrzymuje się element obustronnie otwarty.

Na rys. 3 pokazano tulejki wyjęte z przyrządu w różnych stadiach formowania fal.

Osobnym zagadnieniem jest wykonanie gładkiej tulejki cienkościennej jako materiału wyjściowego do produkcji elementów sprężystych. Wysokie wymagania stawiane tym tulejkom co do gładkości powierzchni, cienkościennej i równomierności grubości ścianek stwarzają dodatkowe trudności.

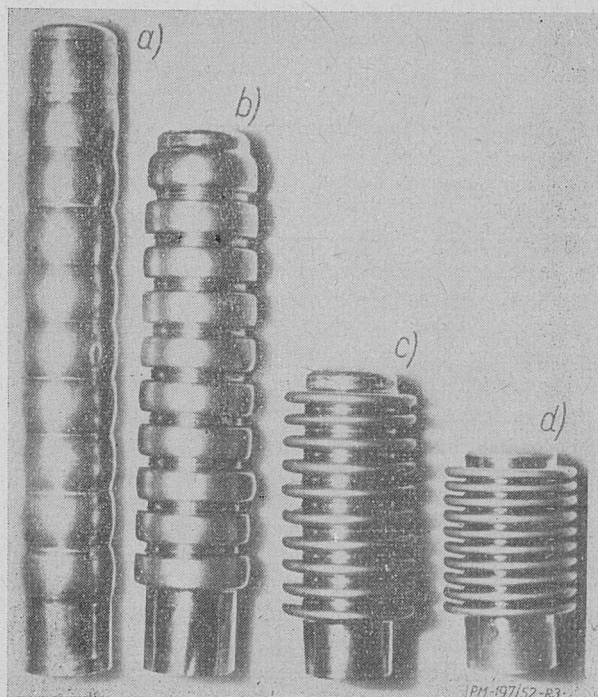
Istnieją dwie metody produkcji tego rodzaju tulejek:

1) z krążka cienkiej blachy metodą głębokiego tłoczenia w pierwszych operacjach i redukcją grubości ścianek otrzymanej tulejki w dalszych;

2) z krążka blachy lub z krążka ciętego z pręta metodą wyciskania na zimno. Metodę tę można polecić ze względu na prostotę wykonania tulejki o żądanych wymiarach w jednej operacji z zachowaniem wysokich tolerancji wymiarowych. Celem otrzymania tulejek o bardzo cienkich ściankach należy stosować dodatkowe operacje redukcji grubości ścianek.

Metoda pierwsza wymaga 7 do 8 operacji oraz dodatkowo międzyoperacyjnej obróbki cieplnej i chemicznej przed każdą operacją głębokiego tłoczenia lub

operacją redukcji grubości ścianki. Stosując metodę wyciskania z pełnego materiału znacznie zmniejsza się ilość operacji potrzebnych do wykonania cienkościennej tulejki.



Rys. 3. Tulejki w poszczególnych stadiach hydraulicznego formowania fal: a) — tulejka wyoblona wstępnie jedynie przy pomocy ciśnienia oleju od wewnątrz, b) — tulejka wyjęta w trakcie ściskania osiowego formy, c) — tulejka po osiowym ściśnięciu formy, d) — tulejka po stłoczeniu na trzpieniu, bez ciśnienia oleju od wewnątrz, aż do zetknięcia się fal.

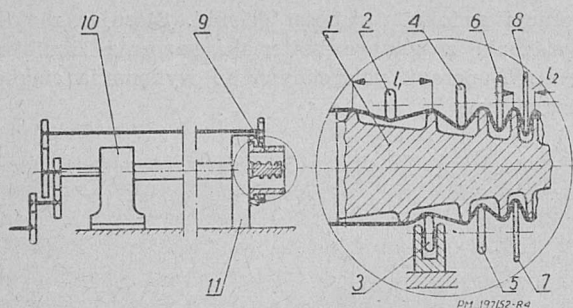
Instytut Obróbki Plastycznej wykonał tulejki z krążków blachy o średnicy 70 mm i grubości 0,7 mm w trzech operacjach głębokiego tłoczenia i czterech operacjach redukcji ścianek. Wymiary odpowiednich narzędzi i każdorazowe stopnie przeformowania podano w tablicy I.

TABLICA. I. Wymiary narzędzi i stopnie przeformowania stosowane przy wykonaniu gładkich cienkościennej tulejek. Krążek wyjściowy o $\varnothing$ 70 mm.

Nr ciętna	Stopień przeform.	Średnica matrycy w mm	Średnica stempla w mm	Grubość blachy w mm	Prom. matrycy i prom. stempla w mm
I	0,55	37,00	35,2	0,7	4,5
II	0,75	27,80	26,0	0,7	4,0
III	0,73	20,20	18,4	0,7	3,5
IV	0,68	19,18	18,22	0,48	3,0
V	0,68	18,64	17,96	0,33	2,5
VI	0,66	18,33	17,89	0,22	2,5
VII	0,68	18,00	17,70	0,15	2,0

Oprócz metody hydraulicznej, Instytut opracował metodę mechaniczną, która pozwala uformować elementy faliste z obu stron otwarte o śrubowej linii fal. Metoda ta ma tę zaletę, że można przy jej pomocy otrzymać bardzo długie rurki faliste.

Formowanie fal metodą mechaniczną odbywa się drogą wyoblania. Wychodzi się tu z gładkiej, cienkościennej rurki o średnicy zewnętrznej równej średnicy zewnętrznej elementu falistego, gdyż przy tym sposobie formowania fal, ścianka wyobla się do wewnątrz.

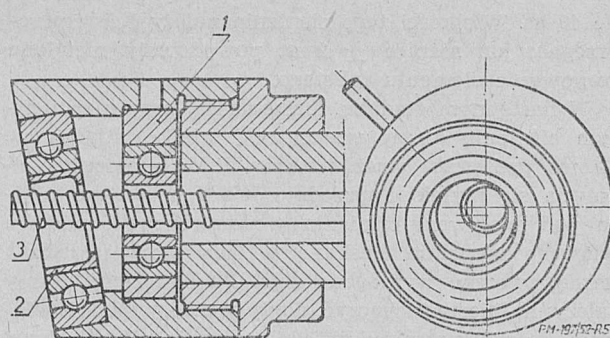


Rys. 4. Schemat urządzenia do produkcji rurek falistych metodą mechaniczną przy pomocy ślimaka.

W pierwszych próbach oparto się na danych podanych w 6 t. Maszynostrojenia. Podana tam metoda mechaniczna pozwala otrzymać z gładkiej rurki, rurkę falistą w jednej operacji. Na rys. 4 podano schemat odnośnego urządzenia. Wyoblanie odbywa się przy współpracy ślimaka 1 z rolkami 2 — 8 umocowanymi w obrotowej głowicy 9. Ślimak i głowica są napędzane w tym samym kierunku z silnika poprzez przekładnię kół zębatach. Gładka rurka nasadzona na wałek ślimaka, jednym końcem umocowana jest w przesuwym wsporniku 10, drugim poprzez otwór we wsporniku 11 nasuwa się na ślimak. Po uruchomieniu urządzenia materiał rurki z długości l_1 wyobla się do wewnątrz, tworząc falę o szerokości l_2 . Metoda ta nie nadaje się jednak do wykonania sprężystych elementów falistych o małych średnicach. Próby przeprowadzone w Instytucie na rurkach o średnicy zewnętrznej 10 mm i grubości ścianek 0,1 mm i 0,2 mm nie powiodły się. W momencie formowania fal występowały w rurce, wskutek tarcia rurki o ślimak, zbyt wielkie naprężenia skręcające, powodujące jej zniszczenie.

Dalsze próby przeprowadzono na urządzeniu skonstruowanym przez inż. Sobczyńskiego Bogdana, umożliwiającym wykonanie elementu w trzech zasadniczych operacjach. Na rys. 5 przedstawiono konstrukcję urządzenia do wykonania pierwszej operacji.

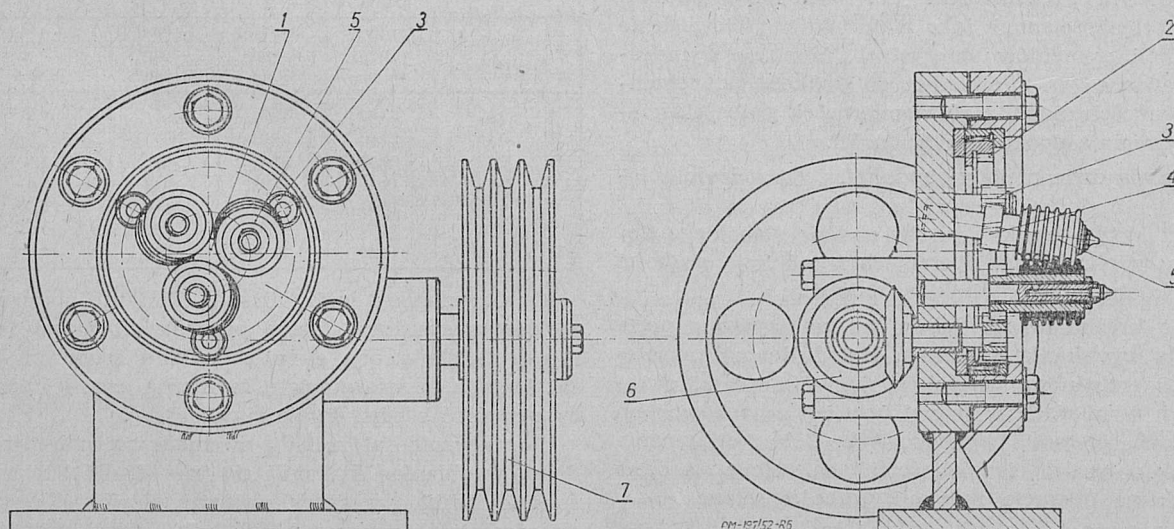
W głowicy przyrządu wbudowano 2 łożyska kulkowe. Jedno umocowane w mimośrodku prowadzi wyoblana rurkę. W drugim, umocowanym mimośrodkowo



Rys. 5. Schemat przyrządu do pierwszej operacji wykonania rurek falistych metodą mechaniczną przy pomocy rolek; 1 — mimośród, 2 — trzpień z naciętym gwintem, 3 — rolka.

i nachylonym pod kątem do osi przyrządu, obraca się rolka kształtowa. Gładka rurka nasadzona jest na trzpień z naciętym gwintem płaskim o zaokrąglonym polu. Po zamknięciu mimośrodu położenie rolki przypada w środku brzozy naciętej na trzpieniu. Rurka zamocowana jednym końcem w uchwycie tokarki, otrzymuje ruch obrotowy, wkręcając się w przyrząd umieszczony na suporcie obrabiarki. Rolka kształtowa wyobla wstępnie rurkę, usztywniając ją jednocześnie i umożliwiając przeprowadzenie następnej operacji. Operację następną przeprowadza się na przyrządzie według rys. 6.

Trzy rolki wyoblające posiadają napęd planetarny z wieńca o uzębieniu wewnętrznym, który z kolei poprzez przekładnię zębatą i pasową, napędzany jest silnikiem elektrycznym. Rolki wyoblające wykonano stożkowe o małej zbieżności. Każda z nich posiada dziesięć zęberek o zmiennej kolejno grubości. Odległości pomiędzy zębarkami zmieniają się również kolejno. Osie rolek nachylono pod kątem linii śrubowej rurki, w płaszczyźnie równoległej do osi głównej przyrządu a zarazem do osi wyoblanej rurki. Rozstaw osi i średnice rolek są tak dobrane do średnicy wyoblanej rurki, że rolki obracają się swobodnie obok siebie i dają odpowiednio głębokie wyoblanie do wnętrza rurki dla drugiej operacji. Sam proces wyoblania w drugiej operacji przeprowadza się bez pomocy trzpienia, mię-

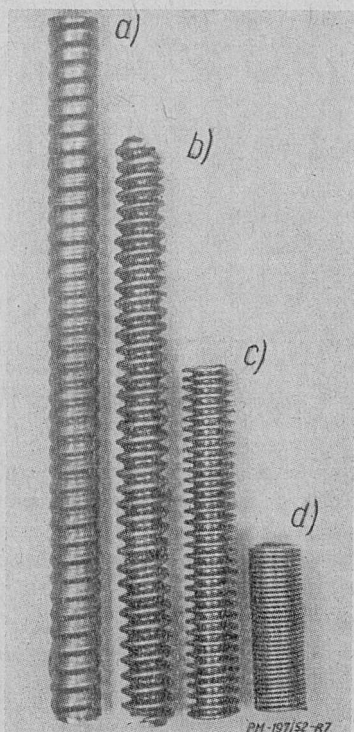


Rys. 6. Schemat przyrządu do drugiej operacji wykonania rurek falistych metodą mechaniczną przy pomocy rolek; 1 — wyoblana rurka, 2 — koło zębate o uzębieniu wewnętrznym, 3 — koło zębate pośredniczące, 4 — koło zębate napędzające rolkę, 5 — rolka, 6 — przekładnia zębata stożkowa przenosząca napęd z koła pasowego na rolki, 7 — koło pasowe.

dzy tymi trzema rolkami, bez żadnego podparcia. Rurka podana do uruchomionego przyrządu wkręca się na skutek tarcia o rolki, które pogłębiają i ścieśniają fale otrzymane w pierwszej operacji.

Trzecią operację przeprowadza się po ewentualnej uprzedniej obróbce cieplnej i chemicznej. Pierwsza ma na celu usunięcie zgniotu na zimno, druga usunięcie warstwy tlenków tworzącej się w czasie obróbki termicznej. Przyrząd do operacji trzeciej ma identyczną konstrukcję jak przyrząd podany na rys. 6. Jedynie rolki wyoblające w tym wypadku są walcowe oraz pochylenie osi rolek jest mniejsze, dostosowane do pochylenia zwoju fal, rurki wyoblonej w drugiej operacji.

Otrzymane w ten sposób rurki, podobnie jak przy formowaniu metodą hydrauliczną, sflacza się na ręcznej prasie, stabilizuje i oczyszcza się chemicznie powierzchnię, celem usunięcia drobnych wad i nadania połysku.



Rys. 7. Rurka w poszczególnych stadiach mechanicznego formowania fal przy pomocy rolek: a) — rurka po operacji wstępnej, b) — rurka po operacji drugiej, c) — rurka po operacji trzeciej, d) — rurka po sflaczeniu na trzpieniu, aż do zetknięcia się fal.

Na rys. 7. pokazano rurkę falistą wykonaną metodą mechaniczną w poszczególnych stadiach obróbki.

Sprężyste rurki faliste wykonane w Instytucie posiadały średnicę zewnętrzną 10 mm przy grubości ścianki 0,2 wzgl. 0,15 mm.

Dla tych rurek pochylenie mimośrodowej rolki wyoblającej w pierwszej operacji wynosiło 15° , zbieżność rolek do drugiej operacji $1^\circ 20'$, przy pochyleniu osi rolek 10° . Dla operacji trzeciej to samo pochylenie zmniejszono do 5° .

Gotowe elementy sprężyste winny być poddane szczegółowemu odbiorowi technicznemu, stwierdzającemu prawidłowe wykonanie i wymagane własności.

Badania te winny obejmować:

1) Badanie szczelności elementu, przy pomocy sprężonego powietrza. Element winien być zanurzony w wodzie, dla pewniejszego zauważenia najdrobniejszych nieszczelności.

2) Badanie trwałości elementu. Badanie przeprowadza się na maszynie umożliwiającej zastosowanie zmiennych obciążeń ściskająco-rozciągających, z jednoczesnym doprowadzeniem do wewnątrz elementu powietrza odpowiednio sprężonego. Badania te należałoby przeprowadzać na paru elementach z każdej odbieranej partii, aż do ich zniszczenia.

3) Badanie odkształcenia sprężystego w zależności od działającej siły osiowej.

4) Badanie zgodności wymiarów.

Próby przeprowadzone w Instytucie Obróbki Plastycznej, mimo że były przeprowadzone w warunkach półtechnicznych, wykazały całkowitą możliwość opanowania tej trudnej produkcji na skalę przemysłową i to zarówno metodą hydrauliczną, jak i mechaniczną. Należałoby tylko na bazie dotychczas przeprowadzonych doświadczeń skonstruować i wykonać przyrządy umożliwiające zautomatyzowanie niektórych czynności, co w szczególności odnosi się do metody hydraulicznej, której wydajność od tego w pierwszym rzędzie zależy. Urządzenia zagraniczne skonstruowane w tym celu mają zdolność produkcyjną do 25.000 elementów sprężystych tygodniowo.

Należy dodać, że elementy sprężyste wyprodukowane próbnie w Instytucie w ilości około 400 sztuk wykazały w pracy, że nie ustępują w niczym sprawdzanym dotychczas z zagranicy.

LITERATURA

- Sorokin — Technologie производства термостатов — Автомобильная Промышленность Nr 2. 1950, s. 21 — 23
 Maszynostrojnie. T. 6. s. 504.
 Nahtlose metallische Federkörper V. D. I. 1935. s. 1175 — 76
 Hydraulically Formed Seamless Metal Bellows. Methods employed for making Hydroflex Bellows at the Works of Drayton Regulator and Instrument Co. Machinery, London t. 74. Nr 1893, luty 1949, s. 131-35.
 D. Wendell Feutress — Stainless Steel Tubing. The Iron Age Semi-Annual Index. t. 144, Nr 7, 1939, s. 46 — 48.
 M. J. Sargeant, M. A. Hons — Production Methods at a Modern Instrument, Machinery Lloyd. Continental Edition T XXI, Nr 20A. 1949, s. 91.

Zawiadomienie

Z zakresu tematyki niniejszego zeszytu specjalnego do redakcji „Przeglądu Mechanicznego” wpłynął szereg artykułów, które jednak ze względu na brak miejsca nie zostały w tym zeszycie opublikowane. Są to:

Mgr inż. Roman Calikowski — Nitowanie w konstrukcjach drobnych,

Dr inż. Tadeusz Jakubowski — Technologia precyzyjna,

Mgr inż. Edward Loth — Wykonywanie zasadniczych części instalacji wtryskowej silników wysoko-
prężnych,

Mgr inż. Jerzy Mikoszewski — Sprawdzanie maszyn wytrzymałościowych,

Jerzy Ogerman — Produkcja ultracienkich drutów metodą elektropolerowania,

Mgr inż. Andrzej Styrzula — Uwagi o procesach technologicznych przy wytwarzaniu przepon do maszyn.

Artykuły te zostaną opublikowane w poszczególnych zeszytach w rb. i 1953.

Redakcja

Nagrzewanie indukcyjne w drobnych konstrukcjach

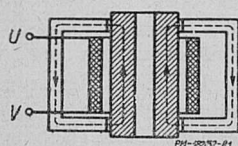
Nagrzewanie indukcyjne prądami wysokiej częstotliwości zyskało w ostatnich dziesiątkach lat nadzwyczaj szerokie rozpowszechnienie, które tłumaczy się szeregiem poważnych zalet, jakimi metoda ta wyróżniła się w porównaniu do innych sposobów nagrzewania.

Poniższy artykuł ma na celu omówienie zastosowania tej, na ogół już znanej, metody¹⁾ w odniesieniu do części drobnych i precyzyjnych.

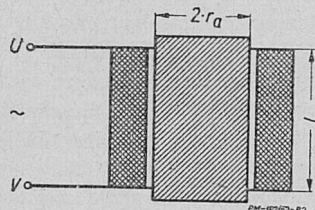
Przy masowej produkcji części drobnych zachodzi często konieczność podgrzewania ich, czy to dla obróbki cieplnej, czy dla łączenia przez lutowanie itp. Obecnie najczęściej stosowane jest w tym celu grzanie indukcyjne prądami wysokiej częstotliwości, ponieważ okazało się ono z różnych względów najdogodniejsze i najekonomiczniejsze.

Działanie urządzenia do grzania indukcyjnego można porównać do działania transformatora. Jako przykład posłuży schemat układu stosowanego do nagrzewania grubościennych rur (rys. 1), gdzie uzwojenie pierwotne ma postać cewki, uzwojenie wtórne stanowi zaś sam przedmiot nagrzewany.

W podanym przykładzie, ze względu na znaczną grubość ścian rury, można się obyć bez rdzenia, który należałoby umieścić wewnątrz rury, gdyby była ona cieńsza. Widoczny na rys. 1 rdzeń zewnętrzny ma za zadanie skupienie i prowadzenie linii pola magnetycznego. Ponieważ straty w żelazie rdzenia rosną ze wzrostem częstotliwości prądu, więc rdzeń stosuje się jedynie tam, gdzie przepływający prąd posiada częstotliwość nie większą niż 50 Hz.



Rys. 1. Schemat grzania rurki.



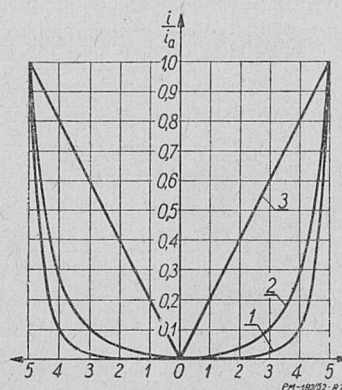
Rys. 2. Schemat grzania cylindra.

Przy grzaniu prądami wysokiej częstotliwości nie odgrywa roli, czy wewnątrz cewki znajduje się rurka, czy pełny walec. Przy grzaniu części walcowych urządzenie wygląda schematycznie jak pokazano na rys. 2.

Częstotliwość prądu ma duży wpływ na inne zjawisko. Powstały w walcu prąd indukowany ma zgodnie z prawem indukcji kierunek odwrotny do kierunku prądu w uzwojeniu pierwotnym. Wytwarzane ponadto pole magnetyczne, które w stosunku do pola pierwotnego jest skierowane również przeciwnie. Strumień magnetyczny i prąd indukcyjny nie płyną zatem równomiernie przez cały przekrój cylindra. Są one bardziej skoncentrowane na jego powierzchni, a wewnątrz (bliżej środka) linie ulegają rozrzedzeniu. Zagęszczanie linii jest zależne nie tylko od częstotliwości prądu, ale i od magnetycznych i elektrycznych własności przedmiotu nagrzewanego. Ponieważ własności te zmieniają się w zależności od temperatury, więc zmiany tej ostatniej wywierają wpływ na rozkład linii prądu.

Wykres na rys. 3 przedstawia krzywe rozkładu prądów indukowanych w cylindrze stalowym o śred-

nicy 100 mm. Linia 1 odpowiada rozkładowi dla temperatury 20°C, linia 2 — dla 750°C (tuż przed punktem przemiany własności magnetycznych stali), linia 3 — dla 1000°C. Wysoka przewodność magnetyczna przed przemianą alotropową, jak również zwiększenie częstotliwości mają duży wpływ na rozkład prądów. Można w ten sposób osiągnąć zagęszczenie linii prądu w warstwie zewnętrznej walca według krzywej 1 również przy temperaturze 1000°C, ale stosując częstotliwość 16000 Hz.

Rys. 3. Zagęszczenie linii prądu przy cylindrze $r = 100$ mm i częstotliwości 50 Hz.

Ponieważ w konkretnych przypadkach podgrzewania części drobnych mamy materiał o znanym oporze i znanym przewodnictwie, który nie zmienia swych własności, więc zmianę rozkładu prądów można uzyskać jedynie przez zmianę częstotliwości prądu w uzwojeniu pierwotnym.

Właściwy dla danego przypadku rozkład gęstości prądów zależy od celu, jaki chcemy osiągnąć. Jeżeli przedmiot ma być ogrzany na wskroś, to dążymy do skupienia możliwie dużej mocy nagrzewania w całej objętości przedmiotu, co zachodzi przy rozkładzie gęstości prądu zbliżonym do prostej 1 (rys. 3).

Jeżeli chcemy otrzymać nagrzewanie powierzchniowe, to krzywą rozkładu powinna mieć przebieg tak stromy, jak tylko jest to możliwe, aby nagrzane zostały tylko warstwy zewnętrzne. Dla określenia głębokości przenikania prądu mamy znany wzór:

$$\delta = 5,03 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{\rho}{\mu f}}; \text{ mm};$$

gdzie: ρ — oporność właściwa w $\Omega\text{mm}^2/\text{m}$, μ — przenikliwość magnetyczna, f — częstotliwość prądu w Hz.

Wzór ten odnosi się do powierzchni płaskich, daje jednak wystarczająco dokładne wyniki również dla powierzchni walcowych, jeżeli średnica walca jest dużo większa od czterokrotnej głębokości przenikania prądu.

¹⁾ Patrz PM-1950 r. str. 223—229 oraz PM-1951, str. 270—274.

Dla uzyskania ogrzewania powierzchniowego części muszą być zachowane następujące warunki:

1) częstotliwość indukowanego prądu musi być tak dobrana, aby głębokość przenikania prądu nie była większa od wymaganej głębokości grzania;

2) prędkość grzania musi być tak dobrana, aby nie nastąpiło odprowadzenie ciepła do wnętrza przedmiotu.

Z doświadczenia wiadomo, że dla nagrzania na głębokość $1 \div 3$ mm moc dostarczonego prądu powinna wynosić $1 \div 1,5$ kW/cm² powierzchni przedmiotu. Czas nagrzewania do temperatury hartowania wynosi wówczas $0,5 \div 1,0$ sek.

Inaczej przedstawia się obliczenie mocy przy grzaniu przedmiotu na wskroś. Wartość tej mocy na 1 cm długości nagrzanego sworznia o promieniu r wynosi:

$$N = (A_z)^2 \rho \pi r^2 K^2 P \quad \text{W/cm}$$

gdzie: $K = 2\pi \sqrt{\frac{2f \cdot 10^{-3}}{\rho}}$, A_z — ilość amperozwoi,

$P = \varphi(r, K)$, ρ — oporność właściwa Ωcm , r — promień sworznia nagrzewanego, μ — częstotliwość magnetyczna, f — częstotliwość prądu Hz.

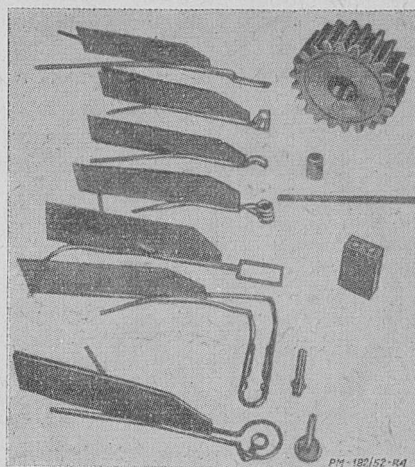
Ponieważ jednak dla obliczenia prędkości nagrzewania ważniejsza jest wielkość mocy przypadającej na jednostkę objętości przedmiotu, więc powyższy wzór dzieli się zwykle przez r^2 . Widać wówczas, że moc ta jest zależna od natężenia i częstotliwości prądu, od stałych elektrycznych materiałów oraz od funkcji $P = \varphi(r, K)$. Funkcja ta jest zależna od stosunku średnicy sworznia do głębokości przenikania prądu. Obliczone maksimum sprawności grzania zachodzi dla stosunku $d/r = 3,5$. Przy projektowaniu grzania n a w s k r o ś powinno się zatem częstotliwość tak dobierać, aby głębokość przenikania wynosiła około $1/4$ średnicy sworznia, wtedy bowiem uzyskamy największą prędkość ogrzewania danego przedmiotu.

Nagrzewanie na wskroś można jednakże przeprowadzić również przy użyciu znacznie większych częstotliwości, niż to wynika z obliczenia, należy jedynie wtedy zastosować odpowiednio mniejszą moc indukowaną, tak aby szybkość nagrzewania warstwy zewnętrznej była mniejsza od szybkości przekazywania ciepła do wnętrza przedmiotu.

Przy zastosowaniu nagrzewania indukcyjnego do części drobnych niezbędne są bardzo duże częstotliwości, leżące w obszarze od 500 do kilku tysięcy kHz. Do wytwarzania takich prądów używa się dziś wyłącznie urządzeń lampowych o mocy $1,2 \div 4$ ($\div 15$) kW.

Urządzenia takie składają się zwykle: w części sieciowej — z transformatora i prostownika, w części wysokiej częstotliwości — z lampy chłodzonej powietrzem i obwodu drgającego z odpowiednimi zabezpieczeniami i urządzeniami do regulacji czasu przepływu prądu, działającymi zwykle z dokładnością do $1/50$ sek. Załączanie prądu odbywa się zwykle pedałem nożnym, a wyłączenie następuje automatycznie. Uzwojenie, indukujące prądy w przedmiocie, musi być wykonane tak, aby obejmowało dokładnie część przedmiotu. Wykonane ono jest zwykle z rurki miedzianej, a rzadziej srebrnej, o przekroju okrągłym, lub kwadratowym (rys. 4).

Urządzenia indukcyjne są stosowane w mechanice drobnej tak do lutowania twardego i miękkiego, jak i do hartowania powierzchniowego, lub na wskroś.

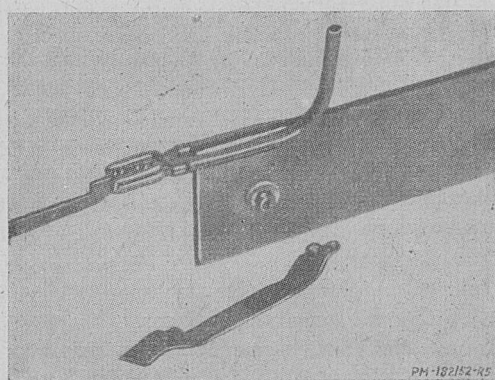


Rys. 4. Różne kształty uzwojeń nagrzewania części pokazanych obok.

Dla lepszego poznania zalet tej metody podane są poniżej czasy nagrzewania różnych przedmiotów:

Stopka maszyny do szycia: moc generatora	2 kW;	czas; 6,0 sek.
Płytki kontaktowa (Ag — Cu): „ „	1 kW; „	0,9 „
Przy lutowaniu końcówki do rurki (St)	„ „	2 kW; „ 4,0 „
Lutowanie czcionek przy maszynie do pisania (rys. 5.)	„ „	1 kW; „ 1,5 „
Pierścienie do migawki fotograficznej (rys. 6.)	„ „	1 kW; „ 0,6 „
Wiertła dentystyczne	„ „	1 kW; „ 0,3 „

Indukcyjne ogrzewanie może być stosowane również do przedmiotów długich. W takim przypadku przedmiot ogrzewany musi się przesuwać wewnątrz uzwojeń obwodu pierwotnego. Czas grzania reguluje się wtedy prędkością przesuwu części grzanej. Przy grzaniu powierzchniowym, oprócz posuwu, powinien być nadany przedmiotowi ruch obrotowy, dla dobrego nagrzania całej jego powierzchni.



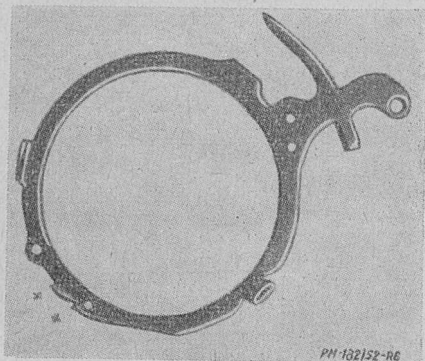
Rys. 5. Lutowanie miękkie czcionek na maszynie do pisania.

Na szerokie rozpowszechnienie ogrzewania prądami wysokiej częstotliwości wpłynęły następujące zalety tej metody:

- 1) Duża prędkość nagrzewania części.
- 2) Identyfikacja warunków przy nagrzewaniu kolejnych części w produkcji masowej.
- 3) Możliwość uzyskania wysokich temperatur, które są zależne jedynie od czasu przepływu prądu i zagęszczenia linii prądu.

4) Stała gotowość do pracy: urządzenie nie wymaga nagrzewania i studzenia, jak przy piecach grzewczych.

5) Możliwość automatyzacji procesu grzania i połączenia jej w jedną całość z innymi procesami technologicznymi.



Rys. 6. Pierścień migawki fotograficznej częściowo utwardzany prądami wysokiej częstotliwości.

6) Praca w czasie grzania czysta, bez podwyższenia temperatury otoczenia towarzyszącego innym sposobom nagrzewania.

7) Możliwość ograniczenia grzania tylko do pewnej, nawet bardzo małej części przedmiotu ogrzewanego.

8) Możliwość skrócenia czasu od momentu zakończenia grzania do chwili studzenia (nawet przez zastosowanie grzania bezpośredniego w kąpeli chłodzącej).

Wadą tego procesu technologicznego jest stosunkowo duży koszt generatora wysokiej częstotliwości. Warunkiem opłacalności grzania indukcyjnego będzie zatem dobre wykorzystanie urządzeń grzewczych. Biorąc pod uwagę wielką wydajność godzinową nowoczesnych urządzeń, wynoszącą $600 \div 2000$ szt. na godzinę, wyznaczyć można koszt jednej godziny pracy urządzenia. Na koszty te złożą się: amortyzacja generatora i lamp, wynosząca 20% kosztów zainstalowania oraz koszt zużycia energii elektrycznej

Zaznaczyć wypada, że grzanie indukcyjne, w miarę jego rozpowszechnienia, będzie miało coraz większy wpływ na kształtowanie części, stosowanych w technice drobnych konstrukcji. Widać to wyraźnie na przykładzie pierścienia migawki fotograficznej, pokazanym na rys. 6, gdzie utwardzone zostały jedynie jego dwa haczykowate występy, oznaczone *xx*. Wobec łatwości grzania cienkościennych elementów, wejdzie prawdopodobnie w użycie w szerszym niż dotychczas stopniu lutowanie części, zamiast wykonywania ich z jednego kawałka metalu i stosowania obróbki skrawaniem lub odlewu pod ciśnieniem.

Na podstawie FWT 1951, *Hennicke: Die Hochfrequenz — Induktionserwärmung in der feinmechanischen Fertigung* — opracował R. C.

Zasady wiercenia małych otworów

Wiercenie małych otworów posiada duże znaczenie w wielu działach produkcji, jak np. przy wykonywaniu wtryskiwaczy do silników wysokoprężnych, wrzecionek do syntetycznych przedź, części zegarowych i zegarkowych, narzędzi chirurgicznych, lepkościomierzy, dysz mierniczych oraz wielu innych wyrobów.

Poniżej omówiono typy wiertel używanych do wiercenia małych otworów, ogólne zasady doboru typu wiertła, jego ilości obrotów oraz sposób wiercenia i mocowania.

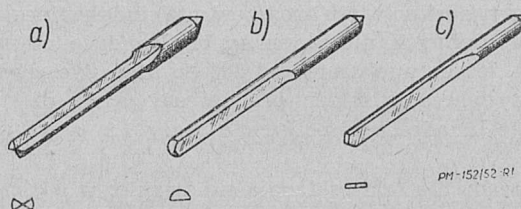
Zwykle wiertła kręte wyrabiane są do średnicy ok. 0,35 mm. Przyjmuje się, iż poniżej tej wielkości rozpoczyna się właściwa dziedzina bardzo małych otworów, jak niektórzy nazywają — dziedzina „mikrowiercenia”. Obszar ten ciągnie się aż do średnicy ok. 0,05 mm, jakkolwiek w pewnych przypadkach wymagane jest wykonywanie otworków o jeszcze mniejszych średnicach.

Istnieje 6 odmian wiertel dla wiercenia małych otworów: kręte z normalnymi dwoma żłobkami, kręte z dwoma żłobkami o małym skoku, kręte o jednym żłobku oraz wiertła o dwóch żłobkach prostych, półkoliste o jednym żłobku i wiertła płaskie. Trzy ostatnie odmiany pokazane są na rys. 1.

Każde ze wspomnianych wiertel jest lekko stożkowe (zbieżność w stronę trzonka) rowek zaś, względnie ścięcie, ma pochyczenie w kierunku odwrotnym tj. pogłębia się ku czołu wiertła, co ma na celu wzmocnienie wiertła.

Co się tyczy zakresów wielkości, wiertła półkoliste stosowane są zazwyczaj dla najmniejszej średnicy 0,05 mm, płaskie do 0,25 mm, proste do 0,35 mm wreszcie kręte ze żłobkami

do 0,1 mm. Długość żłobka w normalnym wiertle do małych otworów wynosi przeważnie 7d, w szczególnych zaś przypadkach może osiągnąć nawet wielkość 20d.



Rys. 1. Odmiany wiertel do małych otworów; a — wiertło o dwóch żłobkach prostych, b — półkoliste o jednym żłobku, c — wiertło płaskie.

Dobór właściwego wiertła zależy od rodzaju obrabianego materiału. Użycie wiertel krętych o 2 żłobkach zaleca się przy wierceniu otworów we wszelkich gatunkach stali, jak również i w stali nierdzewnej. Wiertła płaskie, przeznaczone w zasadzie dla mosiądzu, mogą być również w niektórych przypadkach stosowane z dobrym wynikiem do stali. Nadają się one dobrze do pracy na automatach, ponieważ kształt ich zapewnia największy luz dla odprowadzenia wiórów.

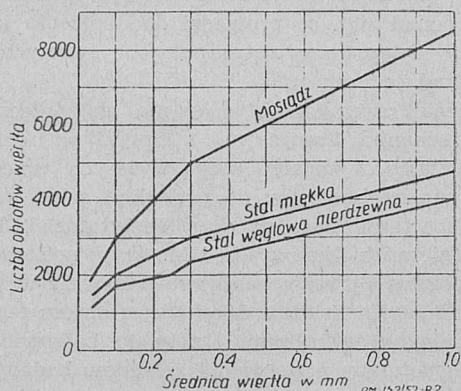
Również wiertła prosto żłobkowane dają doskonałe wyniki przy wierceniu w mosiadcach różnego gatunku. Wiertło kręte 1-żłobkowe używane jest często do kalibrowania otworów, wywierconych innym wiertłem o mniejszej średnicy. Ten typ wiertła nadaje się poza tym do wiercenia w miedzi i niklu.

Przy wierceniu mikrootworów otrzymanie dobrych wyników zależy jest w dużej mierze od obrabiarki. Takie zjawiska, jak np. bicie wrzeciona lub drgania obrabiarki, mogą spowodować uzyskanie otworów niedokładnych a nawet w ogóle uniemożliwić ich wywiercenie.

Często spotyka się niewłaściwe poglądy odnośnie liczby obrotów, z jaką opisane wiertła powinny pracować. Przy przyjęciu za podstawę stosowanych zwykle szybkości skrawania wypadają 5-cyfrowe liczby obrotów na minutę, nie dające się na ogół zrealizować.

W przypadku zastosowania posuwu, odpowiadającego owym dużym szybkościom obrotowym, wiertła łamałyby się wobec swego małego przekroju poprzecznego. Z drugiej strony, przy małym posuwie i tych samych wysokich obrotach zachodzi rozhartowanie się wiertła na skutek silnego tarcia czoła wiertła o dno otworu wierconego i wywołanego przez to nagrzania. Wiertło przestaje wtedy skrawać materiał i dalszy posuw powoduje natychmiastowe złamanie wiertła. W praktyce wiertłem o średnicy 0,05 mm można wiercić z liczbą obrotów od 1200 do 4000 obr/min.

Powyższe uwagi odnoszą się specjalnie do wiercenia w stali. Przy wierceniu w mosiadzu wiertła o średnicy 0,25 mm mogą nieraz pracować przy $n = 10\ 000$ ÷ $15\ 000$ obr/min.



Rys. 2. Zależność ilości obrotów wiertła od jego średnicy, przy wierceniu w różnych materiałach.

Na wykresie rys. 2 podane są zalecane liczby obrotów przy wierceniu mikrootworów. Dane te należy uważać jako orientacyjne, gdyż właściwe obroty mogą być określone jedynie drogą prób.

Przy wierceniu mikrootworów w wiertło powinno być w małych odstępach czasu wysuwane z otworu, gdyż łamanie się wiertła jest zazwyczaj wynikiem zapychania się żłobków wiertła wiórami. Konieczne jest również zapewnienie ścisłej współosiowości wiertła i wrzeciona obrabiarki. Wszystkie wspomniane wiertła wyrabiane są zazwyczaj z chwytami o średnicy 1 mm, co znacznie upraszcza mocowanie, gdyż wystarcza do tego jeden tylko uchwyt samocentrujący.

Dobrze wykonany uchwyt, prawidłowo obsadzony na dokładnym wrzecionie, winien umożliwić takie za-

mocowanie wiertła, ażeby bicie wierzchołka wiertła nie przekraczało $2,5\ \mu$. Zasadnicze znaczenie posiada pewne zamocowanie przedmiotu obrabianego; przy otworkach o bardzo małych średnicach powierzchnia przedmiotu powinna być prostopadła do osi wiertła. Gładkość powierzchni przedmiotu jest również ważna, gdyż obecność nierówności, występujących np. na powierzchniach przedmiotów toczonych zgrubnie, powoduje odchylenie wiertła w chwili nawiercania i w wyniku jego złamanie.

W przypadku użycia przy wierceniu chłodziwa konieczny jest staranny jego dobór. Zbyt gęsty płyn może spowodować zakleszczenie wiertła z wiórami w otworze. Zaleca się stosowanie do tego celu oleju parafinowego.

Jako przykład wydajności, osiągalnej pod warunkiem zachowania odpowiednich warunków pracy przy wierceniu bardzo małych otworów, można przytoczyć, iż jednym wiertłem o średnicy 0,16 mm wywiercono 7000 otworów w blasze ze stali stopowej o grubości 1 mm, przy czym wiercenie rozpoczynało się na powierzchni kulistej (nawiercenie). Inny przykład odnosi się do wykonania małych otworów w częściach zgrzeblarek do welny, gdzie wykonuje się bardzo wielkie ilości małych otworków o średnicy 0,25 mm w pierścieniach z brązu fosforowego o średnicy 1200 mm. Otworki te o głębokości ok. 15 mm, odchylone o ok. 5° od prostopadłej, wykonywane są w ilości 50 szt/godz. na specjalnej wiertarce 1-wrzeciennowej, zaopatrzonej w odpowiednie urządzenie podziałowe.

Do wiercenia otworów w drobnych częściach stosowano przy wiertarkach z powodzeniem samoczynne urządzenia podające. Należy zdać sobie sprawę, iż jest rzeczą praktycznie niemożliwą prowadzić żłobkowaną część wiertła w tulejce przyrządu wiertniczego. Niekiedy można by użyć wystającej z uchwytu gładkiej części trzonka wiertła jako prowadzenia, lecz sposób ten nie daje się zastosować w przypadkach, gdy wymagane jest zachowanie ścisłej odległości otworów wierconych w przedmiocie, ponieważ tulejka prowadząca jest zbyt odległa od czoła wiertła, aby mogła zapewnić dostatecznie dokładne prowadzenie.

Inna metoda wiercenia w ściśle określonych odległościach, opłacająca się przy produkcji wielkoseryjnej, opiera się na zastosowaniu pantografu. Do tego celu należy przede wszystkim wykonać płytę wzornikową w powiększeniu np. 10-krotnym, z otworami w żądanym układzie. Płytę tę zamocowuje się na specjalnej wiertarce, której wrzeciennik osadzony jest na jednym z ramion pantografu. Drugie ramie tego ostatniego jest zaopatrzone w trzpień, pasowany do otworów w płycie wzornikowej. Po odpowiednim ustawieniu pantografu trzpień ten wprowadza się do pierwszego otworu płyty wzornikowej i w ustalonym w ten sposób położeniu wrzeciennika wiertarki wierce się pierwszy otwór w przedmiocie. Dalsze otwory wykonuje się analogicznie.

W przemyśle zegarowym i zegarkowym szerokie zastosowanie znalazła metoda trasowania otworów przez napunktowanie punkciakiem. W przypadku wykonywania części na prasie stosuje się często połączenie punktowania z inną operacją przez dołączenie punktaka do narzędzia tłoczącego czy wycinającego.

J. St. K.

OPTYKA

Perspektywy rozwoju przemysłu optycznego w Polsce

Kand. nauk techn. inż. ZYGMUNT LEGUN

Wzrost podstawowych gałęzi przemysłu krajowego powoduje również konieczność równoległego rozwoju i innych gałęzi przemysłu, stanowiących w mniejszym lub większym stopniu „nadbudówki”. Jedną z takich dość szlachetnych nadbudówek jest p r z e m y s ł o p t y c z n y. Metalurgia, budowa maszyn i obrabiarek, budowa i eksploatacja samolotów i okrętów, medycyna i biologia, chemia i fizyka, astronomia i teletechnika, jak również cały szereg innych dziedzin nauki i techniki nie mogą dziś istnieć i rozwijać się bez pomocy różnego rodzaju przyrządów optycznych.

Istnieje obecnie wiele setek typów tych przyrządów mniej lub bardziej skomplikowanych lub precyzyjnych, poczynając od miniaturowej igły optycznej Maksutowa, służącej do badania żywych tkanek, a kończąc na gigantycznym teleskopie ze zwierciadłem o średnicy kilku metrów.

Czy jesteśmy w stanie produkować te wszystkie rodzaje przyrządów w kraju? Otóż polski przemysł optyczny znajduje się jeszcze w stanie organizacji. Przed drugą wojną światową w Polsce było kilka niedużych zakładów optycznych, między którymi Polskie Zakłady Optyczne w Warszawie były jednostką największą, ale wszystkie te zakłady produkowały zaledwie kilkanaście typów przyrządów takich jak lornetka, mikroskop szkolny, mikroskop biologiczny, nieskomplikowane rzutniki, lupy, szkła okularowe itp., reszta zapotrzebowania była pokrywana drogą importu. W czasie wojny, pod okupacją niemiecką, przemysł optyczny był eksploatowany, lecz nie był rozwijany, a w czasie wycofywania się Niemców został zniszczony. Po wyzwoleniu, dzięki ofiarnej pracy zespołu fachowców i robotników, zakłady optyczne zaczęły się odbudowywać i pracować. Pierwszą produkcją powojenną były szkła okularowe i różnego rodzaju lupy, następnie lornetki i mikroskopy, a po kilku latach i szereg innych przyrządów. Ale nawet dziś możemy naliczyć zaledwie kilka dziesiątków produkowanych typów przyrządów; reszta musi być sprowadzana z zagranicy, przeważnie ze Związku Radzieckiego, NRD i w bardzo małej ilości z krajów zachodnich.

Czy moglibyśmy być samowystarczalni i czy możemy do tego dążyć? Na to pytanie możemy odpowiedzieć — tak, możemy i powinniśmy dążyć do tego, aby nie tylko zaspokoić w całości własne potrzeby, lecz również powinniśmy produkować na eksport. Mając dwóch potężnych sąsiadów — przyjaciół, jak Związek Radziecki i NRD o wybitnie rozwiniętym przemyśle optycznym, powinniśmy opanować ich wiedzę i doświadczenie i przenieść je na tereny naszych zakładów. Jeżeli przed wojną nie mieliśmy bazy surowcowej w tak ważnym materiale jak szkło optyczne, to dziś mamy tę bazę; mamy wytwórnię szkła optycznego, która produkuje znaczną ilość gatunków szkła i z każdym rokiem wzbogaca swój katalog nowymi gatunkami, co wymaga stałej pracy badawczej na wysokim poziomie. Zakłady nasze rosną, biura konstrukcyjne pracują pełną parą, ale niestety...

Straty poniesione w czasie okupacji hitlerowskiej dotychczas jeszcze ciążą nad nami. Szczególnie brakuje nam sił fachowych. Jeżeli nasz przemysł optyczny przedwojenny oparty był przeważnie na wiedzy wysokokwalifikowanych rzemieślników przy małej ilości personelu naukowo-technicznego, co całkowicie zadowalało drobnoseryjną produkcję, to obecny i przyszły wielki przemysł optyczny wymaga innej organizacji produkcji. Wymaga stabilizacji procesów technologicznych opartych na współczesnej wiedzy naukowej, wymaga podziału cyklu produkcyjnego na drobne elementy, wykonywane przez wąskospecjalizowanych robotników, maksymalnego zmechanizowania poszczególnych procesów lub operacji oraz dokładnie opracowanej metody kontroli tak międzyoperacyjnej jak i ostatecznej. Biorąc pod uwagę, że ma się to odbywać na wielką skalę, możemy sobie wyobrazić jak dużo potrzeba do tego specjalnie wyszkolonych naukowców i inżynierów, techników i majstrów, brygadzystów i robotników. Jeżeli niższy i średni personel można przygotować w stosunkowo krótkim czasie, to przygotowanie specjalizowanych inżynierów i naukowców trwa od 5 do 10 lat i w tym kryje się jedna z ważnych trudności rozwoju przemysłu optycznego. Kadry obecne są przeładowane pracą. Inżynierowie na kierowniczych stanowiskach pracują ponad siły, co prowadzi do obniżenia jakości ich pracy. Odczuwamy ostrą potrzebę świeżych kadr — ale skąd je czerpać?

Radziecki przemysł optyczny ma na zapleczu Instytut Mechaniki Precyzyjnej i Optyki w Leningradzie, specjalne wydziały przy wyższych uczelniach w Moskwie, technologów do produkcji szkła przygotowują specjalne katedry przy Instytutach Chemo-Technologicznych Leningradu i Moskwy; posiada Specjalny Instytut Optyczny naukowo-badawczy w Leningradzie i Instytut Szkła w Moskwie, a oprócz tego kilka specjalnych technikum, które to całkowicie zaspokajają potrzeby przemysłu i zakładów badawczych. Natomiast nasz przemysł do ostatniego czasu nie miał żadnych źródeł specjalnych, a inżynierów czerpał z obcych uczelni, lub z innych gałęzi przemysłu. W roku 1951-52 przy Akademii Górniczej w Krakowie powstała na Wydziale Mineralnym Sekcja Szkła, która ma przygotowywać specjalistów w dziedzinie produkcji różnych rodzajów szkła, a w tym i optycznego. Ta placówka przy należytych poparciach ze strony Centralnego Zarządu Przemysłu Optycznego może zaspokoić potrzeby w zakresie inżynierów dla wytwórni szkła optycznego. Gorzej wygląda sprawa przygotowania konstruktorów oraz technologów do mechanicznej obróbki szkła i metali.

Organizacja odpowiednich wydziałów lub sekcji na wydziałach istniejących wyższych uczelni znajduje się w stanie embrionalnym i w tym kierunku należy zwrócić uwagę CZPO, Ministerstwa Przemysłu Maszynowego i Ministerstwa Szkół Wyższych. Sprawy naukowo-badawcze również

czekają na powstanie scentralizowanej placówki, jeżeli nie na poziomie instytutu badawczego, to przynajmniej na poziomie centralnego laboratorium badawczego. Codziennie powstają na zakładach przemysłu optycznego zagadnienia, które wymagają wnikliwego przestudiowania i rozwiązania. Szereg pilnych zagadnień zakłady rozwiązują u siebie na miejscu, ale zagadnień bardziej skomplikowanych i wymagających dłuższego czasu lub specjalnych urządzeń, zakłady nie są w stanie przeprowadzić w swoim zakresie z powodu braku czasu i nawału pracy bieżącej — programowej. W tych przypadkach zakład zleca pracę badawczą instytutom badawczym lub odpowiedniej specjalnej katedrze wyższej uczelni, ale nie zawsze można taki instytut lub katedrę znaleźć i wtedy powstaje kłopotliwa sytuacja. Często bywa również, że instytucje te nie są nastawione na wykonanie specjalnych wymagań przemysłu optycznego. Istnieje specjalny Zakład Optyki przy Instytucie Mechaniki Precyzyjnej. Obecnie jest on jeszcze słabo powiązany z przemysłem optycznym. Współpracę tę należy uaktywnić, a zakład rozbudować, maksymalnie nasycając go pracami z przemysłu tak o charakterze usługowym jak i tematyką długofalową.

Nie małą rolę w rozwoju naszego przemysłu powinna odgrywać naukowo-techniczna współpraca z zagranicą. Aby adaptować przodującą technikę radziecką lub technikę słynnych zakładów Zeiss'a, należy dokładnie zapoznać się z nią. To samo dotyczy osiągnięć instytucji naukowych. Niestety, nie docierają do nas tak ciekawe sprawozdania z prac

badawczych instytutów radzieckich i niemieckich, jak również nie stosujemy, jak to istnieje w innych gałęziach przemysłu, delegacji szkoleniowych dla personelu naukowego i technicznego oraz przodowników pracy.

Wreszcie należy wyrazić nasze nadzieje, iż i na wyższym szczeblu naukowym — w Polskiej Akademii Nauk, znajdziemy pomoc i opiekę w sprawach organizacji prac naukowo-badawczych, jak również znajdziemy doradców takich, jakich miał i ma obecnie przemysł radziecki w postaci *akad. S. Wawilowa, akad. Griebenszczykowa, czł. koresp. N. Kaczalowa, czł. kor. Tudorowskiego* i innych.

Bardzo ważnym czynnikiem postępu technicznego jest możliwość naświetlania poszczególnych zagadnień w czasopiśmie fachowym. Przemysł optyczny i pokrewne dziedziny powinny mieć swoje pismo i należy z uznaniem powitać inicjatywę Sekcji Metrologii i Mechaniki Precyzyjnej w tej sprawie. Szkoląc kadry, będziemy mogli dopomóc naszemu młodemu przemysłowi optycznemu w spełnieniu zadań wynikających z ogólnych planów gospodarki krajowej.

Przy końcu chciałbym podkreślić, iż rozwój przemysłu optycznego bezsprzecznie podnosi poziom i kulturę całego przemysłu maszynowego, zwiększając dokładność obróbki i wykonania poszczególnych elementów maszyn, a przez to podwyższając jakość całej produkcji przemysłowej. Wpływa on również na poziom i rozwój badań naukowych w różnych dziedzinach i to właśnie nadaje mu duży ciężar właściwy.

Masowa produkcja dokładnych elementów optycznych

Inż.-mech. TADEUSZ WAGNEROWSKI

Postęp w wytwarzaniu elementów optycznych ujawnia się ostatnio w masowej obróbce dokładnych płytek płasko-równoległych i pryzmatów. Korzyści z uzyskanego tą drogą zwiększenia wydajności produkcji oraz zwiększenia jednorodności i dokładności wykonywanych elementów przewyższają trudności związane z potrzebą wyższej dokładności pomiarów, uchwytów itd.

Poniżej opisano nowoczesną metodę obróbki szkła optycznego, wprowadzoną do przemysłu. Metoda ta wykorzystuje od dawna znane zjawisko, że dwa elementy szklane o powierzchniach płaskich dokładnie wypolerowanych i oczyszczonych przylegają do siebie.

Przy zastosowaniu wielowrzecionowych obrabiarek oraz narzędzi i uchwytów, pozwalających na obróbkę większej liczby elementów na każdym wrzecionie, wykonywano do niedawna tylko elementy optyczne o mniejszej i średniej dokładności jak: szkła okularowe, soczewki układów lunetowych, okulary mikroskopów, płytki i pryzmaty o tolerancjach w minutach kątowych itp. Ta — częściowo zautomatyzowana obróbka zaczynała się zresztą na ogół dopiero od drobnego szlifowania poprzedzającego polerowanie. Obróbka wstępna odbywała się zwykle ręcznie przy zastosowaniu obrotowych wrzecion o napędzie mechanicznym, zaopatrzonych w metalowe tarcze lub czasze kuliste, na których — za pomocą zwilżonego proszku ściernego — nadawano wstępny kształt bryłkom szkła optycznego, wyciętym piłą diamentową z bloków lub uformowanym przez prasowanie. W nowoczesnych za-

kładach optycznych, przy wstępnej obróbce stosuje się uchwyty dla większej ilości elementów oraz narzędzia o nasypie diamentowym.

Szlifowanie drobne i polerowanie elementów o tolerancjach liniowych rzędu setnych milimetra i tolerancjach kątowych rzędu sekund kątowych było wykonywane niemal wyłącznie ręcznie na szlifierkopolerkach pedałowach, rzadziej mechanicznych. Choć obróbka soczewek obiektów mikroskopowych i wartościowych obiektów fotograficznych nie została jeszcze całkowicie zautomatyzowana, to i tu obserwuje się ograniczanie i wypieranie obróbki ręcznej.

Wyraźniejszy postęp w przechodzeniu na masowe sposoby wytwarzania ujawnił się w produkcji dokładnych kątowo elementów optycznych o powierzchniach płaskich. Już dawno wykorzystywano przy masowym wykonywaniu płytek płasko-równoległych zjawisko po-

legające na tym, że dwa elementy szklane o powierzchniach dokładnie dopasowanych do siebie, wypolerowanych i oczyszczonych przywierają do siebie ze znaczną siłą. Takie złączenie dwu elementów szklanych nazywamy spojeniem.

Płytki z płaszczyzną wypolerowaną z dokładnością do ułamka ugięcia prążka interferencyjnego spaja się z tarczą szklaną dokładnie płasko-równoległą o średnicy od 250 do 400 mm służącą jako uchwyt dla płytek obrabianych. Równoległość płaszczyzn obrabianych płytek uzyskuje się przez szlifowanie drugiej płaszczyzny płytek równoległe do podstawy tarczy — uchwytu. Ramię wodzące szlifierko-polerki przesuwając tarczę z przypojonymi płytkami po tarczy mosiężnej, pokrytej drobnym proszkiem ściernym, a obracającej się na wrzecionie obrabiarki. Odchyłkę od równoległości sprawdza się za pomocą pasymetru przez pomiar różnicy grubości tarczy z naspojonymi płytkami, lub bezpośrednio — za pomocą lunety autokolimacyjnej. Równoległość osiąga się przez umieszczenie ciężarka na grubszym końcu tarczy. Po przepolerowaniu powierzchni obrabianej sprawdza się równoległość płaszczyzn przy pomocy lunety autokolimacyjnej lub interferometru. Płaskość powierzchni bada się na interferometrze. Wypolerowane płytki odpaja się od tarczy przez nagrzanie ich płomieniem palnika gazowego.

Aby zdać sobie sprawę z trudności technicznych wykonywania tą metodą płytek płasko-równoległych dużej dokładności wystarczy zauważyć, że na odchyłkę od równoległości wykonywanej płytki składają się:

- 1) odchyłką od równoległości tarczy uchwytu;
- 2) odchyłką od płaskości tej płaszczyzny tarczy, na której spaja się płytki;
- 3) odchyłką od równoległości tarczy z przypojonymi płytkami;
- 4) odchyłką od płaskości płaszczyzny obrabianej.

Tą samą metodą wykonuje się dokładne kliny o małych kątach z tą różnicą, że tarczę wykonuje się jako klin o odpowiednim kącie łamiącym.

Obecnie metodę spajania stosuje się również przy mechanicznej obróbce dokładnych kątowo przyzmatów. Mocowanie przyzmatów na płasko-równoległej tarczy polega na:

- 1) spojeniu obranej za podstawę płaszczyzny przyzmatu z odpowiednią płaszczyzną płytki kształtowej, specjalnie wykonanej dla danego elementu;
- 2) spojeniu płytki kształtowej z tarczą płasko-równoległą. Podczas obróbki płaszczyzny równoległej do płaszczyzny tarczy, kąty płytek kształtowych odwzorują się na przyzmatach. Tablica I podaje przykłady spajania i obróbki dokładnych przyzmatów.

Zauważmy, że przy podwójnym spojeniu wymagane dokładności wykonania uchwytów oraz czynności obróbkowych są znacznie wyższe niż przy obróbce płytek płasko-równoległych o tych samych tolerancjach kątowych. Metoda ta wymaga precyzyjnych przyrządów pomiarowych i dużej staranności przy spajaniu, odpajaniu i obróbce. Kosztowne są szklane płytki kształtowe i tarcze płasko-równoległe.

Sposób ten wielokrotnie zwiększa wydajność produkcji dokładnych przyzmatów. Nadto z uwagi, że

TABLICA I. Przykłady spajania i obróbki dokładnych przyzmatów

Lp	Rodzaj przyzmatu	Dachowy	Wallstona	Pentagonalny
1	Szkic			
2	Obróbka wstępna	1) Cięcie piłą diamentową; szlifowanie lub frezowanie szkła dla uzyskania wstępnego kształtu przyzmatów z nadciętym dla obróbki dokładnej. 2) Szlifowanie drobne i polerowanie podstawy „P” po naklejeniu wstępek (lub zamocowaniu ich za pomocą gipsu) na uchwytach		
3	Spajanie	1) Spajanie przyzmatów ze specjalnymi szklanymi płytkami kształtowymi 2) Spajanie płytek kształtowych ze szklanymi tarczami płasko-równoległymi		
4	Szlifowanie drobne			
5	Równoległość płaszczyzny obrabianej „S” do podstawy „m” tarczy uchwytu	1"	5"	Przy obróbce 4 90° do 10° 4 45° do 3°
6	Polerowanie	Poler: tlenek ceru.		
7	Dalsza obróbka			

PM-137/52-77

płaszczyzny obrabiane tą metodą są znacznie większe niż przy obróbce jednostkowej, wzrasta dokładność i jednorodność elementów wykonywanych. Podkreślić należy fakt, że przy przejściu na masową produkcję przyzmatów dokładnych spada procent braków, a zdolność rozdzielcza przyzmatów się zwiększa.

Mimo, że wytwarzanie precyzyjnych elementów optycznych jest stosunkowo młodą gałęzią produkcji, a wymagania stawiane obróbce tak pod względem tolerancji kątowych jak i pod względem dokładności powierzchni są bardzo wysokie, to jednak zakłady optyczne przechodzą od pierwotnych, chałupniczych metod na drogę produkcji przemysłowej.

Wysiłek personelu technicznego, przodowników pracy i racjonalizatorów zmierza do usunięcia pracy ręcznej, jednostkowej, przez udoskonalenie narzędzi i uchwytów, przez zwiększenie dokładności obróbki mechanicznej, metod i urządzeń kontrolnych, przez techniczne przeszkolenie personelu pracowniczego, przez rozbięcie operacji na czynności elementarne oraz przez zmiany organizacyjne. Zastosowanie statystycznej kontroli jakości wyrobów może rzucić dużo światła na celowość obranych metod lub przyczyny ewentualnych zaburzeń w produkcji.

Sklejanie elementów optycznych

Kand. nauk techn. inż. ZYGMUNT LEGUN

Podniesienie jakości sprzętu optyczno-precyzyjnego, produkowanego w kraju, zależy w dużym stopniu od ulepszenia technologii sklejania elementów optycznych.

Omówiono: sposoby otrzymywania balsamu z żywicy i jego własności, przygotowanie elementów do sklejania, sam proces sklejania oraz czynności towarzyszące, jak: odpężanie sklejonych elementów oraz kontrola na czystość i wady sklejania.

Układy optyczne, zawierające szereg elementów, posiadają wiele powierzchni graniczących z powietrzem na skutek czego powstają straty na odbiciu promieni, które można obliczyć wg wzoru:

$$J = \left[\frac{4n}{(n+1)^2} \right]^N$$

gdzie: J — ilość światła przechodzącego przez układ, n — współczynnik załamania szkła, N — ilość powierzchni szkła, graniczących z powietrzem.

Przyrząd optyczny, zawierający siedem elementów optycznych o czternastu powierzchniach przepuści przy ($n=1,5$) ok. 50% światła, a reszta będzie stracona na odbicie (refleksy).

Dlatego też w układach skomplikowanych dąży się, aby jak najwięcej powierzchni elementów optycznych połączyć bezpośrednio między sobą bez warstwy powietrznej. Uzyskuje się to drogą sklejania sąsiednich powierzchni elementów za pomocą materiału o współczynniku załamania bliskim szkłu. Najczęściej używany jest do tego celu balsam, chociaż w ostatnim czasie zjawily się nowe materiały łączące, które dają lepsze wyniki. Materiały te znajdują się u nas jeszcze w stadium opracowania i badań.

Klejenie balsmem polega na tym, że pomiędzy dwie dokładnie dopasowane i podgrzane powierzchnie szkła (płaskie lub kuliste) wprowadza się ciekłą warstwę ogrzanego balsamu; po ochłodzeniu warstwa balsamu mocno łączy sklejone powierzchnie. Aby klejenie odpowiadało wymaganym warunkom technicznym, materiał łączący — balsam powinien posiadać ściśle określone własności.

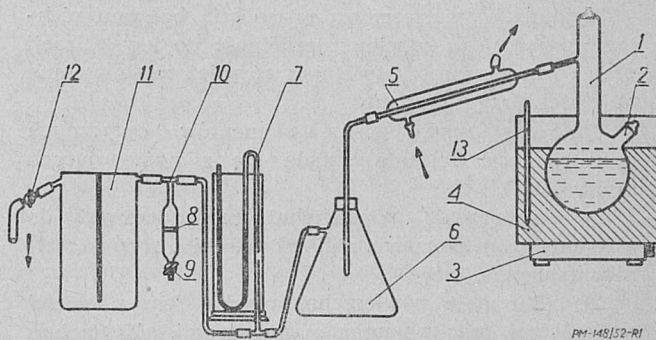
Najbardziej odpowiednim do tego celu jest tak zwany „balsam kanadyjski“, który nazwę taką otrzymał dlatego, iż poprzednio był produkowany wyłącznie z żywicy pochodzącej z pichty¹⁾. *Abies Canadensis* (*Abies balsamea*) rosnącej w Kanadzie.

Badania instytutów naukowych Związku Radzieckiego ustaliły, że do produkcji balsamu mogą być użyte również żywice pochodzące z innych gatunków pichty jak na przykład: pichta europejska (*Abies pectinata*), pichta syberyjska (*Abies sibirica*), białokora pichta (*Abies nephrolepis*) oraz pichta kaukaska (*Abies nordmaniana*).

Dlatego bardziej odpowiednią nazwą dla balsamu do celów optycznych będzie „balsam pichtowy“. Surowcem do produkcji balsamu jest żywica, znajdująca się pod korą pichty w komórkach tworzących narosty i wzdęcia.

Żywica w postaci gęstej, lepkiej jak miód masy ma w sobie zanieczyszczenia. Celem oczyszczenia żywicy zostaje rozpuszczona w eterze, kilkakrotnie przeemyta wodą destylowaną dla usunięcia nadmiaru kwa-

sów i następnie po oddzieleniu wody przefiltrowana przez szklany filtr. Po filtrowaniu eter odparowuje się na łaźni parafinowej przy użyciu wodnej pompy próżniowej. Schemat aparatury używanej do tego celu pokazany jest na rys. 1.



Rys. 1. Schemat urządzenia do czyszczenia żywicy.

Kolba Würtza 1 z tubusem 2, zaopatrzonym w szlifowany korek szklany, połączona jest przez chłodnicę Liebiga 5 z kolbą Bunsena 6, służącą za zbiornik odparowywanej frakcji. Kolba Bunsena połączona jest z manometrem rtęciowym 7, a przez trójkąt 10 z filtrem szklanym 8 oraz naczyniem szklanym Tiszczenki 11. Filtr 8 posiada w dolnej części dobrze dotarty kurek szklany 9. Naczynie 11 przez kurek 12 łączy się z pompą próżniową wodną lub olejową.

W czasie prażenia kurek 9 jest zamknięty, a kurek 12 otwarty, natomiast przed wyłączeniem pompy kurek 12 zamyka się, a otwiera się kurek 9. Filtr 8 chroni balsam od zasysania kurzu z powietrzem. Umieszczenie filtru pomiędzy kolbą Bunsena a manometrem może spowodować wybuch w kolbie Bunsena, z powodu nagromadzenia się w niej znacznej ilości pary eteru. Kolba Würtza umieszczona jest w łaźni parafinowej 4 zaopatrzonej w termometr 13.

Wyparowywanie eteru odbywa się przy temperaturze około 80°C i ciśnieniu 750 mm sł.Hg w ciągu 2÷3 godzin; ukończenie procesu wyparowania poznaje się po spokojnym stanie cieczy, po czym odparowany eter wylewa się z kolby Bunsena, urządzenie ponownie łączy się z pompą olejową i zaczyna się odparowywanie terpentyny. Temperatura łaźni zostaje podniesiona do 170°C, a próżnia doprowadzona do 2÷8 mm sł.Hg.

Odparowywanie terpentyny trwa od 30 do 40 minut w zależności od żądanej twardości balsamu. Z 400 g żywicy otrzymuje się około 250 g balsamu. Twardość balsamu zależy od stopnia odparowania terpentyny i wyznaczana jest przy temperaturze +20°C metodą penetracji za pomocą penetrometru Richardsona zaopatrzonego w specjalną do tego celu igłę.

¹⁾ Pichta — odmiana jodły.

W praktyce używane są balsamy o następującej twardości:

do 10	bardzo twarde
11 ÷ 30	twarde
31 ÷ 60	średnie
61 ÷ 120	miękkie
ponad 120	bardzo miękkie

Gotowy balsam pichtowy posiada przy $t = 20^{\circ}\text{C}$ następujące własności: współczynnik załamania $n_D = 1,52 \div 1,54$, dyspersja $n_F - n_C = 0,0126$, ciężar właściwy $d = 1,05 \pm 0,03 \text{ G/cm}^3$. Wartość współczynnika rozszerzalności liniowej zależy od temperatury i wynosi:

temperatura w $^{\circ}\text{C}$	wsp. rozszerzalności
od -46 do 0	$0,5 \cdot 10^{-4}$
powyż. 0 do $+20$	$1,5 \cdot 10^{-4}$
powyż. $+20$ do 150	$2,3 \cdot 10^{-4}$

Normalne zabarwienie balsamu odpowiada zabarwieniu 0,4% dwuchromianu potasu.

Najbardziej wartościową własnością balsamu pichtowego jest jego zupełna niezdolność do krystalizacji oraz stała przezroczystość, jak również mała zmiana objętości przy usychaniu.

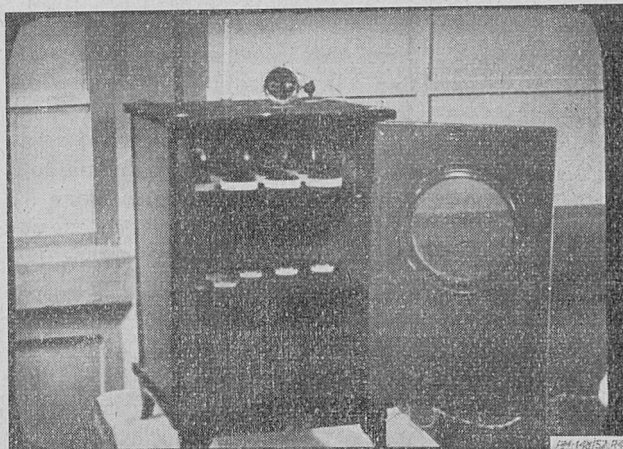
Proces sklejania elementów optycznych przy pomocy balsamu składa się z następujących czynności:

- 1) oczyszczanie powierzchni przeznaczonych do sklejania przy pomocy miękkiej ściěrki i rozpuszczalnika (spirytus, eter);
- 2) odkurzanie powierzchni pędzelkiem z sierści wiewiórczej oraz połączenie ich parami. Kryterium czystości służy przy tym powstający obraz prążków interferencyjnych;
- 3) nagrzewanie sklejaney pary szkieł na płycie elektrycznej do $t = 150^{\circ}$;
- 4) wprowadzenie pomiędzy sklejaney powierzchnie kropli roztopionego balsamu;
- 5) wyciskanie nadmiaru balsamu, przy tym uchodzą również banieczki powietrza;
- 6) odpowiednie wzajemne zorientowanie elementów łączonych (na przykład współosiowe ustawienie soczewek, tak zwane centrowanie);
- 7) chłodzenie sklejanego zespołu;
- 8) odprężanie sklejaneych elementów w termostatach przy $t = 50^{\circ}$ celem usunięcia naprężeń powstałych przy sklejaniu;
- 9) oczyszczenie sklejaneych elementów z resztek balsamu za pomocą miękkiej ściěrki i spirytusu;
- 10) kontrola na czystość i wady sklejania.



Rys. 3. Centrowanie soczewek na przyrządzie kolimacyjnym.

Na rys. 2, 3 i 4 pokazane są fragmenty procesu sklejania soczewek obiektywu. Na rys. 2 pokazane są soczewki ułożone (po dokładnym oczyszczeniu i połączeniu kronowej z flintową) na płycie grzejnika elektrycznego. Obok grzeje się jednocześnie próbówka z balsamem. Na rys. 3 pokazany jest moment centrowania gorących jeszcze soczewek na przyrządzie kolimacyjnym.

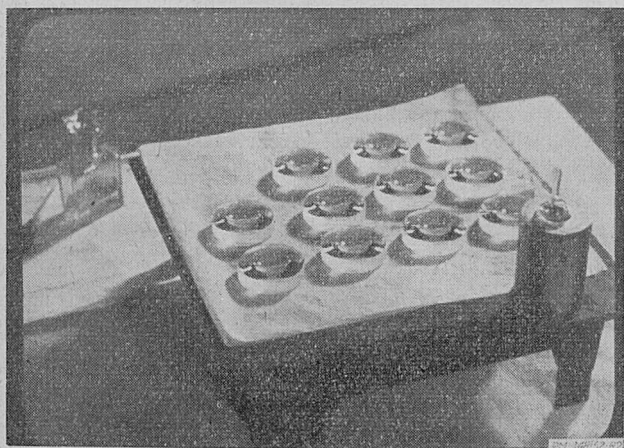


Rys. 4. Odprężenie soczewek w termostacie.

Centrowanie dokonuje się nieznacznym przesuwaniem kronowej soczewki w stosunku do flintowej, ustawionej w gniazdku przyrządu optycznego, w którym może się obracać bez zbytniego luzu. Proces odprężania sklejaneych soczewek odbywa się w termostacie (rys. 4).

Sklejone elementy optyczne przechodzą przez szereg badań zgodnie z warunkami technicznymi ustalonymi dla poszczególnych elementów. Badania te dotyczą czystości warstwy łączącej oraz wytrzymałości mechanicznej sklejaneych elementów. Pod względem czystości warstwa balsamu nie powinna zawierać wtrąceń w postaci włosków lub kropek kurzu, jak również mniejszych lub większych baniek powietrznych.

Wytrzymałość mechaniczną bada się na opór spełniania przy nagrzewaniu do $+40^{\circ} \div +50^{\circ}$. Odporność termiczna przy nagrzewaniu będzie tym większa im twardszy stosuje się balsam.



Rys. 2. Soczewki w czasie podgrzewania na płycie grzejnika.

Jednak, jak pokazały badania Instytutu Optycznego w Leningradzie, miękkie balsamy mogą również dać dobre wyniki, jeżeli warstwa balsamu będzie dostatecznie cienka. Tak na przykład, przy warstwie balsamu nie grubszej niż 0,010 mm procent niecentrycznych soczewek wynosił 0%; przy grubości warstwy od 0,011 do 0,020 mm zdecentrowanych soczewek było 36%; a przy grubości warstwy powyżej 0,02 mm procent zdecentrowanych soczewek sięgał do 80%. Należy wziąć pod uwagę, iż im twardszy jest balsam tym trudniej osiągnąć cienką warstwę przy sklejanii. Stosowanie twardego balsamu ogranicza się również wymaganiami odporności sklejanii na zamrażanie. W tym przypadku klejenie twardym balsamem daje gorsze wyniki niż klejenie miękkim. Przy oziębieniu sklejonej pary szkielek, wskutek różnicy w rozszerzalności szkielek i warstwy balsamu, powstają naprężenia, które w pewnym momencie mogą doprowadzić do rozdzielenia się połączonych elementów. Badania wykazały, iż na odporność przy zamrażaniu wpływają następujące czynniki:

- 1) kształt i wymiary elementów,
- 2) gatunek szkielek,
- 3) gatunek balsamu
- 4) rodzaj oprawy.

Odporność na zamrażanie zmniejsza się przy: powiększeniu średnicy soczewek, zmniejszeniu promienia krzywizny łączonych powierzchni oraz w miarę zmniejszenia promienia krzywizny zewnętrznej powierzchni soczewki flintowej. Odporność zwiększa się ze zmniejszeniem różnicy współczynników rozszerzalności łączonych szkielek.

Odporność będzie tym większa, im bardziej miękkiego używa się balsamu, im więcej dodano do balsamu plastifikatora oraz im cieńsza jest warstwa balsamu. W charakterze plastifikatora stosuje się takie materiały, jak olej lniany, olej rycynowy itp., które

dodawane są do roztworu balsamu przed ostatnim filtrowaniem w ilościach od 1,5% do 5% w stosunku do wagi żywicy, w zależności od rodzaju plastifikatora oraz żądanej twardości balsamu. Co do wpływu grubości warstwy balsamu to badania wykazały, iż w granicach do 0,03 ÷ 0,04 mm nie zauważono pogorszenia odporności, natomiast przekroczenie tej granicy w kierunku zwiększenia grubości znacznie obniża odporność klejenia. Metalowa oprawa soczewek przy zamrażaniu zwykle daje dodatkowe naprężenia, co pogarsza warunki wytrzymałości klejenia.

Niedostateczna w szeregu przypadków odporność cieplna klejenia balsamu zmusiła do poszukiwania innych środków i materiałów łączących, jak na przykład łączenie metodą spiekania powierzchni przy wysokich temperaturach, łączenie metodą spojenia, klejenie balsaminem. Te metody, jak również specjalne metody łączenia optyki krystalicznej, filtrów, polarooidów, siatek ogniskowych itp. wychodzą poza granice niniejszego artykułu i w tym miejscu nie mogą być omówione.

Zagadnienie klejenia elementów optycznych jest dość skomplikowane i jednocześnie bardzo ważne dla przemysłu optycznego, ponieważ od jakości sklejenia elementów optycznych często zależy jakość wyprodukowanego sprzętu.

Zagadnienie to wymaga stałych badań na wysokim poziomie. Tak na przykład w Związku Radzieckim nad badaniem balsamu i metod klejenia w ciągu szeregu lat pracowały instytuty badawcze oraz laboratoria zakładów przemysłowych. Trudności sprowadzenia surowca kanadyjskiego zmusiły instytuty badawcze Związku Radzieckiego do wyszukania krajowych źródeł surowców, co było z powodzeniem wykonane. Balsam z pichty syberyjskiej zastąpił kanadyjski i pozwolił zrezygnować z importu.

Powlekanie przeciwodblaskowe elementów optycznych

BOLESŁAW BLUMERT

Na skutek odbijania się światła w układach optycznych od powierzchni soczewek zmniejsza się współczynnik przepuszczalności światła oraz pogarsza się jakość i kontrastowość obrazu. Aby temu zapobiec powierzchnie soczewek powleka się warstwą substancji o specjalnych własnościach przeciwodblaskowych.

Poniżej przedstawiono pojęcie znaczenia powłok przeciwodblaskowych i zasadę ich działania oraz omówiono techniczne metody nanoszenia powłok na powierzchnie optyczne.

Ogólnie znanym zjawiskiem jest fakt odbijania światła przez powierzchnię wypolerowaną. Jeżeli na powierzchnię optyczną, przypuścimy że na soczewkę, pada wiązka promieni świetlnych, to część tych promieni przeniknie do ośrodka soczewki a część ulegnie odbiciu. To samo zjawisko nastąpi przy wychodzeniu wiązki z ośrodka soczewki do powietrza. Otóż strata światła w odniesieniu do energii światła padającego wg *Fresnela*, przy małych kątach padania od 0° do 20° wynosi

$$S = \left(\frac{n_2 - n_1}{n_2 + n_1} \right)^2 \quad ^1)$$

gdzie n_1 i n_2 są współczynnikami załamania 1 i 2

¹⁾ $I = (1 - S)$ patrz str. 483

ośrodka. Jeśli założymy, że współczynnik załamania szkielek n_2 wynosi około 1,6 a powietrza $n_1 = 1$, to strata wynosi około 5% na jedną powierzchnię. Przypuścimy, że lornetka zawiera 14 powierzchni optycznych, to strata światła wyniesie około 50%, czyli innymi słowy współczynnik przepuszczalności światła w lornetce zmniejszy się o 50%.

Światło odbite biegnące w przestrzeń przedmiotową odbija się częściowo znów na powierzchniach szkielek i wraca w przestrzeń obrazową, zamazując obraz.

Tak więc odbłaski nie tylko zmniejszają jakość obrazu, ale zmniejszają jego kontrastowość.

Odbicie światła na powierzchni szklanej usuwa się, wykorzystując zjawisko interferencji światła.

Wiadomo z fizyki, że dwie fale wygaszają się całkowicie, jeśli mają

- 1) jednakową amplitudę, czyli jednakową energię i
- 2) jeśli spotykają się w fazach przesuniętych o połowę lub nieparzystą wielokrotność połowy długości fali.

Powierzchnię szkła powleka się warstwą substancji o grubości i współczynniku załamania, które umożliwiają spełnienie powyższych warunków. Warunek 1 jest spełniony, gdy energia światła odbitego od pierwszej powierzchni powłoki (graniczącej z powierzchnią o współczynniku załamania $n_1 = 1$) jest równa energii światła odbitego od drugiej powierzchni (graniczącej z powierzchnią szkła o współczynniku załamania n_2).

Stosunek energii światła odbitego od pierwszej powierzchni powłoki do energii światła padającego wyraża się wzorem $S_1 = \left(\frac{n - n_1}{n + n_1} \right)^2$

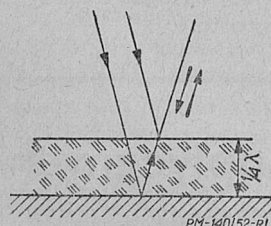
gdzie n jest współczynnikiem załamania naniesionej powłoki. Dla drugiej powierzchni otrzymujemy

$$S_2 = \left(\frac{n_2 - n}{n_2 + n} \right)^2$$

Energie światła odbitego od obydwu powierzchni są sobie równe

$$(S_1 = S_2) \quad \text{gdy} \quad n = \sqrt{n_1 n_2} = \sqrt{n_2}$$

czyli gdy współczynnik załamania powłoki jest pierwiastkiem współczynnika załamania szkła. Na przykład dla szkła o współczynniku załamania $n_2 = 1,7$ współczynnik załamania powłoki $n = \sqrt{1,7} = 1,3$. Z uwagi na to, że światło odbite od drugiej powierzchni powłoki przebywa powłokę dwukrotnie, aby spełniony był warunek drugi, grubość powłoki musi się równać $1/4\lambda$ — lub nieparzystą wielokrotność $1/4$ długości fali świetlnej (rys. 1).



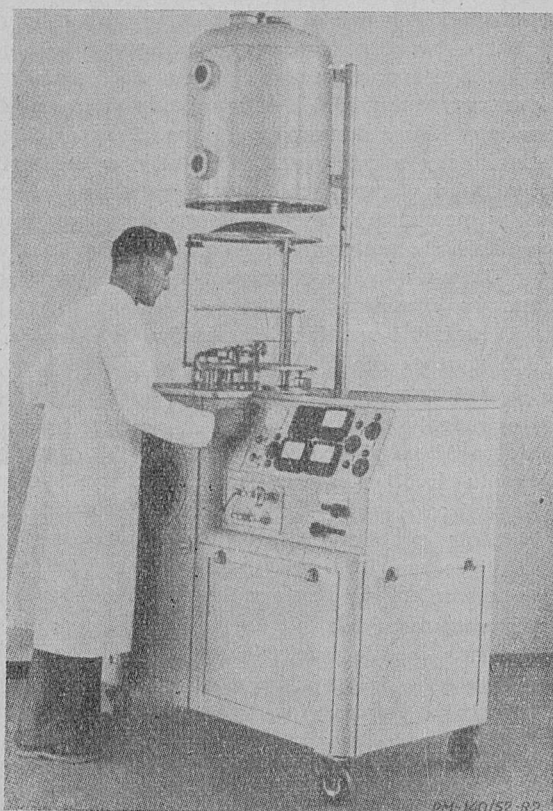
Rys. 1.

ne o długości $0,555 \mu$, na które oko jest najbardziej wrażliwe, światło czerwone i niebieskie nie są wtedy całkowicie wygaszone i w świetle odbitym widać słabe odblaski o odcieniu fioletowym.

Do powlekania używa się różne związki fluoru pod postacią soli jak: fluorek magnezu o współczynniku załamania $n = 1,380$, fluorek litu ($n = 1,392$), chiolit ($n = 1,345$), a najczęściej kryolit ($n = 1,339$), ponieważ mają mniejszy współczynnik załamania od szkła i dużą przezroczystość. Grubość warstwy określa się w świetle odbitym prostopadle padającym w zaciemnionym pomieszczeniu. Przy najmniejszym współczynniku odbicia kolor jest fioletowy. Jeśli warstwa jest za cienka, to kolor jest żółty względnie żółtawo-fioletowy, natomiast za gruba warstwa posiada kolor niebieski względnie fioletowo-niebieski. Zmniejszoną odblaskowość w % odczytuje się na fotometrze w stosunku do identycznego szkła nie pokrytego warstwą przeciwoodblaskową.

Powlekana optyka redukuje znacznie szkodliwe odblaski w stosunku do optyki nie powlekanej i daje obraz o wyraźnych konturach.

W praktyce istnieją dwie metody nakładania warstw przeciwoodblaskowych na elementach optycznych. Pierwsza z nich, metoda fizyczna, polega na wyparowywaniu fluorku w wysokiej próżni rzędu 10^{-5} mm słupa rtęci; druga, metoda mechaniczna, polega na nakraplaniu na wirujące szkło pewnych



Rys. 2. Urządzenie wysokopróżniowe do produkcji warstw przeciwoodblaskowych.

związków chemicznych, łączących się ze szkłem i spełniających warunek zmniejszenia odblasków. Metoda ostatnia jest tańsza i ekonomiczniejsza z różnych względów, lecz wyniki są gorsze, polegające na tym, że przeciwoodblaskowość elementów jest mniejsza aniżeli szkła, na które wyparowane są fluorki w wysokiej próżni.

Metoda fizyczna posiada wady tego rodzaju, że powlekanie odbywa się w aparaturze wysokopróżniowej stosunkowo kosztownej, oraz wymaga wykwalifikowanego personelu obsługującego. Zalety są tego rodzaju, że otrzymuje się warstwy o dużej jednolitości dla całej powierzchni szkła oraz ze względu na stosunkowo dużą średnicę klosza (50 cm) można jednocześnie powlekać znaczną ilość szkła i wreszcie osiągalna przeciwoodblaskowość przy użyciu dzisiejszych środków jest najlepsza.

Aparatura wysokopróżniowa służąca do powlekania warstw przeciwoodblaskowych składa się z następujących zasadniczych członów. Do uzyskania próżni wstępnej rzędu 10^{-2} mm słupa rtęci służy pompa obrotowa olejowa, która wyciąga powietrze spod klosza. Do pomiaru służy próżniomierz typu Piranigo

zbudowany na zasadzie mostka oporowego. Do uzyskania wysokiej próżni służy pompa dyfuzyjna, rtęciowa lub olejowa w zależności od typu pompy. Pompa ta winna dać próżnię co najmniej 10^{-5} mm Hg, gdyż tego rzędu próżnia jest niezbędna do wyparowywania fluorku. Pomiar tego rodzaju próżni odczytuje się na próżniomierzu jonizacyjnym Philipsa. W aparaturze znajduje się zespół transformatorów dających wysokie napięcie rzędu kilku tysięcy voltów oraz natężenie do 500 amperów.



Rys. 3. Klosz urządzenia wysokopróżniowego, poniżej czasza z nałożonymi soczewkami, na dole trzy pary elektrod.

Urządzenie przeznaczone do produkcji warstw przeciwodblaskowych musi być zbudowane w ten sposób, ażeby wysoką próżnię można było uzyskać w przeciągu kilkunastu minut. Poza tym aparatura nowoczesna wyposażona jest w szereg urządzeń elektromagnetycznych zabezpieczających przed porażeniem prądem (rys. 2).

Proces powlekania odbywa się w pomieszczeniu, w którym musi być zachowana wzorowa czystość ze względu na wysokie wymagania jakościowe stawiane powłokom przeciwodblaskowym. Szkła muszą być dokładnie odfuszczone ługiem potasowym chemicznie czystym oraz myte absolutnym alkoholem etylowym.

Z powierzchni szkieł należy usunąć najdrobniejszy pyłek, gdyż w przeciwnym razie pozostaną w powłoce prześwity w postaci dziurek. Wymyte i odkurzone szkła układa się na metalowej czaszy (rys. 2) w wyfrezowanych otworach, odpowiadających obwodowi powlekanego elementu. Czaszę z nałożonymi szklami stawia się na trójnożnym stoliku, który znajduje się pod kloszem aparatury. Pod stolikiem są umocowane elektrody, pomiędzy którymi znajduje się blaszka molibdenowa lub wolframowa z wytłoczonym pośrodku wgłębieniem. Do wgłębienia tego wysypuje się określoną ilość fluorku, odważonego na wadze torsyjnej lub analitycznej.

Po osiągnięciu próżni rzędu 10^{-5} słupa rtęci następuje wyparowanie fluorku z czółenka, który pod wpływem przepływającego prądu około 100 amper rozgrzewa się do temperatury, przy której zamienia się na parę. Ponieważ w wysokiej próżni cząsteczki pary nie napotykają na swojej drodze innych cząstek, wskutek tego parowanie odbywa się po liniach prostych.

Podczas pompowania pompą obrotową, celem uzyskania próżni wstępnej odbywa się tzw. czyszczenie elektryczne szkieł. Polega ono na tym, że w rozrzedzonej atmosferze odbywa się wyładowanie elektryczne pod wpływem przyłożonego napięcia rzędu 3000 volt na elektrody; znajdujące się pod kloszem wskutek tych wyładowań poszczególne zjonizowane cząsteczki powietrza bombardują wszystko, między innymi także i powierzchnie szkieł. Jony niszczą na szklach pozostałe niewidoczne przy czyszczeniu mechanicznym ślady tłuszczu i wszelkie inne zanieczyszczenia oprócz cząsteczek kurzu. Dzięki oczyszczaniu elektrycznemu szkła nie przykłada się w dzisiejszych czasach tak wielkiej wagi do czyszczenia mechanicznego, które jeszcze przed dziesięciu laty wymagało niemałego wysiłku i umiejętności pracownika.

Sposób czyszczenia jonami znany jest od niedawna. Otóż stwierdzono, że nagrzane w płomieniu gazowym szkła przeznaczone do powlekania warstwą przeciwodblaskową posiadały powłokę mocniejszą i równomierniejszą od szkieł czyszczonych ściereczką. Ponieważ nagrzewanie nad palnikiem gazowym było niewygodne, szkła ponagrzewano w suszarce elektrycznej, sądząc, że podwyższona temperatura przyczynia się do lepszej powłoki. Gdy ten eksperyment nie dał takiego samego wyniku, stwierdzono, że wytwarzające się w przestrzeni płomienia gazowego jony czyściły powierzchnię szkieł. Aczkolwiek czyszczenie elektryczne przyczynia się do lepszej przylepności warstwy przeciwodblaskowej do szkła, to jednak powłoka ta jest zbyt miękka i w tym celu podczas procesu parowania odbywa się utrwalanie sposobem termicznym.

DO PRENUMERATORÓW

Przypominamy jeszcze raz naszym Prenumeratorom o konieczności odnowienia prenumeraty na rok 1953 do dnia 15 grudnia rb. w urzędach pocztowych lub u listonoszy.

Urzędy, instytucje i organizacje, które z powodu braku kredytów nie będą mogły do dnia 15 grudnia rb. uiścić prenumeraty za rok 1953 gotówką, prześlą do dnia 1 grudnia rb. pod adresem PPK „Ruch” — Centralna Ekspedycja, Warszawa, ul. Srebrna 12, zamówienia pisemne.

Zamówienia takie winny być poparte zobowiązaniem dyrektora i głównego księgowego zamawiającej instytucji, że należność uregulowana będzie w I kwartale 1953 r.

Jednocześnie informujemy prenumeratorów, że zamówienia kredytowe, nie posiadające w/w zobowiązania, nie będą przez PPK „Ruch” realizowane.

ADMINISTRACJA

AUTOMATYKA

Zadania automatyki

Dr WITOLD KASPEROWICZ

Najwyższą formą rozwojową mechanizacji procesu produkcyjnego jest automatyzacja, polegająca na wyłączeniu bezpośredniego wpływu człowieka na przebieg procesu produkcyjnego. Karol Marks w dziele „Kapitał”, w którym rozważał m.in. rozwój produkcji przemysłowej napisał, że „...,gdy maszyna robocza wykonuje wszystkie ruchy niezbędne dla obróbki surowego materiału bez współdziałania człowieka i potrzebuje tylko kontroli ze strony pracownika, mamy przed sobą automatyczny system maszyn”. Ta charakterystyka produkcji była dana przez Marksa już w pierwszym rozwoju produkcji maszynowej.

W warunkach gospodarki socjalistycznej, automatyzacja procesów produkcyjnych posiada wyjątkowe znaczenie, gdyż powoduje wzrost produkcji, umożliwia przez to podniesienie poziomu materialnego robotnika, dzięki znacznemu obniżeniu kosztów produkcji, a tym samym i cen wszelkich wytwarzanych artykułów. Umożliwia ona poza tym całkowite usunięcie pracy fizycznej, zmniejszając równocześnie wysiłek umysłowy, tak konieczny przy obsłudze i kontroli procesów technologicznych. Przy pełnej automatyzacji praca robotnika ogranicza się jedynie do nadzoru nad przebiegiem procesu produkcyjnego, do interwencji w razie uszkodzenia maszyn, urządzeń i mechanizmów oraz narzędzi produkcji, do nadzoru nad urządzeniami pomiarowymi i regulacyjnymi. W niektórych procesach osiąga się nawet całkowite usunięcie pracy umysłowej, zastępując ją przez tzw. „urządzenia myślące”.

Związek Radziecki, uważając automatyzację produkcji jako jeden z czynników niezbędnych do realizacji komunizmu, już zastosował automatyzację procesów energetycznych, technologicznych i produkcyjnych po ich uprzednim zmechanizowaniu, w szczególności w przemyśle ciężkim, przy obróbce, w łączności i transporcie. Przy realizacji wielkich budowli komunizmu zastosowano nie tylko w najszerszym zakresie mechanizację ciężkich robót i w ogóle fizycznej pracy, ale i automatyzację.

M. in. automatyzacja procesów hutniczych w Zakładach Kuznieckich, Magnitogorskich i in. spowodowała przyspieszenie produkcji, powiększenie wydajności, polepszenie jakości produkcji, zmniejszenie wysiłku fizycznego do minimum i powiększenie bezpieczeństwa i higieny pracy.

Związek Radziecki, przodujący również w dziedzinie ciepłoenerygetyki, zastosował w najszerszym zakresie najnowszą technikę energetyczną: generację pary wysokiej prężności i wysokiej temperatury, powiększenie mocy zespołów, nowe typy generatorów pary, automatyzację złożonych procesów cieplnych i w ogóle energetycznych. Automatyka i telemechanika zostały dostosowane do nowych postępów cieplnej energetyki. Instytut Automatyki i Telemechaniki Akademii Nauk ZSRR oraz Wszechzwiązkowy Insty-

tut Ciepłotechniczny im. F. Dzierżyńskiego współpracują z przemysłem w dziedzinie automatyzacji procesów cieplnych. Instytuty te opracowują nowe konstrukcje urządzeń do samoczynnej regulacji procesów cieplnych, zwłaszcza dla potrzeb generacji pary wysokiej prężności i temperatury; w tej dziedzinie uzyskano tam wyjątkowo pomyślne wyniki.

Rozwiązywanie zagadnień samoczynnej regulacji jest znacznie ułatwione dzięki zastosowaniu do ich rozważania teorii podobieństwa i modelowania elektrycznego. Modelowaniu podlegają obiekty i procesy, przyrządy miernicze i ich działanie, urządzenia regulacyjne i procesy regulowania. M. W. Kirpiczew i jego współpracownicy opracowali metodę przybliżonego podobieństwa zjawisk cieplnych i zastosowali ją do modelowania przebiegów regulacji. M. Ł. Łossijewski opracował zasady zastosowania teorii podobieństwa i dynamicznych analogii do modelowania obiektów i procesów w zakresie samoczynnej regulacji. Zbudowano elektryczny model generatora pary, który umożliwia odwzorowanie zachowania się generatora pary przy zmianie różnych parametrów, np. prężności. Przebieg zmian i regulacji zostaje uwidoczniony za pomocą oscylografu, co umożliwia znalezienie optymalnych warunków. Modelowanie przebiegów cieplnych i regulacji posiada również duże znaczenie przy szkoleniu obsługi urządzeń samoczynnej regulacji, gdyż za pomocą modelu można w prosty sposób dobierać dowolne parametry i badać ich wzajemne zależności, dokładność, szybkość i skuteczność regulacji.

Wielkie znaczenie przypisywane temu działowi techniki w Związku Radzieckim daje się również zauważyć w piśmiennictwie z tej dziedziny, które w ostatnich latach wzbogaciło się o około sto pozycji samych wydawnictw książkowych z automatyki i dziedzin pokrewnych. Prasa fachowa jest reprezentowana w pierwszym rzędzie przez czasopisma „Awtomatika i Tielemechanika” ukazujące się od r. 1936. Świadczy to o uwadze poświęconej przez władze oraz sfery naukowe ZSRR tym zagadnieniom.

Rozważając na tle rozwoju automatyzacji produkcji w Związku Radzieckim zadania stojące przed automatyką polską, stwierdzić należy, że znajdujemy się dopiero w początkowym etapie rozwojowym. Tym bardziej musimy więc skupić wszystkie wysiłki dotychczas u nas dokonane, poznać je, gdyż są ogółowi techników nieznane.

W kraju automatyką zajmują się między innymi Główny Instytut Elektrotechniki, Główny Urząd Miar, Instytut Chemii Przemysłowej, Instytut Cukrownictwa, Instytut Techniki Ciepłej oraz inne instytuty naukowo-badawcze, SIMP, SEP, szereg katedr na politechnikach itd. Instytucje te pracują na ogół niezależnie, bez bliższego kontaktu, co może spowodować niedostateczne wykorzystanie już osiągniętych wyników oraz wielotorowość prac w tym kierunku.

Zasadniczym postulatem jest więc s k o o r d y n o w a n i e w y s i ł k ó w w s z y s t k i c h i n s t y t u c y j a z j a m u j a c y c h s i ę a u t o m a t y k ą p r z e z c e n t r a l n y o r g a n p a ń s t w o w y . K o n i e c z n e j e s t w p i e r w s z y m r z ę d z i e c e n t r a l n e o p r a c o w a n i e p l a n u p r a c p o s z c z e g ół n y c h i n s t y t u t ó w . D o p i e r w s z y c h z a d a ń n a l ę ż y m . i n . u s t a l e n i e p o l s k i e g o s ł o w n i c t w a t e c h n i c z n e g o i z a s a d n i c z y c h p o j ę ć z d z i e d z i n y a u t o m a t y k i , t e l e m e c h a n i k i , s a m o c z y n n e j r e g u l a c y j i i t p . , u s t a l e n i e p o d s t a w o w y c h o g ół n y c h n o r m k o n s t r u k c y j i , w y k o n a n i a i u ż y t k o w a n i a u r z ą d z e ń , o p r a c o w a n i e i w y d a n i e o g ół n y c h i s p e c j a l n y c h p o d r ę c z n i k ó w z t e j d z i e d z i n y d l a s z k o l e n i a z a w o d o w e g o . N i e z b ę d n e j e s t p r z y t y m r ówn i e ż o p r a c o w a n i e j e d n o l i t e g o p l a n u s z k o l e n i a n a p o z i o m i e ś r e d n i m i w y ż s z y m .

W pierwszym etapie rozwojowym automatyka może być wprowadzana do procesów energetycznych głównie ze względów gospodarczych (oszczędność paliw). W tym kierunku jest do zanotowania fakt, że w kraju realizuje się pierwsze konstrukcje urządzeń regulacyjnych hydraulicznych, oparte na znanych i wypróbowanych konstrukcjach zagranicznych.

W realizacji planu upowszechnienia automatyki wybitna rola przypadnie inżynierom i technikom-mechanikom. Jakkolwiek automatyka jest dziedziną międzybranżową i zainteresowane są nią wszystkie przemysły i specjalności inżynierskie, to jednak ostatecznie budowa i wykonanie większości niezbędnych przyrządów i urządzeń obciąża przede wszystkim mechanika, zwłaszcza mechanika precyzyjnego.

Automatyzacja procesów produkcyjnych

Mgr inż. JERZY BRYNK

W okresie wzmózonego wysiłku podniesienia ilości i jakości produkcji, warunkujących wykonanie zadań postawionych przez Plan 6-letni, szczególnie ważnym zagadnieniem staje się sprawa automatyzacji procesów produkcyjnych.

Poniższy artykuł dyskusyjny ma na celu usystematyzowanie podstawowych pojęć automatyzacji procesów produkcyjnych i ustalenie zasadniczych zagadnień automatyki przemysłowej.

Uwagi ogólne

Zagadnienie automatyzacji procesów produkcyjnych jest nowe i aczkolwiek pewne działy tej dziedziny posiadają już duży dorobek zarówno naukowy jak i techniczny, całość zagadnienia jest mało usystematyzowana i stąd poglądy poszczególnych autorów omawiających te sprawy są różne, prowadzące nieraz do sprzecznych wniosków.

Przechodząc do właściwego tematu należy przede wszystkim rozpatrzyć, co rozumiemy pod wyrażeniem *automatyzacji procesu produkcyjnego*?

Ujęcie tak szerokiego pojęcia w jednym krótkim określeniu jest dosyć niebezpieczne. Wydaje się jednak słuszne określenie, że każde urządzenie techniczne prowadzące do całkowitego lub częściowego wyeliminowania czynnika ludzkiego z procesu produkcyjnego można zaliczyć do automatyzacji tego procesu.

Opierając się ściśle na powyższym określeniu można dojść do wniosku, że właściwie każde nowoczesne urządzenie produkcyjne, a nawet narzędzie, jest już automatyzacją, gdyż w większym lub mniejszym stopniu eliminuje czy ogranicza czynnik ludzki w procesie produkcyjnym.

Wniosek ten jest słuszny, potwierdzają to zresztą dawne opisy techniczne i patenty, w których bardzo często spotykamy określenia „automatyczna maszyna”, „automatyczne urządzenie” itp.

Powyższe stwierdza, że pojęcie automatyzacji środków produkcji jest już dawne. Ścisłe zakwalifikowanie środka produkcyjnego do urządzenia zautomatyzowanego lub nie jest niemożliwe. Technika stale dąży do automatyzacji środków produkcyjnych. To, co dziś zaliczamy do środków produkcyjnych zautomatyzowanych, możemy jutro traktować już jako normalne środki produkcyjne, dążąc wciąż do dalszej, doskonalszej i pełniejszej ich automatyzacji.

Są poglądy usiłujące przeprowadzić rozgraniczenie pomiędzy mechanizacją i automatyzacją przez wprowadzenie dodatkowego czynnika psychicznego względnie rozumowego, który ma cechować automatyzację w odróżnieniu od mechanizacji, która polega jedynie na zastąpieniu wysiłku fizycznego. Wydaje się, że i tą drogą nie dochodzimy do sprecyzowania pojęć. Niewątpliwie takie urządzenia, jak przyrząd wiertniczy, frez profilowy, czy sprawdzian gładki zaliczamy obecnie do urządzeń mechanizujących proces produkcyjny, aczkolwiek wprowadzają one niewątpliwie obciążenie psychiczne wysiłku człowieka.

W dzisiejszej technice produkcji należy rozróżnić dwie zasadnicze drogi prowadzące do automatyzacji produkcji.

1. Automatyzacja samych środków produkcyjnych, czyli wprowadzania w proces produkcyjny automatów, półautomatów względnie agregatów.

2. Automatyzacja przez wprowadzanie urządzeń technicznych specjalnych automatyzujących przebieg procesu produkcyjnego. Urządzenia te będziemy ogólnie nazywali *automatyką przemysłową*.

Pierwsza z tych dróg a mianowicie automatyzacja środków produkcji, jak już mówiliśmy, jest dawniejszą. W tym przypadku czynnik automatyzujący dany proces produkcyjny jest ściśle konstrukcyjnie związany z samym środkiem produkcji.

Postęp w tej dziedzinie jest związany z postępowaniem samych środków produkcyjnych i każda z dziedzin produkcji posiada swoją tradycję udoskonalania tych urządzeń.

Jasne jest, że znajdziemy niewątpliwie wspólne zagadnienia techniczne występujące w różnych zauto-

matyzowanych środkach produkcji. Dla przykładu np. w automatach tokarskich i automatach do wyrobu gilz papierosowych znajdziemy prawdopodobnie podobne mechanizmy krzywikowe i zwrotne kułaczkowe. Wydaje się, że to podobieństwo nie usprawiedliwia łączenia tych branżowo niepokrewnych automatów w jakąś wspólną dziedzinę techniki.

Automatyzacja środków produkcyjnych branżowo należy do poszczególnych dziedzin produkcji i niemożliwe się wydaje przeprowadzenie syntezy ujmującej ogólnie te urządzenia. Aczkolwiek dział ten jest bardzo ważny, nie będziemy go szczegółowo dalej omawiali.

Przejdziemy kolejno do automatyzacji za pomocą zastosowania urządzeń specjalnych, automatyzujących przebieg procesu produkcyjnego.

Tu czynnik automatyzujący nie jest konstrukcyjnie ściśle związany z samym środkiem produkcji i stanowi wyposażenie specjalne zwane *automatyką*.

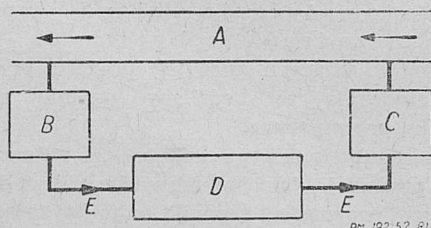
Należy podkreślić, że w tej dziedzinie brak jest wątpliwości, czy urządzenie może być zaliczone do mechanizacji czy do automatyzacji. Treść zagadnienia staje się jednoznaczna.

Automatyka przemysłowa, jako wyodrębniona dziedzina techniki, jest stosunkowo bardzo młoda. Główny jej rozwój rozpoczyna się w latach trzydziestych i bazuje się na automatyce wojskowej. Szybki rozwój przemysłu chemicznego, metalurgii i podobnych gałęzi produkcji postawiły techników przed koniecznością znalezienia metod ustalających przebieg procesu produkcyjnego ogromnych mas surowców podlegających przemianom przerobczym.

Należy rozróżnić cztery główne przyczyny względnie motywy, powodujące konieczność wprowadzenia urządzeń automatyki przemysłowej do procesów technologicznych:

- 1) wyeliminowanie błędów przypadkowych czynnika ludzkiego;
- 2) konieczne utrzymanie dokładności przebiegu procesu produkcyjnego;
- 3) wyeliminowanie czynnika ludzkiego przy procesach szkodliwych dla zdrowia;
- 4) wyeliminowanie czynnika ludzkiego podyktowane względami społecznymi względnie gospodarczymi.

Znaczenie poszczególnych motywów jest jasne z powyższych określeń i nie będziemy ich ze względu na szczupłość miejsca bliżej omawiali.



Rys. 1

Układ, automatyzujący pewien określony proces produkcyjny A (patrz rys. 1) składa się z 4 zasadniczych części składowych automatyki, a mianowicie: *urządzenia pomiarowego B*, *urządzenia regulującego przebieg procesu produkcyjnego C*, *urządzenia centralnego D* wiążącego czynnik wyjściowy regulują-

cy C z czynnikiem wejściowym pomiarowym B i wreszcie z *urządzenia daloprzekazywania E*, czynnika łączącego urządzenia A, B, C i D między sobą.

Dla bliższego zrozumienia istoty podziału i roli jaką spełniają poszczególne składniki układu automatyki rozpatrzmy je pokrótce.

A. Proces produkcyjny

Każdy przebieg produkcyjny o charakterze ciągłym względnie okresowo powtarzającym się może być zautomatyzowany.

Przebieg niektórych procesów może być o tyle skomplikowany, że zautomatyzowanie okaże się gospodarczo nieopłacalne, względnie technicznie zawodne. Jasne jest, że zautomatyzowaniu mogą podlegać pojedyncze operacje, względnie pewna ilość tych operacji lub wreszcie cały proces technologiczny. Ostatecznie cały proces technologiczny może zawierać określoną ilość niezależnych od siebie układów automatyki, przy czym każdy z tych układów będzie wiązał ze sobą niezbędną minimalną ilość operacji produkcyjnych związanych funkcyjnie, nie dających się wyodrębnić jako niezależne czynności. Najprostszym takim układem jest automatyczna regulacja wielkości jednego parametru, np. temperatury, przepływu, ciśnienia itp. w funkcji jednej zmiennej niezależnej. Często mamy do czynienia z takimi procesami produkcyjnymi, gdzie pewne parametry mogą być funkcją kilku zmiennych, proces regulacji w tym przypadku staje się bardziej złożony.

B. Urządzenia pomiarowe

Elementem wejściowym, dyspozycyjnym, pobudzającym układ automatyki do zmiany stanu regulacji, jest urządzenie pomiarowe. Inaczej mówiąc, urządzenie pomiarowe sygnalizuje zmiany zachodzące w procesie produkcyjnym, które wymagają automatycznej regulacji samego procesu.

Teoretycznie może zachodzić konieczność pomiaru wszelkich wielkości zarówno elektrycznych jak i nieelektrycznych; wybór i ustalenie wielkości podlegających pomiarowi zależy jest od rodzaju samego procesu produkcyjnego. Najczęściej spotykamy się z pomiarem temperatury, przepływu, ciśnienia poziomu cieczy oraz wszelkich wielkości elektrycznych. Teoretycznie urządzenia pomiarowe stosowane w automatyce nie odbiegają od normalnie stosowanych urządzeń pomiarowych w przemyśle. Cechą wyróżniającą te urządzenia jest prawie zawsze towarzyszące im zagadnienie przekazywania wskazań na odległość. Konstrukcyjnie niektóre urządzenia pomiarowe, jak np. przepływomierze dynamiczne, względnie termometry manometryczne, szczególnie nadają się do zastosowania w automatyce, gdyż pozwalają bez trudności przekazywać wskazania na pewną odległość. Tę szczególną cechę posiadają prawie wszystkie urządzenia pomiarowe elektryczne, zarówno wielkości elektrycznych jak i nieelektrycznych.

C. Urządzenia regulujące

Wyjściowym, operatywnym organem układu automatyki jest *regulator*, kierujący samym procesem produkcyjnym.

Rodzaj i konstrukcja regulatora zależy przede wszystkim od stanu i rodzaju medium podlegającego regulacji.

Właściwy regulator stosowany w układzie automatyki jest bardzo zbliżony do normalnych regulatorów ręcznych i jedyną zasadniczą i w wielu wypadkach bardzo istotną zmianą jest napęd regulatora.

Najczęściej spotykanymi napędami są napędy elektryczne, hydrauliczne lub pneumatyczne. Podobnie jak przy urządzeniach pomiarowych, kwestia napędu regulatorów łączy się prawie zawsze z zagadnieniem „dalokierowania” lub „daloporuszania”, czyli uruchamiania organu regulującego z odległości.

D. Wylicznik centralny

Wylicznik jest najbardziej istotną częścią układu automatyki. Urządzenie to wiąże organy dyspozycyjne, czyli urządzenia pomiarowe, z organami operatywnymi czyli regulatorami. W bardzo wielu urządzeniach automatyki istotna część wylicznika redukuje się do prostych konstrukcyjnie elementów, jak dźwignia mechaniczna czy też przekładnia zębata. W innych zaś przypadkach wylicznik może stanowić wysoce skomplikowany aparat wyliczający na podstawie pomiaru szeregu wielkości wejściowych, konieczny, według z góry ułożonego reżimu, przebieg procesu produkcyjnego i w sposób automatyczny regulować ten przebieg za pomocą szeregu organów regulujących. Zarówno w pierwszym jak i drugim przypadku sprzężenie urządzeń pomiarowych z urządzeniami regulującymi jest najtrudniejszym zadaniem konstrukcyjnym całego układu. Konstruktorzy wylicznika przy teoretycznym opracowywaniu urządzenia winni uwzględnić:

1) cały szereg właściwości samego procesu produkcyjnego, wynikających z istoty przemian produkcyjnych,

2) charakterystyki samych urządzeń produkcyjnych i wreszcie

3) warunki techniczne, jakim odpowiadają części składowe automatyki, to znaczy urządzenia pomiarowe, regulujące i daloprzekazywanie.

Z wyżej wyszczególnionych zadań jakie powinien spełniać wylicznik wynika jego bezsprzeczna nietypowość i indywidualność konstrukcji.

Zadania jednak wykonywane przez wylicznik pozwalają na odcinku regulacji jednego czynnika (zmiennej niezależnej) w funkcji jednej wielkości podlegającej pomiarowi, inaczej mówiąc wielkości kontrolowanej zmiennej zależnej usystematyzować sposoby powiązania czynnika pomiarowego z czynnikiem regulującym.

Rozróżniamy mianowicie typowe rozwiązania sprzężenia organu pomiarowego z organem regulującym znane jako:

- a) układ zamknięty-otwarty
- b) układ proporcjonalny
- c) układ całkujący
- d) układ różniczkujący.

Należy zaznaczyć, że układy te mogą występować oddzielnie (za wyjątkiem układu różniczkującego) lub też tworzyć układy mieszane, np. bardzo często spotykany układ proporcjonalny i całkujący.

E. Daloprzekazywanie

Czynności wykonywane przez urządzenia techniczne zapewniające łączność pomiędzy poszczególnymi, wyżej omówionymi, organami układu automatyki nazywamy ogólnie *daloprzekazywaniem*.

Jasne jest, że w wielu okolicznościach można umiejscowić na przykład wylicznik w miejscu, gdzie się znajduje np. regulator i tym wyeliminować konieczność połączenia odległościowego tych organów, ogólnie jednak organy automatyki są przestrzennie rozmieszczone i wymagają daloprzekazywania.

W zależności od rozwiązania daloprzekazywania rozróżniamy *dalowskazywanie*, *daloporuszanie* i *dalokierowanie*.

Dalowskazywanie nazywamy czynność przekazywania na odległość wskazań, urządzenie w danym wypadku może posiadać bardzo słaby moment przenoszenia, które uruchamia jedną wskazówkę urządzenia pomiarowego.

Daloporuszaniem nazywamy czynność uruchamiania mechanizmu z odległości przy pokonywaniu pewnego momentu np. uruchamianie regulatora przez wylicznik.

Czynności zarówno dalowskazywania jak i daloporuszania mają cechę ciągłości. To znaczy pozwalają na przekazywanie ciągłego szeregu wskazań lub położeń.

W przeciwieństwie do powyższych czynności *dalokierowania* polega na przekazywaniu pewnych określonych wybranych wielkości, np. odchylen od z góry ustalonej temperatury, impulsów powodujących zamykanie lub odmykanie zaworów itp.

* * *

Powyżej omówiliśmy bardzo pobieżnie części składowe automatyki, nie wchodząc bliżej w istotę powiązania funkcjonalnego poszczególnych części. Zagadnienie istoty funkcjonalnej układu jest szczególnie trudne do ujęcia syntetycznego. Wydaje się, że możliwe i słuszne jest rozróżnienie następujących ogólnych rodzajów układów automatyki:

- 1) automatyki kontrolującej
- 2) automatyki regulującej
- 3) automatyki sterującej.

Przejdziemy kolejno do omówienia poszczególnych układów.

1. Automatyka kontrolująca

Układ automatyki kontrolującej jest najprostszym i niepełnym układem automatyki. Układ ten nie posiada wylicznika centralnego i jest zatem nie automatyzującym. Układ ten centralizuje na wspólnej tablicy rozdzielczej wskaźniki pomiarowe i organy uruchamiające regulatory, pozostawiając powiązanie urządzeń pomiarowych i regulujących czynnikowi ludzkiemu. Układ ten zatem tylko ułatwia, a w wielu przypadkach umożliwia obsługę kontrolę procesu produkcyjnego. Można nie zgodzić się na zaliczenie tych układów do automatyki, gdyż w istocie nie ma tu momentu automatyzacji.

W zasadzie takie stanowisko jest słuszne. Następujące powody skłoniły autora do zaliczania tych układów do automatyki.

a) Dziedzina automatyki jest nową i zagadnienie pomiarów na odległość jak i uruchomienia regulatorów na odległość są stale związane z zagadnieniami automatyki i stanowią wstęp do właściwego zautomatyzowania procesu produkcyjnego.

b) Każdy proces zautomatyzowany winien posiadać dodatkowo układ kontrolujący, jako zabezpieczenie w razie awarii urządzeń automatyki właściwej.

c) Części składowe układu kontrolującego są konstrukcyjnie albo identyczne albo bardzo zbliżone do organów automatyki właściwej.

d) Właściwie przemysłany układ wskaźników pomiarowych i pokręteł względnie wyłączników regulatorów na tablicy mechanizuje, a zatem automatyzuje pracę obsługi.

2. Automatyka regulująca

Automatyka regulująca jest najczęściej spotykana. Układ ten jest układem zamkniętym, t. zn. że czynnik regulowany bezpośrednio podlega pomiarowi i dysponuje stanem regulacji. Tego rodzaju układy nie wymagają dokładnego ustalenia przebiegu procesu produkcyjnego i wystarczające jest ustalenie samego przebiegu regulacji.

Na przebieg regulacji, poza technicznymi warunkami pracy samych urządzeń automatyki, ma wpływ przede wszystkim opóźnienie reakcji samego urządzenia produkcyjnego spowodowane bezwładnością.

Do tego rodzaju układów zaliczamy regulatory stałej ilości obrotów, stałej temperatury, poziomu cieczy w zbiorniku itp.

3. Automatyka sterująca

Automatyka sterująca jest układem, w którym regulator lub regulatory są kierowane przez wylicznik centralny pobudzany przez pomiary wielkości, nie związanych bezpośrednio z medium regulowanym. Układ w tym przypadku jest otwarty, czyli czynnik regulowany nie wpływa bezpośrednio na stan regulacji. Typowym i najprostszym przykładem takiego układu jest sterowanie procesem produkcyjnym w funkcji czasu. Układ taki wymaga dokładnego przestudiowania samego procesu produkcyjnego i jednoznacznego ustalenia warunków przebiegu tego procesu.

Ustalenie tych warunków wpływa bezpośrednio nie tylko na pracę ale i konstrukcję wylicznika.

Szczupłość miejsca nie pozwala na dalsze rozwijanie zagadnień związanych z automatyką przemysłową, tematem zresztą bardzo obszernym.

* * *

W miarę postępu techniki cały szereg jej dziedzin coraz bardziej ztraca swą przynależność do tego czy

innego działu nauk technicznych. Typowym przykładem takiej dziedziny jest właśnie automatyka przemysłowa. Zagadnienia automatyki przemysłowej wymagają bardzo ścisłej współpracy użytkownika, który najczęściej nie jest i nie potrzebuje być specjalistą w dziedzinie automatyki, z konstruktorem układów i urządzeń automatyki. Należy podkreślić dalej, że same układy automatyki i części składowe tych układów nie posiadają również wyraźnej przynależności do klasycznych działów techniki. Zagadnienia elektrotechniki, techniki elektronowej i mechaniki precyzyjnej są tu b. ściśle związane i często nie dają się w sposób wyraźny rozgraniczyć. Praca w dziedzinie automatyki przemysłowej jest typową pracą zespołu techników. Trudność rozwoju tej dziedziny jest tym bardziej spotęgowana, że układy automatyki są indywidualnie opracowywane dla różnych procesów produkcyjnych. Indywidualizm ten szczególnie jaskrawo przejawia się w konstrukcji wyliczników centralnych, w przeciwieństwie do pozostałych części składowych układów, które pozwalają na pewnego rodzaju normalizację typów.

Dalej należy podkreślić, że zmiana środków produkcyjnych przy zachowaniu tego samego procesu produkcyjnego wymaga fachowej regulacji całego układu automatyki, a nieraz może pociągnąć za sobą rekonstrukcję niektórych jego części składowych, w szczególności wylicznika centralnego.

Powyższe uwagi ogólne nadają przemysłowi urządzeń automatyki szczególne cechy. Przemysł ten odznacza się bardzo wysokimi procentowo kosztami opracowań konstrukcyjnych, montażu i regulacji układów w terenie, koszt natomiast przygotowania produkcji, ze względu na małe ilości i samo wykonanie urządzeń, jest procentowo niski. Zakład produkujący urządzenia automatyki ma charakter fabryki doświadczalnej, posiadającej drobne serie produkcji.

Na zakończenie pragniemy jeszcze raz podkreślić, że zarówno większość myśli zawartych w niniejszym artykule jak i użyta terminologia nie są pojęciami ustalonymi i nie posiadają oparcia o istniejącą literaturę krajową lub zagraniczną. Jest to zbiór osobistych poglądów autora artykułu podane jako materiał dyskusyjny do krytyki czytelników.

Typowe metody automatycznej regulacji

Mgr inż. JERZY BRYNK

W artykule pod tytułem „Automatyzacja procesów produkcyjnych” zostały ogólnie omówione zagadnienia związane z automatyzacją, a w szczególności z automatyką przemysłową.

Poniżej omówiono typowe metody podstawowej dziedziny automatyki, automatycznej regulacji procesów produkcyjnych, mianowicie metody: „zamknięte — otwarte”, proporcjonalną, całkującą, różniczkującą oraz metody złożone.

Wstęp

Jedną z podstawowych dziedzin automatyki i najczęściej spotykaną w przemyśle jest dziedzina automatycznej regulacji procesów produkcyjnych. Nasuwa ona nieraz wysoce skomplikowane zależności regulacji, które wymagają indywidualnego podejścia do zagadnienia.

Dla metodycznego rozpatrzenia typowych metod stosowanej regulacji ograniczymy się do najprostszych układów, gdzie właściwości procesu produkcyjnego nasuwają konieczność utrzymywania jednego parametru procesu, parametru kontrolowanego na pewnej z góry określonej tzw. zadanej wielkości, przy czym wielkość tego parametru może być utrzymywa-

na przez regulację jednego wyodrębnionego czynnika danego procesu produkcyjnego, *czynnika regulowanego*.

Takimi typowymi układami w procesach produkcyjnych są np. zależności temperatury w procesie grzejmym od doprowadzonego do procesu czynnika grzejmego, poziom wody w zbiorniku od ilości dopływającej wody zasilającej itp. W przykładach tych parametrem kontrolowanym jest temperatura względnie poziom wody; czynnikiem regulowanym, dla utrzymania parametrów na zadanej wielkości, jest dopływ ilości ciepła względnie ilości wody zasilającej.

Nie uwzględniając szczegółów konstrukcyjnych układu¹⁾, zajmijmy się wyłącznie zagadnieniem powiązania impulsów dysponujących, tzn. odchyłek parametru kontrolowanego od zadanej wielkości, z organem wykonawczym czyli z organem regulującym czynnikiem.

W procesie automatycznej regulacji stawiamy sobie za zadanie możliwie w sposób ciągły i ścisły, zgodnie z wymaganiami stawianymi przez proces produkcyjny, utrzymywanie parametru kontrolowanego na z góry określonej przez ten proces wielkości zadanej.

Idealnego przebiegu regulacji osiągnąć nie możemy, ponieważ przyczyny powodujące wahania parametru kontrolowanego są bardzo liczne, wszystkie mają charakter opóźniający reakcję układu na zmiany zachodzące w procesie.

Należy tu rozróżnić dwie zasadnicze grupy przyczyn, utrudniających proces regulacji: 1) grupa — związana z samym procesem produkcyjnym i urządzeniami produkcyjnymi, oraz 2) grupa — związana z niedoskonałością układu automatyki regulującej.

Dla przykładu rozważmy najważniejsze czynniki opóźniające reakcję przy regulacji procesu grzejmego, przy którym regulujemy dopływ ilości ciepła w celu otrzymania stałości temperatury.

Mamy tu:

1) Opóźnienia związane z procesem i urządzeniami produkcyjnymi;

- a) opóźnienia spowodowane pojemnością cieplną medium grzanego i urządzenia, w którym się to medium znajduje (np. kotła),
 - b) opóźnienia spowodowane pojemnością cieplną czynnika grzejącego wraz z całą konstrukcją urządzenia grzania (palenisko, węzownica),
 - c) opóźnienia spowodowane przenikaniem ciepła z urządzeń grzejących do medium grzanego.
- 2) Opóźnienia związane z automatyką;
 - d) opóźnienia związane z czasem koniecznym na pomiar temperatury (pojemność cieplna układu pomiarowego),
 - e) opóźnienia związane z czasem przekazywania impulsów dysponujących i wykonawczych (histereza daloprzekazywania),
 - f) opóźnienie działania organu regulującego.

Pojemność cieplna samego medium wraz z pojemnością cieplną urządzeń zawierających to medium jest jedynym czynnikiem w pewnym sensie dodatnim, gdyż częściowo stabilizuje sam parametr kontrolowany, czyli temperaturę medium. Z punktu jednak

widzenia teoretycznego właściwej regulacji niewątpliwie zakłóca jej przebieg.

Wszystkie pozostałe wymienione opóźnienia są czynnikami zdecydowanie negatywnymi.

Obecność tych opóźnień powoduje niejako przesunięcie fazowe czynności regulacji w stosunku do powstających zmian w procesie produkcyjnym, czego konsekwencją jest w stanach nie ustalonych procesu produkcyjnego brak równowagi między zapotrzebowaniem czynnika regulowanego a jego podażą.

Innymi słowy, są okresy w procesie produkcyjnym, kiedy czynnikiem regulowanym jest doprowadzany w nadmiarze i odwrotnie — okresy, kiedy czynnika jest za mało. Ostatecznie wynikiem tych stanów jest falowanie, okresowa zmiana parametru kontrolowanego, przy czym przy stałych warunkach układu amplituda falowania będzie tym większa, im większe będzie natężenie regulacji, czyli im dopływ czynnika regulowanego będzie większy na jednostkę czasu; w tym przypadku bowiem nadmiary i niedomiary czynnika regulowanego w stanach nie ustalonych będą większe.

Reasumując — wszelkie dążenia do przyspieszenia procesu regulacji przez zwiększenie szybkości dopływu czynnika regulowanego (bez zmiany pozostałych czynników), będą powodowały wzrost oscylacji parametru kontrolowanego. Jednak nadmierne zmniejszanie szybkości dopływu czynnika przedłuża okres regulacji, czyli okres, w którym proces produkcyjny nie jest w równowadze, a tym samym istnieje odchylenie średniej wartości parametru kontrolowanego od wielkości zadanej.

Jako wyjściowy wyróżnik metod regulacji przyjmijmy zależność stanu regulacji, czyli położenia p organu regulującego czynnika, od odchylenia Δk parametru kontrolowanego od wielkości zadanej k_z .

Ogólnie zależność tę można przedstawić równaniem

$$p = f(\Delta k). \quad [1]$$

Należy zwrócić uwagę, że robimy tu założenie, iż położenie organu regulującego p jest wprost proporcjonalne do ilości czynnika regulowanego. Zależność ta zwykle jest utrzymywana, ale są przypadki, kiedy celowo nawet proporcjonalność nie jest zachowana.

1. Metoda „zamknięte — otwarte“

Najprostszym powiązaniem położenia organu regulującego z parametrem kontrolowanym jest rozróżnienie dwóch położenia organu; położenie, w którym organ jest całkowicie zamknięty i położenie całkowitego otwarcia, przy czym położenie otwarte będzie odpowiadało wszystkim odchyleniom Δk np. ujemnym, odpowiadającym niedomiarowi czynnika regulowanego i odwrotnie, położenie zamknięte będzie odpowiadało odchyleniom Δk dodatnim.

Analiza tej metody regulacji doprowadza do następujących wniosków. Aby układ mógł być regulowany, konieczne jest, żeby położenie „otwarte“ odpowiadało zawsze nadmiarowi doprowadzanego czynnika w stosunku do zapotrzebowania w procesie produkcyjnym i odwrotnie, co zresztą jest oczywiste, że położenie „zamknięte“ odpowiada niedomiarowi. Konsekwencją tej właściwości regulacji jest:

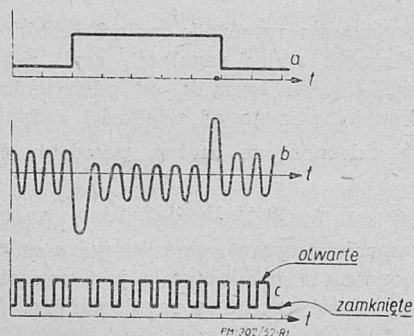
¹⁾ Będzie to tematem osobnego artykułu (red.).

a) Stan równowagi statycznej jest nieosiągalny, wielkość kontrolowana podlega ciągłym wahaniom dookoła wielkości zadanej.

b) Średni stan regulacji, czyli średni dopływ czynnika regulowanego zależny jest od stosunku sumy okresów położenia „otwarte” do sumy okresów położenia „zamknięte”. Z tego wynika, że im większe jest zapotrzebowanie na czynnik regulowany, tym dłuższe winny być okresy otwartego położenia organu regulującego i odwrotnie, im zapotrzebowanie jest mniejsze, tym okresy zamknięcia są dłuższe.

c) Z właściwości b) wynika bezpośrednio, że większe zapotrzebowanie uwarunkowane jest dłuższymi okresami, w których Δk jest ujemne, i odwrotnie mniejsze zapotrzebowanie warunkuje przedłużenie okresów, w których Δk jest dodatnie, czyli że średnia wielkość parametru kontrolowanego zależna jest od zapotrzebowania na czynnik regulowany.

Rys. 1 przedstawia wykres przebiegu regulacji metodą „zamknięte — otwarte” w funkcji czasu t dla procesu produkcyjnego grzejnego. Pozioma oś współrzędnych jest osią czasu. Kształt krzywej przebiegu wielkości parametru kontrolowanego (krzywa b) jest zależny od właściwości układu. Należy tu wyraźnie podkreślić, że system stosowanej regulacji (pneumatyczna, elektryczna lub tp.) przy metodzie zamknięte — otwarte nie ma wpływu na przebieg regulacji, a więc i na kształt krzywej b, czyli na amplitudę i okres wahań cyklicznych oraz na odchylenie średniej wielkości parametru kontrolowanego od wielkości zadanej.



Rys. 1. Wykres przebiegu regulacji metodą „zamknięte-otwarte”; a — przebieg obciążenia, czyli zapotrzebowanie na czynnik regulowany, b — przebieg parametru kontrolowanego (temperatury), c — przebieg położenia p organu regulującego.

Przebieg jest wyłącznie zależny od właściwości samego procesu produkcyjnego i urządzeń produkcyjnych. Robimy tu oczywiście założenie, że czas przejścia organu regulującego z położenia otwartego do zamkniętego jest bardzo krótki i że okres ten nie ma wpływu na przebieg.

W wielu przypadkach stosuje się układ, w którym regulacji podlega pewna część czynnika regulowanego, pozostała zaś ilość, stanowiąca minimalne zapotrzebowanie, jest doprowadzana niezależnie od organu regulującego bezpośrednio do miejsca zapotrzebowania.

Spotykane są również układy regulacji, w których wyodrębnią się położenia pośrednie organu regulującego, np. trzy — otwarty, półotwarty i zamknięty.

Wszystkie te odmiany mają na celu zmniejszenie dawkowania czynnika regulowanego, czyli zmniejsze-

nia natężenia podaży tego czynnika, co zgodnie z tym co mówiliśmy wyżej prowadzi do zmniejszenia amplitudy wahań parametru kontrolowanego. Odmiany te jednak nie wpływają zasadniczo na charakter przebiegu procesu regulacji.

Biorąc pod uwagę omówione odmiany metody regulacji wydaje się właściwe określenie tej metody jako *dwupołożeniowej* względnie *trypołożeniowej*, chociaż termin „regulacja otwarte-zamknięte” jest bardzo rozpowszechniony.

Reasumując — rozpatrywana metoda regulacji posiada następujące cechy:

1) Parametr kontrolowany podlega ciągłym, okresowym wahanom.

2) Średnia wartość wielkości kontrolowanej jest równą wielkości zadanej tylko przy pewnym określonym obciążeniu, czyli przy określonym zapotrzebowaniu na czynnik regulowany. Przy wszelkich innych obciążeniach mamy, nawet w stanach ustalonych, odchylenia średniej wielkości parametru kontrolowanego od wielkości zadanej.

3) Charakter przebiegu krzywej parametru kontrolowanego zależy wyłącznie od procesu i urządzeń produkcyjnych.

2. Metoda proporcjonalna

W metodzie proporcjonalnej położenie organu regulującego p jest proporcjonalne do odchylenia Δk parametru kontrolowanego od wielkości zadanej.

Zachowana jest zatem stale zależność

$$p = p_0 - c\Delta k; \quad [2]$$

gdzie: p_0 — położenie organu regulującego odpowiadające pewnemu obciążeniu i zerowej odchyłce Δk , c — współczynnik proporcjonalności.

Przy tej metodzie regulacji każdemu statycznemu obciążeniu odpowiada określone położenie organu regulującego, a zatem i określone odchylenie Δk parametru kontrolowanego od wielkości zadanej.

W stanie równowagi procesu produkcyjnego wielkość kontrolowana nie podlega cyklicznym wahanom właściwym poprzednio rozpatrywanej metodzie, co jest niewątpliwie udoskonaleniem.

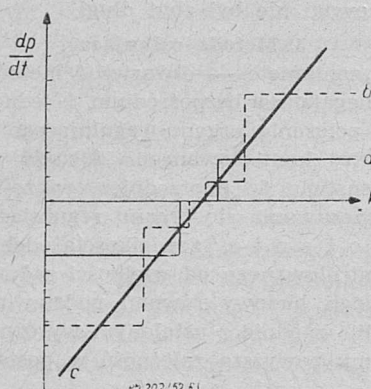
Podobnie jednak do poprzedniej metody mamy tu w stanach ustalonych nieuniknione odchylenie Δk od wielkości zadanej przy wszelkich obciążeniach różnych od pewnego określonego obciążenia (odpowiadającego p_0).

Z podstawowego równania [2] tej metody można wnioskować, że współczynnik c może być teoretycznie tak dobrany, że odchylenie Δk od wielkości zadanej może być dowolnie małe, a zatem możemy się zbliżyć do regulacji doskonałej.

Własności jednak układów produkcyjnych, o których była mowa wyżej (opóźnienie reakcji) na to nie pozwolą. Zwiększanie współczynnika c prowadzi do zwiększenia natężenia (szybkości) regulacji, prowadzi zatem do okresowych wahań parametru kontrolowanego. W granicznym przypadku przy c bardzo dużym otrzymamy zwykłą regulację „zamknięte — otwarte”, gdyż nawet przy bardzo małym Δk , p zgodnie z równaniem podstawowym [2] osiągnie jedno ze swoich skrajnych położen.

Jeżeli z kolei c będzie małe, to przy dużych zmianach obciążenia będziemy mieli duże odchylenie Δk ,

trwa tak długo, aż odchyłka Δk spadnie do zera. Ta cecha charakterystyczna wszystkich układów całkujących jest zasadniczą i dodatnią dla tej metody regulacji. Ujemną cechą tej metody jest jej skłonność do pobudzania układu do oscylacji. Skłonność ta zmusza, żeby przesuwanie się organu regulującego w tych układach było bardzo powolne. Układ jest tak czuły na czynniki opóźniające, że nawet bezwładność cieplna medium i urządzeń zawierających to medium jest czynnikiem ujemnym dla samego procesu regulacji.



Rys. 3. Zależność szybkości przemieszczania się organu regulującego w funkcji wielkości parametru kontrolowanego; a — regulacja o jednej szybkości, b — regulacja o dwóch szybkościach, c — regulacja o szybkości proporcjonalnej.

Wszelkie zwiększanie szybkości przemykania lub odmykania organu regulującego powodują duże amplitudy wahań oscylacyjnych w stanach przejściowych. Metoda ta daje dobre wyniki przy małych szybkościach przemieszczania się organu regulującego i przy procesach produkcyjnych mających małe opóźnienie reakcji. Z tego względu metoda całkująca najczęściej stosowana jest jako czynnik uzupełniający równolegle z inną metodą regulacji (patrz niżej).

Rys. 3 przedstawia wykres zależności szybkości $\frac{dp}{dt}$ przemieszczania się organu regulującego w funkcji wielkości parametru kontrolowanego. Na rys. 3 dla krzywych a i b uwidocznione są o b s z a r y m a r t w e, w których organ regulujący pozostaje w spoczynku. Okresy martwe są stosowane dla zmniejszenia oscylacji parametru kontrolowanego, co jednak pociąga za sobą możliwość odchyłek Δk w stanach ustalonych, sięgających wielkością połowy obszaru martwego. W literaturze nieraz spotykane są określenia tej metody jako regulacji *astatycznej*, względnie *ptywającej*.

4. Metoda różniczkująca

Dla całokształtu zagadnienia należy jeszcze podać metodę regulacji — *różniczkującą*.

W tej metodzie położenie organu regulującego jest również nie związane z wielkością parametru kontrolowanego, lecz z jego pochodną względem czasu,

$$p = p_0 - c \frac{d\Delta k}{dt}; \quad [5]$$

gdzie p_0 — położenie pośrednie, nie związane z wielkością parametru kontrolowanego w chwili włączenia regulacji.

Równanie [5] określa, że położenie organu regulującego jest równe dowolnemu położeniu wyjściowemu plus dodatkowe wychylenie, proporcjonalne do

szybkości zmiany parametru kontrolowanego z uwzględnieniem odpowiedniego kierunku tej szybkości.

Z powyższego wynika, że ta metoda regulacji nie może w ogóle być zastosowana oddzielnie, gdyż nie powoduje właściwego procesu regulacji, to znaczy nie sprowadza parametru kontrolowanego do wielkości zadanej, względnie zbliżonej do zadanej. Metoda ta może być zastosowana jako czynnik uzupełniający stabilizujący proces regulacji, gdyż jak wynika z analizy wzoru [5] czynnik ten przeciwdziała wszelkim zmianom zachodzącym w wielkości parametru kontrolowanego, przy czym stopień tego przeciwdziałania jest proporcjonalny do szybkości zmiany tego parametru.

Metoda ta, aczkolwiek jest mało dotąd rozpowszechniona, jest coraz częściej wprowadzana w układy matematyki. Rozwiązania konstrukcyjne, wprowadzające ten czynnik, nie zawsze opierają się na klasycznym wzorze [5] prowadzącym do konieczności pomiaru $\frac{d\Delta k}{dt}$, lecz stosują pośrednie drogi uwzględniające w przybliżeniu ten czynnik.

5. Metody złożone

Wyżej omówione metody wyczerpują dotąd stosowane podstawowe czynniki w regulacji automatycznej procesów produkcyjnych. Ogólne równanie scalające wszystkie czynniki wyżej omówione ma postać

$$p = p_0 - c_1 \int f(\Delta k) dt - c_2 k - c_3 \frac{d\Delta k}{dt} \quad [6]$$

gdzie: p_0 — określone położenie organu regulującego, c_1 , c_2 i c_3 — stałe współczynniki, $f(\Delta k)$ — zależność odpowiadająca jednej z trzech omawianych odmian przy metodzie całkującej.

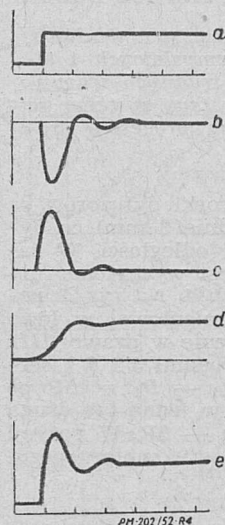
Równanie [6] odpowiada złożonej regulacji, uwzględniającej wszystkie podstawowe czynniki, to znaczy czynnik proporcjonalny, całkujący i różniczkujący.

W dzisiejszym stanie rozwoju urządzeń automatyki regulującej równanie to reprezentuje najbardziej złożoną i pełną formę powiązania parametru kontrolowanego, a ściślej mówiąc odchylenia tego parametru Δk od wielkości zadanej z położeniem p organu regulującego. Rolą wylicznika układu automatyki jest mechaniczne, hydrauliczne lub elektryczne ciągle rozwiązanie tego równania ruchu organu regulującego w funkcji parametru kontrolowanego i pobudzenie organu regulującego do zajmowania położenia odpowiadających tej zależności.

Jak już wyżej wspominaliśmy, czynnik trzeci, różniczkujący, jest bardzo rzadko stosowany i najczęściej spotykamy układy złożonej regulacji, uwzględniające tylko dwa czynniki: proporcjonalny i całkujący. Metodę uwzględniającą te dwa czynniki określamy jako *metodę złożoną proporcjonalną i całkującą*. W literaturze spotykamy nieraz określenia tej metody jako *izodromowej*, względnie *astatycznej o sprzężystym sprzężeniu zwrotnym*.

Położenie organu regulującego jest tu wynikiem działania dwóch czynników. Czynnikiem głównym i dominującym jest czynnik proporcjonalny powodujący względnie szybkie przemieszczanie się organu regulującego proporcjonalnie do odchylenia Δk , czynnikiem wtórnym uzupełniającym jest czynnik całku-

jący, powodujący dodatkowy powolny ruch organu, sprowadzający w stanie ustalonym Δk do zera. W pierwszym okresie, po wyprowadzeniu układu z równowagi, układ działa jako układ proporcjonalny, w drugim — jako układ całkujący. W końcowej fazie stan regulacji odpowiada metodzie całkującej, to znaczy, że odchyłka Δk jest zerowa.



Rys. 4. Przebieg regulacji w funkcji czasu dla procesu grzejnego; a — przebieg obciążenia, b — przebieg temperatury, c — przesunięcie organu regulującego, spowodowane czynnikiem proporcjonalnym d — przesunięcie organu regulującego, spowodowane czynnikiem całkującym, e — przesunięcie organu regulującego spowodowane zarówno przesunięciem proporcjonalnym jak i całkującym.

Na rys. 4 zestawione są wykresy przebiegu regulacji w funkcji czasu dla procesu grzejnego. Pozioma oś współrzędnych odpowiada współrzędną czasu. Zestawione wykresy wyjaśniają wzajemne współdziałanie obydwóch czynników regulacji.

Kończąc przegląd podstawowych metod regulacji automatycznej, widzimy konieczność uzupełnienia przyjętej w artykule klasyfikacji spotykanymi terminami w literaturze. Przyjęta w niniejszym artykule klasyfikacja metod odpowiada klasyfikacji wg wyróżnika rodzaju powiązania położenia organu regulującego z parametrem kontrolowanym, klasyfikacja ta jest na ogół dość rozpowszechniona i wydaje się być bardzo celowa.

W literaturze spotyka się poza tym klasyfikację metod regulacji wg wyróżnika konstrukcyjnego systemów. Rozróżnia się regulacje ciągłe i skokowe, przy czym metodę „zamkniętą-otwartą” (względnie dwu- i trzypięciową) zalicza się do regulacji o działaniu skokami (nieciągłej), zaś pozostałe omówione metody zaliczane są do metod o działaniu ciągłym. Wydaje się, że ten podział jest niesłuszny, gdyż może powodować niejasności. Istnieją bezsprzecznie regulacje proporcjonalne i całkujące, a zatem ciągłe, przy których organ regulujący poruszany jest w sposób nieciągły, podobny do regulacji metodą „zamkniętą — otwartą”.

Ponadto spotyka się określenia regulacji o działaniu bezpośrednim i pośrednim. Podział ten jest również podziałem wg wyróżnika konstrukcyjnego.

Regulacją bez pośrednią nazywamy taką regulację, przy której impuls dyspozycyjny organu pomiarowego parametru kontrolowanego jest wystarczająco mocny, żeby bezpośrednio oddziaływać na organ wykonawczy, bez pomocy urządzenia wzmacniającego. Typowym przykładem takiego układu jest regulator pobudzany przez miernik odśrodkowy ilości obrotów, stosowany np. do regulacji obrotów zarówno maszyn parowych jak i turbin.

Regulacją pośrednią nazywamy taką regulację, gdzie impuls urządzenia pomiarowego jest wzmacniany. Wydaje się, że ten podział również nie jest celowy, bo charakteryzuje system wg wyróżnika drugorzędного mało wyjaśniającego działanie systemu.

* * *

Jak już ogólnie mówiliśmy, problem regulacji automatycznej, dzięki nieuniknionej obecności czynników opóźniających reakcję całego układu na zmiany zachodzące w procesie produkcyjnym, staje się złożony i prowadzi przebieg procesu regulacji w stanach nie ustalonych, przejściowych pomiędzy stanami równowagi do przemian oscylujących tłumionych. Czynniki opóźniające, powodujące oscylacje, były bardzo pobieżnie omówione na przykładzie procesu produkcyjnego grzejnego. Wyjaśnione było dalej przy omawianiu poszczególnych metod, że szybkość a właściwie natężenie regulacji jest czynnikiem wpływającym na wielkość tych oscylacji i wreszcie omówiono tłumiący charakter czynnika różniczkującego.

Zagadnienie doboru właściwego układu regulacji sprowadza się do ustalenia optymalnego, z punktu widzenia procesu technologicznego, stanu równowagi pomiędzy czynnikami pobudzającymi układ do falowania a czynnikami wpływającymi na tłumienie oscylacji. Większość z tych czynników, których równowagę mamy ustalić, są czynnikami przeważnie z góry ustalonymi, związanymi z danym procesem produkcyjnym i danymi środkami produkcyjnymi. Powyższe w znacznym stopniu utrudnia, a w krańcowym przypadku może nawet uniemożliwić wybór i ustalenie warunków, jakim winien odpowiadać układ automatyki.

Musimy podkreślić, że ustalenie własności układu produkcyjnego pod względem regulacji, inaczej mówiąc podatności układu do regulacji, jest zadaniem w wielu przypadkach bardzo trudnym, pociągającym za sobą konieczność wykonywania kosztownych i długotrwałych doświadczeń nad samym procesem produkcyjnym i zastosowanymi środkami produkcyjnymi. Narzędziem dla tych badań mogą być często tak zwane układy analogiczne, czyli modele doświadczalne. Wydaje się jednak, że ustalenie warunków, którym winien odpowiadać model, nie eliminuje konieczności przynajmniej skróconych doświadczeń z właściwym układem produkcyjnym.

6. Wnioski

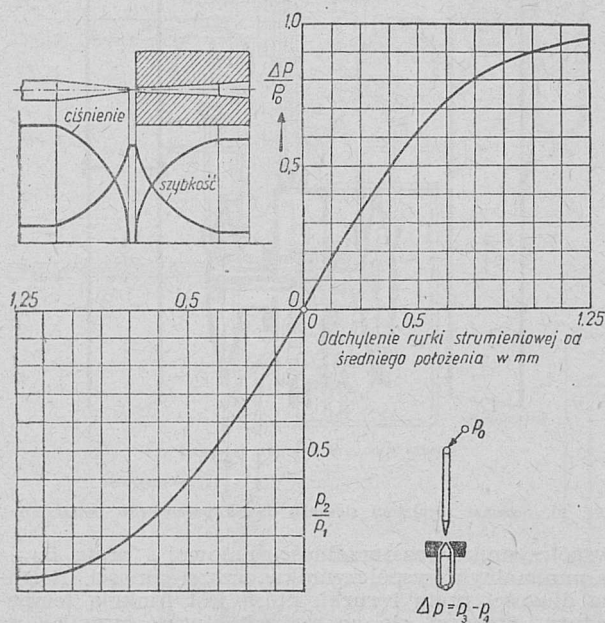
Rozważania powyższe, zresztą bardzo ogólnikowe, prowadzą do następujących wniosków.

Warunki pracy układu regulowanego są bardzo indywidualne i ze względu na ilość czynników wpływających na proces regulacji trudne do ścisłego technicznego ujęcia. Matematyczne ujęcie przebiegu regulacji, przeprowadzenie prób na urządzeniach produkcyjnych i ostateczne badania układu analogicznego na modelu zbliża do technicznego ujęcia zagadnienia, ale może w przypadkach szczególnie zawiłych nie dać właściwego rozwiązania.

A więc przy wyborze i ustaleniu środków produkcyjnych dla pewnego określonego procesu produkcyjnego, należy brać pod uwagę podatność tych środków produkcyjnych do regulacji automatycznej, co często może wydatnie ułatwić wprowadzenie automatyzacji procesu.

Z drugiej strony, konstrukcja urządzeń automatyki regulującej winna być elastyczna i pozwalać w szerokich granicach na zmianę współczynników układu automatyki (p. wzór [6]), zależnie od istniejących w praktyce warunków.

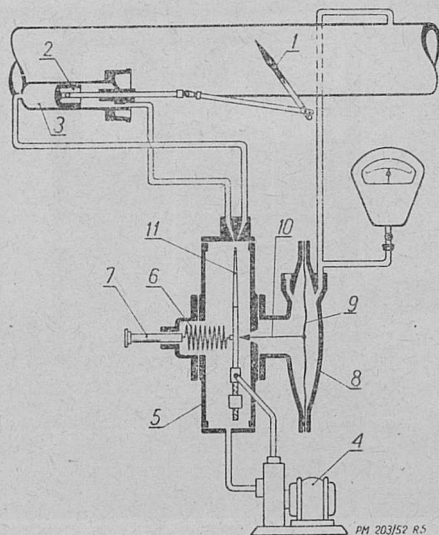
1. Regulacja ciśnienia gazu ($0 \div 1000$ mm sł. H_2O). Schemat regulacji przedstawia rys. 5. Urządzeniem pomiarowym regulatora 5 jest zamknięta w obudowie 8 membrana 9, która za pośrednictwem popychacza 10 przenosi ciśnienie, tj. pomiar parametru kontrolo-



Rys. 4. Charakterystyka rurki strumieniowej.

wanego na rurkę strumieniową 11 przekąźnika. Systemem nastawiającym wielkość zadaną jest tu sprężyna, której napięcie można regulować w określonych granicach, w zależności od potrzeb, za pomocą śruby mikrometrycznej 7. Przekąźnik połączony jest przewodami olejowymi z serwowmotorem 3. Pompka 4 podaje olej do rurki strumieniowej, który dostaje się do serwowmotora, następnie poprzez regulator powraca do zbiornika pod pompką.

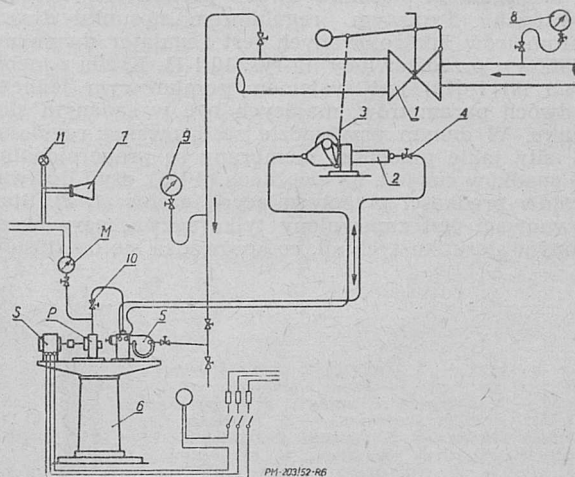
Gdy wielkość parametru kontrolowanego (ciśnienie) jest za mała, urządzenie nastawiające (sprężyna) przestawia rurkę strumieniową w stronę membrany tak, że dysza podaje więcej oleju w prawy otworek dyfuzora. Wypadkowa siła ciśnień na tłok 2 przesuwają go w prawo. Przepustnica 1 zostaje otwarta. Gdy wielkość parametru kontrolowanego jest za duża, rzecz ma się odwrotnie; przepustnica przymyka się. Wahania przepustnicy trwają tak długo, aż uzyska



Rys. 5. Schemat regulacji ciśnienia gazu.

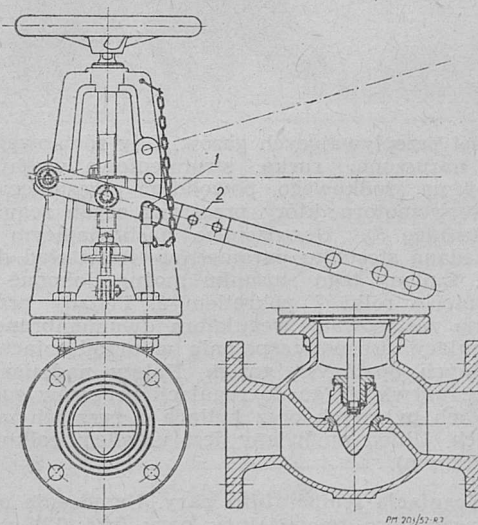
się właściwą wielkość parametru kontrolowanego. Szybkość przestawiania przepustnicy można odpowiednio dobrać przez średnicę dyszy w rurce strumieniowej i otworków dyfuzora, jak również przez odpowiednie otwarcie zaworka dławiącego, zainstalowanego na jednym z przewodów olejowych łączących przekąźnik z serwowmotorem (na schemacie zaworek nie uwidocznił). Opisany wyżej układ regulacji jest układem całkującym (astatycznym).

2. Regulacja ciśnienia pary (rys. 6). Regulator ciśnienia pary jest tego samego typu co poprzedni (do regulacji wyższych ciśnień), różni się jedynie urządzeniem pomiarowym, w którym zamiast membrany zastosowana jest rurka manometryczna Bourdona. Regulator 5 zabudowany jest na płycie zbiornika oleju 6. Na tej samej płycie stoi pompka olejowa P oraz silnik napędzający S. Spadek ciśnienia oleju poniżej minimalnego jest sygnalizowany klaksonem 7 i lampką 11 podłączoną do manometru kontaktowego M.

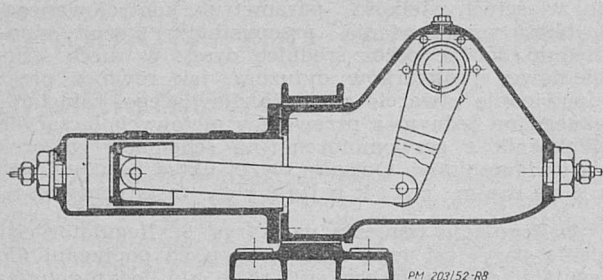


Rys. 6. Schemat regulacji ciśnienia pary; 1 — zawór dławiaczy, 2 — serwowmotor, 3 — łącznik, 4 — zawór redukcyjny, 5 — regulator ciśnienia, 6 — zbiornik oleju, 7 — klakson, 8 — manometr, 9 — manometr kontrolny ciśnienia, 10 — zaworek olejowy, 11 — lampka sygnałowa, P — pompka olejowa, S — silnik, M — manometr kontaktowy.

Należy zwrócić uwagę na konstrukcję zaworu dławiącego 1, dzięki której w razie uszkodzenia regulatora ciśnienia lub nieczynnej pompki olejowej można ręcznie regulować ciśnienie bezpośrednio kółkiem zaworu (szczegóły konstrukcji zaworu przedstawia rys. 7). W tym przypadku blokuje się kółkiem 1 ramię zaworu 2 i rozprzega z serwowmotorem. Serwowmotor przed-



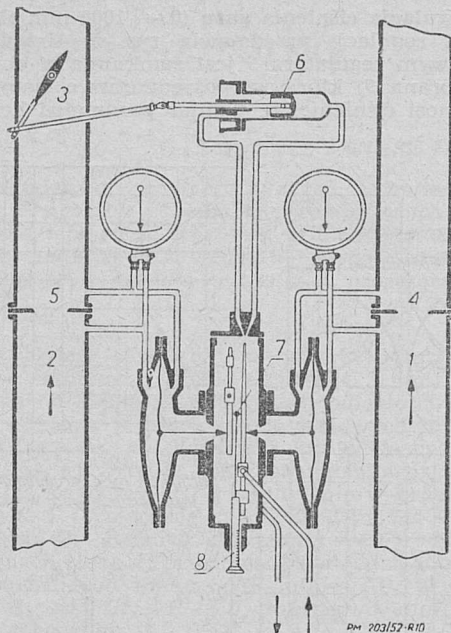
Rys. 7. Konstrukcja zaworu dławiącego.



Rys. 8. Schemat konstrukcyjny serwomotoru.

stawiony jest na rys. 8 i 9. Działanie tej instalacji jest takie samo jak wyżej opisanej regulacji ciśnienia gazu, a więc układ jest u k ł a d e m c a ł k u j ą c y m (astatycznym).

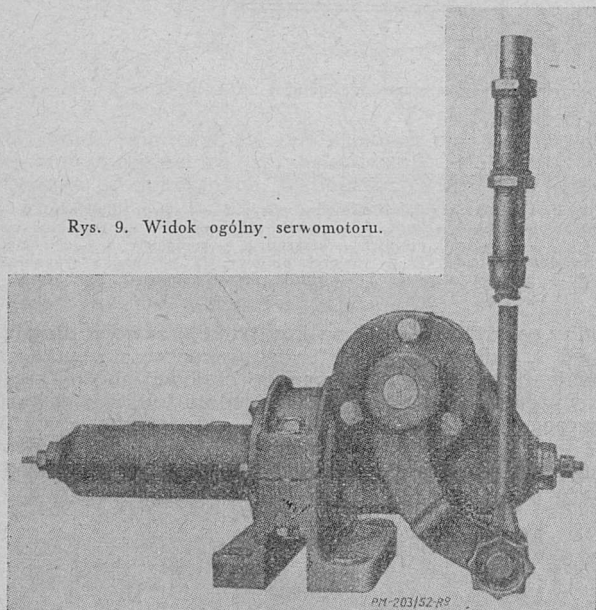
3. Regulacja stosunku dwóch parametrów kontrolowanych. Typowym regulatorem stosunku dwóch parametrów kontrolowanych jest regulator dwumembranowy, przedstawiony na rys. 10 i 11. Każda z membran (9) i (10) jest systemem pomiarowym jednego z dwóch parametrów, mających być w zadanym stosunku. W danym przykładzie zastosowania regulatora siły jakie przenoszą membrany są proporcjonalne do spadków ciśnienia, na zwężkach (4 i 5), czyli do kwadratów prędkości przepływających gazów (1, 2). Stan równowagi jest zapewniony tylko przy z góry określonym stosunku tych sił, co sprowadza się do stosun-



Rys. 10. Schemat regulatora stosunku dwóch parametrów (mieszaniny).

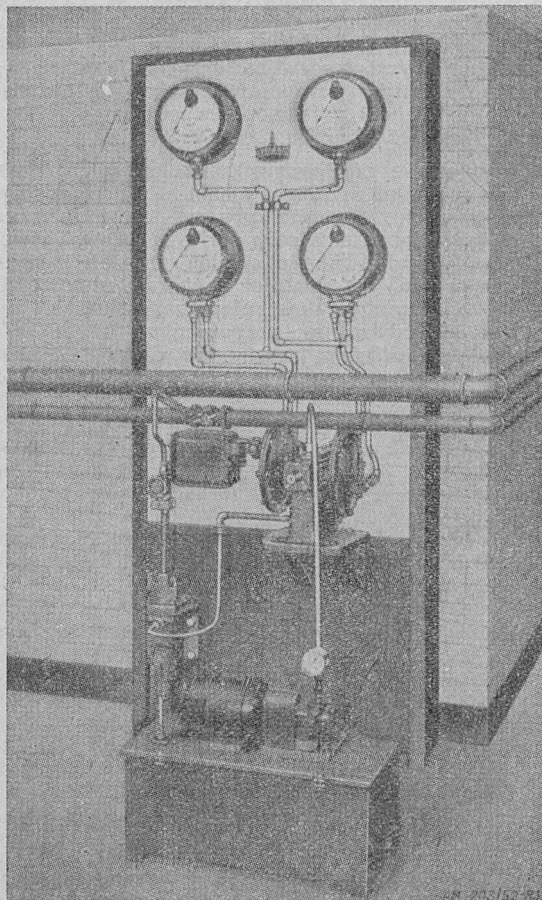
współczynnika rozszerzalności liniowej i pręta B_2 — o minimalnym współczynniku rozszerzalności. Różnica długości pręta i rurki, która jest funkcją temperatury, przenosi się za pośrednictwem łącznika na przekładnik A. Urządzenie nastawiające wielkość zadaną parametru kontrolowanego (temperatury) stanowi śruba F wkręcona na pewną głębokość, w zależności od zadanej wielkości, opierająca się o sprężynę,

Rys. 9. Widok ogólny serwomotoru.

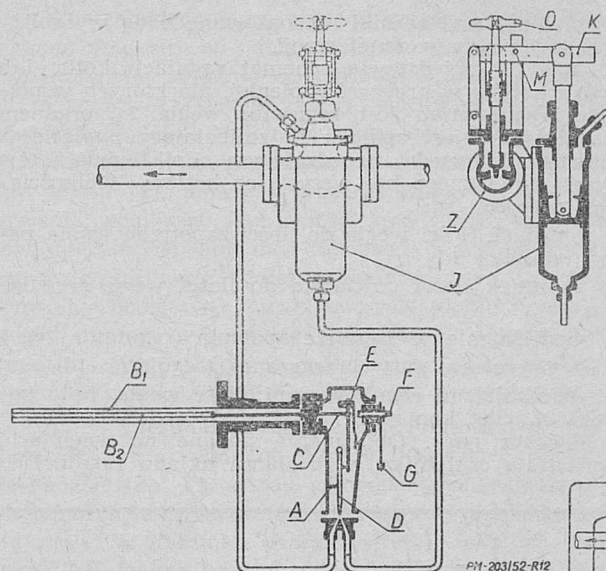


ku ilości przepływających gazów. Gdy równowaga zostanie naruszona, rurka strumieniowa wychyli się z położenia środkowego, powodując przesunięcie tłoka 6 serwomotoru, który przestawi organ regulujący (przepustnicę 3). Urządzeniem nastawiającym wielkość zadaną stosunku parametrów jest układ dźwigniowy. Zmiany tego stosunku można dokonać przez przesunięcie rolki 7 pokrętkiem 8. Podany przykład ilustruje zastosowanie regulatora dwumembranowego do regulacji procesów spalania w urządzeniach produkcyjnych opalanych gazem. Należy nadmienić, że również używa się go do regulacji procesów spalania w kotłach pyłowych oraz kotłach o rusztach mechanicznych. Układ omówiony jest układem całkującym (astatycznym).

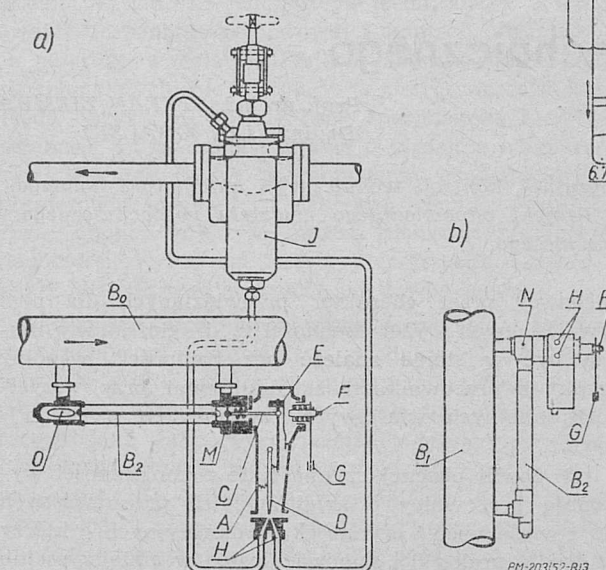
4. Regulacja temperatury pary. Urządzenie pomiarowe regulatora temperatury pary (rys. 12) stanowi dilatometr, złożony z rurki metalowej B_1 o dużym



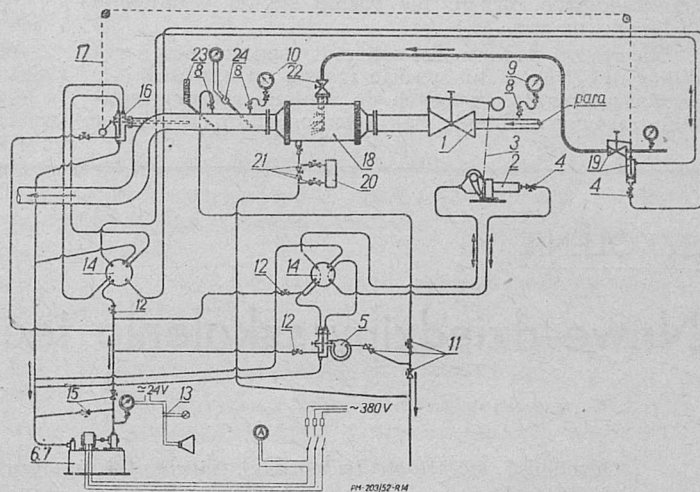
Rys. 11. Widok ogólny regulatora mieszaniny w piecu przemysłowym.



Rys. 12. Schemat regulatora temperatury.

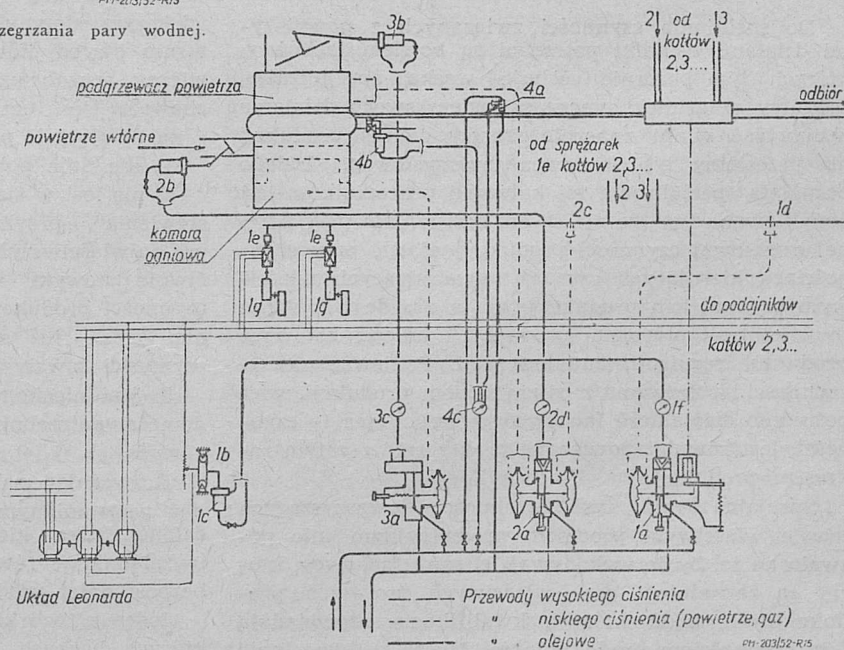


Rys. 13. Schemat regulatora temperatury przegrzania pary wodnej.



Rys. 14. Schemat regulacji stacji redukcyjnej; 1 — zawór dławiący, 2 — serwowymotor, 3 — łącznik, 4 — dławik, 5 — regulator ciśnienia, 6/7 — pompa olejowa z silnikiem na zbiorniku, 8 — zaworek, 9 — manometr ciśnienia, 10 — manometr ciśnienia zredukowanego, 11 — zaworki odcinające impulsy, 12 — zaworek olejowy, 13 — instalacja alarmowa, 14 — przełącznik do ręcznej regulacji zdalnej, 15 — zawory, 16 — regulator temperatury, 17 — linka stalowa sprzężenia zwrotnego, 18 — schładzacz pary, 19 — zawór wtłaczający z serwowmotorem, 20 — garnek kondensacyjny, 21 — zaworki odcinające, 22 — zawór odcinający, 23 — termoelement, 24 — termometr.

z dźwignią K, który stanowi całość konstrukcyjną z serwowmotorem J. W razie nieprzewidzianej przerwy w prawidłowym działaniu regulatora można regulować ręcznie bezpośrednio kółkiem zaworu „O”, blokując przedtem dźwignię K w punkcie M.



Rys. 15. Schemat automatycznej regulacji kotła parowego; 1a — regulator ilości węgla, 1b — opornik, 1c — serwowymotor, 1d — zwężka pomiarowa, 1e — manometr, 1f — przełącznik do ręcznej regulacji, 1g — podajnik węgla; 2a — regulator ilości powietrza, 2b — serwowymotor, 2c — zwężka pomiarowa, 2d — przełącznik do ręcznej regulacji; 3a — regulator ciśnienia w komorze, 3b — serwowymotor, 3c — przełącznik do ręcznej regulacji; 4a — regulator temperatury pary, 4b — serwowymotor, 4c — przełącznik do ręcznej regulacji.

Odmienią konstrukcję tego samego typu regulatora, używanego najczęściej przy regulacji temperatury przegrzania pary na kotłach, przedstawia rys. 13. Rozróżniamy tu dwa rozwiązania: *a* — do zabudowania na poziomym przewodzie parowym i *b* — do zabudowania na pionowym przewodzie. Typ pionowy *a* różni się od poziomego wstawką *N*, wbudowaną zamiast podstawy *M*. Charakterystyczną różnicą w porównaniu z regulatorem przedstawionym na rys. 12 stanowi tu urządzenie, w którym specjalną rurkę *B₂* — (rys. 12) zastępuje odcinek długości ok. 600 mm, przewodu parowego *B₀*. Na powierzchni tego przewodu, na specjalnych przymocowanych doń wspornikach, jest zamontowany regulator, którego dalsze części zasadniczo niczym nie różnią się od wykonania podanego na rys. 12.

Na rys. 14 podany jest schemat regulacji stacji redukcyjnej. Należy tu zwrócić uwagę na zastosowanie przełączników 14, służących do zdalnej, ręcznej regulacji zarówno ciśnienia, jak i temperatury. Regulator

ciśnienia i przełączniki zamontowane będą w tablicy pomiarowej przy danej stacji.

Rys. 15 przedstawia schemat regulacji kotła lub kilku kotłów w pracy równoległej, dla których wspólnym regulatorem jest regulator węgla 1*a*, organem regulującym jest opornik 1*b* zmieniający napięcie w układzie *Leonarda*, napędzającym silniki podajników węgla 1*g* jednego lub wszystkich kotłów. Wielkościami zadanymi są:

stosunek ilości węgla do ilości zapotrzebowania pary (regulator 1*d*),

stosunek ilości powietrza do ilości węgla (regulator 1*b*),

podciśnienie w komorze spalania (regulator 1*c*),

temperatura pary przegrzanej (regulator 1*d*).

Wielkościami regulowanymi: ilość węgla, ilość powietrza, ciąg kominowy, ilość wody wtryskiwanej w schładzacz pary. Objaśnienia podane na schemacie zorientują czytelnika w działaniu układu regulacji.

SZKOLENIE

Nowe dziedziny szkolenia technicznego

Prof. dr inż. STEFAN ZIEMBA

Dr inż. JAN OBALSKI

Odrębność metrologii technicznej, mechaniki precyzyjnej, kontroli technicznej i automatyki wymaga specjalnego szkolenia na poziomie średnim i wyższym. Projekt odpowiedniego wydziału politechnicznego. Wytyczne programowe. Potrzeba stworzenia planu wydawniczego.

W artykule wstępnym niniejszego zeszytu zwróciliśmy uwagę na specyficzną rolę, jaką odgrywają w nowoczesnym przemyśle metrologia techniczna, mechanika precyzyjna, kontrola i automatyka i wskazaliśmy na odrębność reprezentowanych przez nie działów techniki w stosunku do techniki budowy maszyn.

Odrębność ta nie ogranicza się do terenu produkcji, lecz powinna też mieć odbicie w dziedzinie szkolnictwa.

Do spełniania czynności związanych z powyższymi działami techniki potrzebni są bowiem fachowcy, których typ pozornie cechuje wąska specjalizacja, a którzy w gruncie rzeczy zasięgiem swego działania obejmować winni znacznie szerszy zakres produkcji niż przeciętny typ fachowca przemysłowego. Daleko posunięta specjalizacja tej kategorii pracowników jest podyktowana tym, że nie są oni zatrudnieni przy pewnej częściowej czynności produkcyjnej, ale przy czynnościach kierujących czy też towarzyszących właściwym czynnościom produkcyjnym, a przede wszystkim przy kontroli przebiegu produkcji i jakości gotowego produktu, regulacji, automatyzacji. Ponieważ zaś te czynności są związane z całym tokiem produkcji, więc pośrednio działalność fachowców, obejmująca te czynności, jest również powiązana praktycznie z całym zakresem produkcji.

Specjalna rola tych czynności towarzyszących trwale właściwym procesom produkcyjnym nie pozwala na to, by je wykonywali ci sami fachowcy, którzy są zatrudnieni przy właściwych procesach produkcyjnych, bądź których kwalifikacje odpowiadają tym czynnościom produkcyjnym. Muszą to być „inni”

fachowcy przez charakter przewidzianych dla nich wymienionych wyżej czynności; z drugiej strony muszą być w stanie znaleźć bez trudności „wspólny język” z pracownikami zatrudnionymi przy wszystkich kolejnych właściwych czynnościach produkcyjnych.

W chwili obecnej czynności te z konieczności wykonują pracownicy o kwalifikacjach przeznaczonych do właściwych czynności produkcyjnych, którzy w drodze praktyki i samokształcenia w mniejszym lub większym stopniu uzupełnili wiadomości o wykonywaniu owych „towarzyszących” czynności. Ten połowiczny sposób uzyskiwania omawianej kategorii fachowców jest oczywiście niewłaściwy, a to choćby z następujących przyczyn:

- 1) nie daje potrzebnej bazy teoretycznej,
- 2) nie jest w stanie dać odpowiedniego „stylu”, „nastawienia”, „przyzwyczajenia” do myślenia kategoriami najważniejszymi dla tych czynności; wręcz przeciwnie „nawyki” wynikłe z nastawienia na właściwe czynności produkcyjne powodują z reguły niedocenianie, jeżeli już nie lekceważenie tych specjalnych czynności towarzyszących,
- 3) jest nieekonomiczny w sensie zdobywania wiadomości potrzebnych i właściwych przeznaczeniu fachowca.

Rozważając zakres wiadomości, który należałoby dać wspomnianym fachowcom, musimy od razu wydzielić kilka kierunków ich przyszłej działalności, uwzględniając również dziedziny pracy poza terenem bezpośredniej produkcji.

Jeden z tych kierunków dotyczyłby inżynierów, na których barkach spoczywałaby gospodarka pomiaro-

wa i kontrola techniczna zakładu przemysłowego. Nie wymagałoby się od nich gruntownej umiejętności konstruowania silników czy obrabiarek ani technologii maszynowej — choć zasady znać powinni — ale konieczna byłaby znajomość metrologii ogólnej (tzn. tych elementów, które wchodzi do wszystkich rodzajów pomiarów), umiejętność zorganizowania i wykonywania pomiarów, znajomość konstrukcji przyrządów mierniczych, aby móc je obsłużyć, wyregulować, naprawić, sprawdzić, dalej znajomość zasad i metod kontroli. Chodzi więc tu w pewnym stopniu o „inżynierów ruchu” w zakresie pomiarów i pokrewnych dziedzin. Przy obecnych potrzebach wystarczałoby w tym zakresie szkolenie na poziomie inżynierskim.

Drugim kierunkiem działalności omawianych fachowców byłaby podobna rola w instytutach naukowo-badawczych. Tu jednak wymagałoby się głębszych wiadomości teoretycznych oraz zdolności i zamiłowania raczej w kierunku pracy twórczej. Instytuty powinny być kuźnią nowych udoskonalonych metod badań, nowych przyrządów, kierować właściwymi przemysłami w zakresie ich postępu technicznego, a więc również gospodarki pomiarowej i kontroli. Jeśli licznie powstałe w ostatnich latach instytuty dotychczas roli tej należycie nie spełniały, to przyczyną tego jest przede wszystkim właśnie brak specjalistów, których dostarczać muszą szkoły wyższe o poziomie magisterskim. Wskutek braku przygotowania akademickiego, inżynierowie mechanicy, elektrycy, chemicy dopiero drogą długiej praktyki muszą zdobywać niezbędne wiadomości, wykonując często niepotrzebne eksperymenty lub odkrywając rzeczy od dawna znane.

Następnym kierunkiem pracy i szkolenia byłoby bezpośrednie projektowanie i produkcja konstrukcji drobnych, a w szczególności sprzętu mierniczego i pomocniczego. Jest to dziedzina mechaniki precyzyjnej oraz drobnej. Jakkolwiek mechanik precyzyjny musi do pewnego stopnia być też metrologiem, jednak najważniejsze dla niego są zagadnienia konstrukcji i technologii wytwarzania aparatury mierniczej. Zresztą zadania mechaniki precyzyjnej i drobnej są szersze i obejmują też sprzęt niemierniczy. Szkolenie powinno się odbywać zarówno na poziomie inżynierskim jak magisterskim.

Optyka techniczna łączy się dość ściśle z mechaniką precyzyjną: w każdym przyrządzie optycznym mamy bowiem znaczny, może przeważający, wkład tej ostatniej, jednak specyficzność zagadnień związanych z optyką, odrębna baza matematyczno-fizyczna i odrębna technologia szkła optycznego skłaniają do wyłonienia jeszcze jednej gałęzi szkoleniowej — inżyniera optyka.

Wreszcie pokrewną dziedziną, międzybranżową — podobnie jak metrologia — jest automatyka.

Pojawiające się coraz częściej artykuły na temat automatyki, czy specjalne konferencje naukowe poświęcone tej sprawie, wykazują dobitnie, że zagadnienie dojrzało do rozwiązania zarówno na terenie przemysłu jak i szkolenia odpowiednich fachowców. Potrzebę szybkiego zajęcia się tą sprawą na szczeblu centralnym uzasadniają:

1) wielotorowość poczyną i wysiłków zarówno w odniesieniu do prac naukowych jak i realizacyjnych,

2) fakt, że zagadnienie automatyki dotyczy niemal wszystkich dziedzin przemysłu i gospodarki,

3) różnorodność metod realizacji automatyki zarówno ze względu na: a) stopień, b) schematy teoretyczne, c) rodzaj przekładni jak: mechaniczna, hydrauliczna, pneumatyczna, optyczna itd.

Zdaniem naszym szkolenie we wszystkich wyliczonych kierunkach jako posiadających szereg cech wspólnych powinno odbywać się w ramach jednego odrębnego wydziału. Początkowe wspólne studia dla wszystkich kierunków rozdzielałyby się w drugiej połowie na sekcje szkolące następujące typy inżynierów:

1) metrologów
 $\left\{ \begin{array}{l} \text{dla potrzeb ruchu (poziom inżynierski),} \\ \text{dla potrzeb instytutów} \end{array} \right.$
 naukowo badawczych i dla opracowywania naukowego metod i przyrządów (poziom magisterski);

2) mechaników precyzyjnych — projektujących i wykonywujących aparaturę precyzyjną i drobną;

3) optyków — j. w. w zakresie przyrządów optycznych;

4) automatyków — opracowujących i wprowadzających automatykę do przemysłu.

Dla wszystkich tych kierunków poza przedmiotami dotyczącymi ściśle danej specjalności niezmiernie ważne są podstawy teoretyczne.

Jeżeli chodzi o matematykę, to należałoby zwrócić szczególną uwagę na szereg działów matematyki stosowanej a m. in. metody przybliżone analityczne i wykreślne rozwiązywania różnych zagadnień, rachunek prawdopodobieństwa, teorię błędów i statystykę matematyczną w ujęciu technicznym, nomografię i inne działy związane z pomiarami i opracowaniem ich wyników.

Dobitniej jeszcze widać konieczność dobrego przygotowania z fizyki i to prawie wszystkich jej działów; odnośnie mechaniki to należy z niej koniecznie wyodrębnić teorię mechanizmów i maszyn. Zarówno bowiem kinematyka mechanizmów jest niezbędna dla najbardziej celowego rozwiązania konstrukcyjnego, jak i dynamika, z uwzględnieniem tarcia, zjawiska drgań i ich tłumienia, pozwoli lepiej zrozumieć i dobrać warunki pracy. Z nauki o elektryczności trzeba będzie znacznie szerzej potraktować dziedzinę prądów słabych oraz w należyтым zakresie rozbudować elektronikę, która w dziedzinie metrologii zdalnej i automatyki staje się narzędziem omal uniwersalnym.

Odnosnie nauki o wytrzymałości materiałów wydawać by się mogło, że nie ma ona tak zasadniczego znaczenia jak w budowie maszyn. Sąd taki nie wydaje się słuszny. Wprawdzie częste są wypadki działania niezbyt dużych sił, które wywołują nieznaczne w porównaniu do dopuszczalnych naprężenia, jednak z drugiej strony sprawa wielkości odkształceń, z uwagi na żądaną precyzję wskazań czy działania, może mieć znaczenie decydujące o wymiarach i kształcie elementu, a zresztą z odkształceniem może być związana zasada miernicza przyrządu.

Szczególnego znaczenia nabiera zagadnienie ścieralności.

Ponieważ w znacznej mierze tworzywem dla budowy przyrządów są metale, szczególną uwagę wy-

padnie zwrócić na fizyczne własności metali; od ich znajomości i właściwego wykorzystania zależy w dużej mierze precyzja i powtarzalność pomiarów.

Powyższe uwagi dotyczą szkolnictwa wyższego. Nie należy jednak pomijać też szkolenia fachowców z rozpatrywanych dziedzin na poziomie średnim; w specjalnych szkołach zawodowych i kursach dla pracowników przemysłu. Jedną z dalszych dróg szkolenia byłoby studia względnie praktyka zagraniczna w krajach, gdzie przemysł precyzyjny ma już swą tradycję, przede wszystkim w Związku Radzieckim, NRD i Czechosłowacji jak również w niektórych państwach zachodnich. Należałoby przeszczerzyć stamtąd „atmosferę precyzji”, której brak jest w wielu naszych warsztatach, a która jest niezbędna dla nadania naszemu przemysłowi nowoczesnego piętna.

Wreszcie konferencje i zjazdy przez dokonywanie przeglądu osiągnięć i rzucanie nowych idei mogą być poważnym czynnikiem kształcącym w interesujących nas dziedzinach, jak to widać na przykładach

szeregu takich konferencji (obrabiarkowej, wytrzymałościowej i in.) w ostatnich latach.

Gdy mowa o szkoleniu, to nie sposób pominąć też sprawy niezbędnych wydawnictw. Nie jest możliwe racjonalne szkolenie, jeśli studujący nie będzie miał koniecznej liczby podręczników, dzieł naukowych i czasopism, informujących o postępie w danych dziedzinach, nowych metodach, przyrządach, badaniach, zastosowaniach. Narzuca się konieczność pewnej odrębności również w zakresie czasopism: powinno być jak najprędzej utworzone specjalne czasopismo poświęcone metrologii, konstrukcjom drobnym oraz kontroli i automatyce i mechanice precyzyjnej, stanowiących zagadnienia międzybranżowe i nie znajdujących należytego ujęcia w istniejących obecnie czasopismach.

W zakresie wydawnictw książkowych z tych dziedzin panuje u nas niedostateczne zrozumienie ich potrzeby. Stworzenie planu wydawniczego we wspomnianych dziedzinach i wprzęgnięcie do pracy autorskiej jak największej liczby specjalistów jest obecnie pilną potrzebą.

Bibliografia

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

Książka posiada układ sprzyjający do szerokiego jej spopularyzowania wśród zainteresowanych dziedziną optyki czytelników, a nie posiadających gruntownej w tym zakresie wiedzy.

Część pierwsza pt. „Elementarne wiadomości z optyki” daje w skrócie niezbędne wiadomości teoretyczne dla posługujących się przyrządami optycznymi. Wiadomości te podane są w sposób przystępny i nie wymagający od czytelnika większego zasobu wiedzy z fizyki i matematyki.

Część druga pt. „Technologia wykonania i naprawy przyrządów optycznych” oraz trzecia pt. „Kontrola i pomiary” zawierają dość duży zasób wiadomości praktycznych w zakresie budowy i napraw oraz sprawdzania przyrządów optycznych.

Części te ujęte są dość jednostronnie, a mianowicie omawiają przyrządy prawie wyłącznie o jednostronnej przydatności (lornetki, dalmierze, panoramy artyleryjskie itd.), brak w nich natomiast zagadnień związanych ze stosowaniem np. optycznych przyrządów mierniczych w przemyśle. Tym niemniej podane wiadomości mogą być wykorzystane w dużej mierze w przemyśle metalowym w zakresie stosowanych optycznych przyrządów mierniczych.

Zauważone w toku czytania książki usterki podaje poniżej w kolejności:

Str. 8 w części dolnej zwrot: „Kierunek rozchodzenia się światła nazywa się promieniem świetlnym” jest pojęciowo fałszywy. Powinno raczej być: „Światło rozchodzi się w przestrzeni prostoliniowo w postaci tzw. promieni świetlnych”.

Str. 9, wiersz drugi od góry: wynosi około 300 000 km na sekundę.

Str. 9, wiersz 6 od dołu: winno być „wzrastającej”.

Rys. 19: byłoby pożądane, aby rys. 19, względnie treść § 13 wyjaśniały, dlaczego pryzmat dachowy odwraca obraz całkowicie?

Rys. 23 niejasny; na rysunku pryzmatu równoległościennego nie zaznaczono miejsca przekroju.

Str. 29, wiersz 5 od dołu: zamiast „grzbiety ich prostych kątów” termin przyjęty w geometrii brzmi: krawędzie ich kątów dwuściennych prostych.

Str. 30, wiersz 4 od dołu: zamiast „odchylenia” należałoby użyć wyrażenia: przesunięcia równoległego, ponieważ płytka płasko-równoległa nie zmienia kierunku promieni.

Podane na str. 37 w wierszu 4 od góry i w dalszym tekście książki nazwy: „soczewki dodatnie i ujemne” są na ogół nie przyjęte w optyce. Prawidłowe terminy brzmią odpowiednio: soczewki skupiające i soczewki rozpraszające. Nazwy te są uzasadnione własnościami tych soczewek.

Rys. 37 zdaje się przedstawia przekrój oka pionowy, a nie poziomy.

Str. 44, wiersz dolny i dalszy tekst książki: terminy: oko miarowe, krótkowzroczne i nadwzroczne, nie istnieją. Znane terminy brzmią: oko normalne, oko krótkowidza i oko dalekowidza.

Str. 51 proponuję: Oglądany przez lupę przedmiot widać itd.

Str. 56, wiersz 13 od dołu i w dalszym tekście książki termin: „kondensator” winien brzmieć: „kondensor”.

Str. 69, wiersz 8 od dołu i w dalszym tekście książki: termin „kolektyw” w odniesieniu do soczewek nie istnieje i nie ma potrzeby go wprowadzać.

Rys. 80, termin: czasie naklejnicze nie przyjęty i źle brzmiący po polsku.

Str. 154 i dalszy tekst książki: termin „skale” w znaczeniu podanym winien brzmieć wg przepisów GUM: podziałki.

Str. 198, wiersze 9 i 10 od góry: zdanie „odczytuje się wg ryski położenia skali linii pomiarowej”, zawiera terminy nie przyjęte i jest w sposób mało jasny zredukowane. Lepiej byłoby np. na rys. 127 oznaczyć literami „a”, „b” dwa kolejne położenia głębokościomierza. Wtedy można napisać:

1) Głębokościomierz stawia się początkowo na płaskiej powierzchni (położenie „a” na rys. 127), przy czym na jego podziałce uzyskuje się odczytanie: u .

2) Po ustawieniu głębokościomierza na mierzonej powierzchni opuszczamy końcówkę mierniczą jego wysuwki do odpowiedniego zetknięcia z powierzchnią soczewki (położenie „b” na rys. 127). W położeniu tym na podziałce uzyskujemy odczytanie: u_7 .

Str. 198, wiersz dolny: na urządzeniu mierniczym pokazanym na rys. 127 w najlepszym razie przy zastosowaniu noniusza da się osiągnąć dokładność nie większą niż 0,1 mm, nigdy zaś 0,05 mm.

Str. 199, wiersz 2 i 3 od góry: zdanie: „Skala ma tu podziałkę wielkości około 0,1 mm „wg terminologii przyjętej winno brzmieć: Wartość działki elementarnej wynosi około 0,1 mm.

Str. 200, wiersz 3 od góry, zdanie: „Granica pomiaru (długości skali) wynosi 150 mm” winno brzmieć: Obszar mierniczy wynosi 150 mm.

Str. 200, wiersz 16 od góry, termin przyjęty: mikrometr, a nie mikromierz.

Str. 202, wiersz 9 od dołu: zamiast „płaskie szkła wzorcowe” obowiązujący termin brzmi: szklane płytki interferencyjne płaskie (względnie płasko-równoległe). Zamiast: „płaszczyzny pomiarowe mikrometrów” obowiązujący termin brzmi: płaszczyzny miernicze mikrometrów. Zamiast: „płytek Johansona” termin obowiązujący brzmi: płytek wzorcowych. Poza *Johansonem* znamy jeszcze innych wytwórców płytek wzorcowych.

Str. 215, wiersz 15 od dołu: zamiast „powiększalność” winno być „powiększenie”.

Str. 226, wiersz 12 od dołu: zdaje się, że winno być: „w temperaturze od -40° do $+60^{\circ}\text{C}$ ”.

Pomimo tych usterek należy stwierdzić, iż książka ta spełni swoje zadanie, popularyzując zagadnienia optyki przyrządowej wśród pracowników przemysłu metalowego.

Mgr Stanisław Bąk

Mgr inż. Andrzej Sadowski — GŁADKOŚĆ POWIERZCHNI I SPOSOBY JEJ POMIARU — Format A5, str. 166, rys. 121. PWT, Warszawa 1952.

Książka zawiera wstęp oraz dwie części. W krótkim wstępie Autor omawia znaczenie gładkości powierzchni w odniesieniu do jakości i dokładności pracy części maszyn oraz ich eksploatacji. Podane wiadomości należałoby może uzupełnić wzmianką, że powierzchnie gładko docierane stosuje się obecnie, gdy zachodzi potrzeba szczelnego łączenia części, np. w pompach, cylindrach pneumatycznych, urządzeniach do wytwarzania włókien sztucznych itp., przy czym żadne uszczelki między dotartymi powierzchniami nie są stosowane¹⁾.

Część pierwsza pt. „Podstawowe wiadomości o gładkości powierzchni”, po określeniu zasadniczych pojęć, jak wady kształtu, falistość, chropowatość i główne uszkodzenia powierzchni, omawia liczne parametry gładkości powierzchni oraz ich normalizację. Wielka różnorodność omawianych parametrów, z których żaden w sposób wystarczający nie charakteryzuje gładkości powierzchni, dobrze obrazuje trudności, z jakimi spotyka się nauka przy rozwiązywaniu omawianych zagadnień, które do tej pory nie są jeszcze całkowicie opanowane. Z drugiej jednak strony, niedostatecznie znający te zagadnienia czytelnik, może powziąć mylne mniemanie, że są one bardziej złożone niż to ma miejsce w rzeczywistości. Czy nie należałoby zatem najpierw omówić najczęściej stosowane w praktyce parametry, jak średnia kwadratowa wysokości chropowatości H_{sq} i średnia wysokość chropowatości H_{sr} , podając ich zalety i wady, następnie (może *petitem*) podać pozostałe parametry, ważne ze względu na historyczny rozwój zagadnień lub normy

innych państw, lecz mające u nas mniejsze znaczenie praktyczne?

W rozdziale podającym przegląd norm różnych państw wymieniona jest unieważniona już norma radziecka GOST — 2789 — 45, zamiast nowej normy GOST — 2798 — 51, która została podana jako dodatek na końcu książki. Wymienione projekty polskich norm PN/M — 04251, 04252 i 04253, ogłoszone w „Wiadomościach PKN” nr 8, 1951 r. są obecnie częściowo również zmienione. Zebrany w tym rozdziale materiał należy zatem traktować jako wiadomości orientacyjne, obrazujące podstawy wyjściowe dla będących w ostatecznym opracowaniu norm polskich.

W części drugiej pt. „Pomiary gładkości powierzchni” są omówione różne metody oceny gładkości powierzchni oraz stosowane do tego celu narzędzia miernicze. Rozdział ostatni zawiera cenne zalecenia i wiadomości praktyczne, dotyczące techniki pomiarów gładkości powierzchni oraz wyposażenie laboratoriów w środki miernicze.

Ogólnie biorąc, książka jest napisana bardzo starannie, jasno i z gruntowną znajomością przedmiotu; zawiera niezbędne wiadomości dla każdego inżyniera i technika mechanika, z nowej dziedziny, która zaczyna nabierać zasadniczego znaczenia w nowoczesnym przemyśle budowy maszyn.

Po ukazaniu się polskich norm gładkości powierzchni należy życzyć sobie nowego wydania książki, w którym ogólne wiadomości informacyjne będą usunięte na plan dalszy, natomiast zostaną uwypuklone podstawowe pojęcia, parametry i metody pomiaru, niezbędne dla zrozumienia i stosowania polskich norm gładkości w praktyce laboratoryjnej i warsztatowej.

A. T.

PORADNIK DLA UŻYTKOWNIKÓW I WYTWÓRCÓW NARZĘDZI MIERNICZYCH. Praca zbiorowa. Biblioteka Metrologiczna Głównego Urzędu Miar. Format B6, stron 418. Państwowe Wydawnictwa Techniczne. Warszawa, 1952. Cena zł 42.—

Działalność Administracji Miar, jakkolwiek niejednokrotnie niedoceniana przez ogół społeczeństwa, wnika we wszystkie niemal dziedziny życia gospodarczego, zapewniając rzetelność w gospodarce narodowej przez legalizację narzędzi mierniczych, podnosząc jakość produkcji przez doskonalenie metod pomiaru i przyczyniając się do rozwoju nauki przez wykonywanie prac naukowo-badawczych z dziedziny metrologii. Administracja ta opiera się na zastępie pracowników naukowych i urzędników legalizacyjnych, którzy dokonują legalizacji (tj. urzędowego sprawdzania i cehowania), sprawdzają rzetelność i przeprowadzają ekspertyzy i uwierzytelnianie narzędzi mierniczych. Wykonywanie obowiązków nałożonych przez Dekret o miarach na Administrację Miar pociąga za sobą konieczność wyszkolenia technicznego i administracyjno-prawnego urzędników, którzy nie mogą ograniczać swej działalności do przyjmowania lub odrzucania zgłoszonych do legalizacji narzędzi mierniczych, lecz służyć zainteresowanym wskazówkami i radami. Opanowanie wielu dziedzin metrologii w sposób gruntowny nie jest takie łatwe, a nawet orientowanie się w całokształcie przepisów legalizacyjnych wymaga dłuższego z nimi obcowania. Dlatego też z prawdziwą radością i uznaniem należy powitać ukazanie się *Poradnika dla użytkowników i wytwórców narzędzi mierniczych*, opracowanego przez grono pracowników naukowych Głównego Urzędu Miar pod redakcją *mgr Zdzisława Gajewskiego*, któremu przypadł obowiązek i zaszczyt zmontowania tego pierwszego w literaturze polskiej wydawnictwa.

O rozpiętości tej skromnej, ale jakże pożytecznej książki niechaj świadczą tytuły rozdziałów: Administracja Miar (*mgr E. Karbowski*), Ogólne wiadomości o narzędziach mierniczych (*dr J. Obalski*), Jednostki miar (*inż. H. Szymański*), Narzędzia miernicze do pomiaru długości (*inż. J. Jasnorzewski*, *inż. A. Tomaszewski*, *mgr Z. Gajewski*), Narzędzia do mierzenia

¹⁾ Patrz: S. Hawxhurst „Lapping Flat Surfaces as a Production Process”, *Machinery*, July 10, 1952.

pól (dr inż. J. Obalski), Narzędzia miernicze do mierzenia objętości (inż. J. Łęczycki, inż. H. Szymański i inż. W. Pietraszewicz), Przyrządy do pomiaru czasu (mgr L. Zajdler), Narzędzia miernicze do pomiarów masy (mgr T. Zamłyński i inż. J. Noworyta), Termometry (mgr Z. Gajewski), Narzędzia miernicze do pomiaru gęstości (mgr T. Zamłyński i mgr Z. Gajewski), Manometry, wakuometry, manometry sprężynowe (inż. W. Pietraszewicz) i Elektryczne narzędzia miernicze (inż. S. Wolff).

Skromna objętość książki w porównaniu z ilością dziedzin metrologii praktycznej nałożyła na autorów i redaktora obowiązek daleko posuniętej selekcji zagadnień i ograniczenia się do wiadomości najważniejszych i najpotrzebniejszych w praktyce codziennej. Należy stwierdzić, iż z tego trudnego zadania wywiązali się pomyślnie. Poszczególne rozdziały umożliwiają zorientowanie się w najważniejszych metodach pomiaru, najwięcej rozpowszechnionych typach narzędzi mierniczych, ich charakterystyce i własnościach mierniczych; materiał podany jest w sposób, umożliwiający łatwe powiązanie zawartych w poradniku wiadomości z postanowieniami odnoszących przepisów legalizacyjnych. Wiadomości podane są w sposób jasny, w miarę możliwości zestawione w postaci tablic, których pokaźna liczba (139) świadczy o użyteczności poradnika. Starannie wykonane rysunki, pozbawione druzgorydnych szczegółów konstrukcyjnych, znakomicie uzupełniają tekst.

Praca ta nie jest wolna od pewnych niedociągnięć, które będzie można bez trudu usunąć w następnym wydaniu. Brak jest mianowicie zestawienia opłat za legalizację i uwierzytelnianie narzędzi mierniczych. Również pożądanym byłby spis ważniejszych przepisów legalizacyjnych. Informacje te powinny być zamieszczone w Poradniku nawet kosztem skrócenia materiału opisowego, który czytelnik znajdzie w tomie I/2 „Poradnika technicznego Mechanik”. W opracowaniu redakcyjnym należałoby zwrócić baczniejszą uwagę na równomierność ujęcia poszczególnych tematów pod względem objętościowym; niektóre bowiem rozdziały, jak np. gęstościomierze zostały potraktowane zbyt obszernie. Jest to wprawdzie pierwsze w naszej literaturze opracowanie z tej dziedziny, ale materiał zawarty w tym rozdziale po pewnym uzupełnieniu nadawałby się na oddzielną broszurę.

W następnym wydaniu należałoby również przeprowadzić staranniejszą korektę tak, by errata okazała się niepotrzebna.

Nakład książki wydaje się za niski a cena za wysoka, nieprzystępna dla tych, dla których jest przeznaczona.

Mimo te drobne usterki zarówno Głównemu Urzędowi Miar, jak i Państwowemu Wydawnictwom Technicznym należą się słowa uznania, a autorowi i redaktorowi mgr Zdzisławowi Gajewskiemu tego pożytecznego dziełka szczerze podziękowanie.

Mgr inż. A. T. Troskoleński

F. Ł. Burmistrow — DIELITIELNOJE DIEŁO. Str. 322, rys. 220. Maszgiz, Moskwa — Leningrad 1948.

Książka dotyczy aparatury i procesów technologicznych produkcji skal i siatek metodą mechaniczną, mechaniczno-chemiczną oraz mechaniczno-fotograficzną.

Autor książki F. Ł. Burmistrow, współpracownik Państwowego Instytutu Optycznego w Leningradzie, w ciągu wielu lat pracował nad zagadnieniami produkcji siatek i podziałek, utrzymując stały kontakt

z zakładami przemysłowymi. Dlatego też książka „Dielitielnoje dieło” jest wynikiem pracy i doświadczeń tak autora jak i szeregu pracowników przemysłu. Stawia ona pierwszą próbę scalenia wiadomości zawartych w odrębnych artykułach i sprawozdaniach literatury radzieckiej i zagranicznej dotyczących siatek i skal.

Łącznie z poprzednio wydaną książką „Tocznaia fotografija”, Oborongiz 1939 r., F. Ł. Burmistrow nasświetla szeroki wachlarz metod produkcji skal i siatek, co stanowi bardzo wartościowy wkład do tak słabo rozwiniętej w tym kierunku literatury technicznej.

Książka „Dielitielnoje dieło” zawiera cztery części:

Część I — Elementy grawerek i frezarek do kopiowania oraz maszyn podziałowych,

„ II — Aparatura do produkcji podziałek i znaków,

„ III — Technologia produkcji podziałek i znaków,

„ IV — Organizacja produkcji.

W części pierwszej autor omawia narzędzia używane do wykonywania kresek i znaków, elementy urządzeń wpływające na dokładność wykonania podziałek, mechanizmy zapewniające wymagane ruchy narzędzia i przedmiotu obrabianego, niektóre typowe urządzenia oraz główne czynniki wpływające na dokładność wykonania podziałek jak na przykład: zniekształcenie powierzchni obrabianej, zużycie noża, zużycie i zniekształcenie elementów maszyny podziałowej, wpływ temperatury itp.

Część druga poświęcona opisom konstrukcji obrabiarek do kopiowania metodą wybijania, walcowania i nacinania za pomocą noży i frezów oraz konstrukcji maszyn podziałowych — ręcznych, półautomatów i automatów do wykonania podziałek na skalach prostoliniowych i kołowych jak również urządzeń specjalnych do skal krzywoliniowych (spirale).

W części trzeciej opisane są metody wykonania podziałek i znaków na różnych materiałach (stal, metale kolorowe, masy plastyczne, szkło). Metody te dotyczą przeważnie sposobów nacinania mechanicznego bezpośrednio na materiale obrabianym lub na warstwie ochronnej. Mniej szczegółowo podane są metody fotograficzne i fotochemiczne, ponieważ te metody opisane są w wyżej wspomnianej książce „Tocznaia fotografija”.

W części czwartej podane są zasady organizacji i właściwej eksploatacji warsztatu do produkcji skal i siatek. Autor porusza tu takie zagadnienie jak wybór właściwego miejsca i pomieszczenia, racjonalne rozmieszczenie urządzeń i maszyn, zabezpieczenie od wstrząsów, obsługa i konserwacja maszyn oraz urządzeń, jak również analizuje przyczyny powstawania wad i braków. Podane są przy tym metody kontroli jakości i dokładności produkowanych wyrobów.

Książka zawiera bogaty materiał o praktycznym znaczeniu, który z powodzeniem może być wykorzystany w naszym przemyśle i dlatego wywołała znaczne zainteresowanie wśród specjalistów naszego przemysłu optycznego i mechaniki precyzyjnej. Dlatego też należałoby sprowadzić dostateczną ilość egzemplarzy obydwu książek F. Ł. Burmistrowa, a w razie niemożności sprowadzenia zlecić naszym specjalistom tłumaczenie lub skrócone opracowanie tych książek w języku polskim.

inż. Z. Legun

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

Drukarnia im. Rewolucji Październikowej, Warszawa, ul. Mińska 65. Zam. 1003/52. 3-B-17486
Nakł. 4.550. Papier druk. sat. V kl. 60 g, form. A6. Poligraf. 27.IX.52 — Druk ukończono 13.XII.52



KSIAŻKI NADESŁANE

Mgr inż. Kazimierz Mandybur i Jerzy Ogerman — ELEKTROLITYCZNE POLEROWANIE SZLIFÓW METALOGRAFICZNYCH — Format A5, str. 75, rys. 55. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 9.—

Książka zawiera przystępny opis laboratoryjnej metody polerowania szlifów metalograficznych oraz wiele praktycznych wskazówek polerowania stali, niektórych metali nieżelaznych i ich stopów.

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

Mgr inż. Józef Helbrecht — LINY I ŁAŃCUCHY — Format A5, str. 56, rys. 17. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 5.—

Książka zawiera wskazówki z zakresu eksploatacji, przechowywania i konserwowania lin, łańcuchów i haków. Książka ta służyć może jako instrukcja dla kierowników zakładów pracy, kierowników magazynów lin i łańcuchów oraz dla dźwigowych i hakowych.

Prof. inż. Fryderyk Staub, mgr inż. Mieczysław Pachowski — ODLEWNICTWO ŻELIWA — Format A5, str. 228, rys. 116. PWT, Katowice 1952. Cena zł 15.—

W książce opisano surowce stosowane do wyrobu żeliwa, jego własności i składniki oraz oddziały odlewni, czynności przygotowawcze do odlewania, wytwarzanie żeliwa zwykłego i modyfikowanego oraz specjalnego, wady odlewów i ich naprawę. Treść książki uzupełniają opisy badań materiałów i odlewów, kontroli wydajności odlewni, bezpieczeństwa pracy, współzawodnictwa i racjonalizacji.

Książka przeznaczona jest dla pracowników odlewni: wykwalifikowanych odlewników, formierzy, modelarzy, mistrzów, techników oraz kierowników oddziałów. Może ona również służyć pomocą dla uczniów i wykładowców w szkołach technicznych.

B. A. Anniński — MECHANIZACJA TRANSPORTU W HUTACH ŻELAZA — Tłumaczyli z rosyjskiego inż. Bohdan Mączewski-Rowiński i inż. Władysław Paulowicz — Format B5, str. 176, rys. 101, tablic 15. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 26.—

Książka zawiera krótki opis maszyn i narzędzi do transportu bliskiego, charakterystykę materiałów oraz podaje zasady organizacji zmechanizowanego ich przemieszczania wewnątrz zakładu; omawia również zasady projektowania i doboru najważniejszego schematu zmechanizowanych urządzeń przy rozwiązywaniu zagadnień prac przeładunkowych w hutach żelaza.

Książka przeznaczona jest dla mistrzów, techników, inżynierów i projektantów zakładów przemysłowych.

Prof. inż. Władysław Kuczewski — METALURGIA ŻELAZA — tom II, proces wielkopiecowy — Format B5, str. 240, rys. 55. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 38.—

Drugi tom „Metalurgii żelaza” zawierający szczegółowe i wyczerpujące omówienie teorii procesu wielkopiecowego przeznaczony jest dla inżynierów i techników, pragnących pogłębić czy też uzupełnić swe wiadomości z zakresu wielkopiecownictwa.

Książka może przynieść pożytek również i studentom wyższych uczelni technicznych.

Mgr inż. Jerzy Lutostawski — ODLEWNICTWO W PLANIE 6-LETNIM — Format A5, str. 136, rys. 83. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 10.—

W broszurze omówiono fragment Planu 6-letniego obejmujący odlewnictwo. Zainicjowana przez Pań-

stwą 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.

SŁOWNIK SPAWALNICZY POLSKO-ROSYJSKO-ANGIELSKO-FRANCUSKO-NIEMIECKI — Format A5, str. 114. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 15.—

Słownik zawiera około 500 podstawowych pojęć z dziedziny spawalnictwa z określeniami i odpowiednikami w językach: rosyjskim, angielskim, francuskim i niemieckim.

MECHANIK PORADNIK TECHNICZNY — tom czwarty, część trzecia, wydane trzecie, zeszyt 6 — Format B6, rys. 60, tablic 18. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 9.—

Zeszyt ten zawiera ciąg dalszy rozdziału V „Wyposażenie elektryczne dźwignie”.

Inż. Jerzy Ilgner — PRZENOŚNIKI — Format A5, str. 32, rys. 26. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 2.—

W pracy omówiono zagadnienie bezpieczeństwa pracy przy obsłudze przenośników w zakładach pracy. Broszura jest przeznaczona do użytku robotników i referentów OP.

Inż. Eugeniusz Śledziwski — PROJEKTOWANIE KONSTRUKCJI SPAWANYCH — Format B5, str. 155, rys. 214. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 31.—

Książka omawia technologię spawania oraz wytrzymałość i projektowanie konstrukcji spawanych. Praca przeznaczona jest dla konstruktorów i studentów wyższych szkół technicznych.

Inż. Jęfim Łaskow — ENERGETYKA W PLANIE 6-LETNIM — Format A5, str. 147, rys. 50. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 12.—

Broszura omawia fragment Planu 6-letniego obejmujący energetykę. 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.

Jan Kawecki — BLACHARSTWO — Format A5, str. 240, rys. 360. PWT, Warszawa 1952. Cena zł 19.—

Książka zawiera opisy podstawowych operacji blacharskich, narzędzi i maszyn stosowanych w blacharstwie oraz ogólne wiadomości o korozji i powłokach ochronnych. Końcowe rozdziały pracy podają podstawowe wiadomości z geometrii i sposoby wykreślenia rozwinięć.

Książka przeznaczona jest dla robotników i mistrzów blacharskich.

Prof. inż. Władysław Kuczewski — METALURGIA ŻELAZA — tom III, Procesy stalownicze — Format B5, str. 216, rys. 74, tabl. 738. PWT, Katowice 1952. Cena zł 33.—

W trzecim, a zarazem ostatnim tomie „Metalurgii żelaza” autor omawia zarówno podstawy fizyko-chemiczne procesów stalowniczych jak i owe procesy tudzież działanie pieców martenowskich. Książka przeznaczona jest w zasadzie dla inżynierów i techników, może być jednak z korzyścią stosowana także i przez studentów wyższych szkół technicznych.

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

polecają ostatnie nowości wydawnicze

- Anniński B. A.: **Mechanizacja transportu w hutach żelaza**, tłum. z ros. J. Jemielewski i E. Zieleniewski, 1952, str. 175, zł 26
- Błażewski S.: **Wytrzymałość materiałów**, 1951, str. 331 zł 28.—
- Bosse E.: **Wykonywanie tłoczników** (wskazówki praktyczne), tłum. z niem. K. Szopski, 1952, str. 77, zł 8.—
- Brys St.: **Spawanie i lutowanie przewodów aluminiowych**, 1952, str. 155, zł. 12.50
- Coenen M.: **Elementy obrabiarek**, tłum. z niem. Wł. Kamiński, 1952, str. 195, zł 34.—
- Dobrowolski J.: **Polerowanie elektrolityczne**, 1952, str. 95, zł 11
- Gliński W.: **Urządzenia przenośnikowe w przemyśle metalowym**, 1952, str. 84, zł 19.—
- Gosztowtt L.: **Uszczelnienia**, 1951, str. 230, zł 22.—
- Gosztowtt L.: **Usprawnienie obsługi i modernizacja pras hydraulicznych**, 1952, str. 88, zł 11.60
- Kawęcki J.: **Blacharstwo**, 1952, str. 238, zł 19.—
- Lerman S.: **Optyk przyrządowy**, tłum. z ros. K. Ukielski, 1952, str. 226, zł 18.—
- Lapiński J.: **Metalizacja natryskowa**, część I — **Urządzenie i organizacja warsztatu**, 1951, str. 60, zł 7.—, część II — **Wykonanie**, 1951, str. 120, zł 18.—
- Mały poradnik mechanika (praca zbiorowa), wyd. II, 1951, str. 651, zł 58.—
- Mardykin P. M.: **Produkcyjne metody skrobania**, tłum. z ros. Zb. Kościółek, 1952, str. 38, zł 2.—
- Mechanik — poradnik techniczny** (dzieło zbiorowe pod red. A. T. Troskolańskiego), tom I, część 2, 1952, str. 1190, zł 140.—
- Mermon W.: **Zasady konstrukcji przyrządów, uchwytów i sprawdzianów specjalnych**, tom I, 1950, str. 208, zł 36.—, tom II, 1952, str. 186, zł 30.—
- Moszyński W.: **Wykład elementów maszyn**, część I — **Połączenia**, wyd. II, 1951, str. 440, zł 32.—, część II — **Łożyskowanie**, wyd. II, 1951, str. 328, zł 30.—, część III — **Napędy**, wyd. II, 1951, str. 342, zł 28.—, część IV — **Mechanizmy**, 1952, str. 383, zł 46.—
- Nowikow M.: **Konstrukcja przyrządów montażowych**, tłum. z ros. W. Ostrowski, 1952, str. 280, zł 42.—
- Poradnik techniczny — Mechanik** (dzieło zbiorowe pod red. A. T. Troskolańskiego).
tom I, część 2, wyd. III, 1950 — zeszyty 7—8, 9—10, 11
tom I, część 2, wyd. III, 1951 — zeszyty 12, 13, 14, 15
tom II, część 4, wyd. III, 1951 — zeszyt 1
tom II, część 4, wyd. III, 1952 — zeszyty 2, 3, 4, 5, 6, 7
tom IV, część 3, wyd. III, 1951, — zeszyty 1,
tom IV, część 3, wyd. III, 1952 — zeszyty 2, 3, 4, 5, 6,
Cena pojedynczego zeszytu zł 9.—, podwójnego zł 18.—
- Russjan S.: **Normowanie techniczne w odlewnictwie**, tłum. z ros. M. Skarbiński, 1952, str. 168, zł 30.—
- Romanowski W.: **Tłoczenie wielotaktowe**, tłum. z ros. S. Grzymałowski, 1951, str. 108, zł 23.—
- Roszkowski St.: **Bezpieczeństwo pracy przy pędniach**, 1952, str. 80, zł 10.—
- Sokołowski A.: **Kurs technologii budowy maszyn**, część I, tłum. z ros. M. Rogoziński, 1952, str. 429, zł 60.—
- Sledziwski E.: **Projektowanie konstrukcji spawanych**, 1952, str. 155, zł 31.—
- Szupp B.: **Kurs spawania acetylenowego** (w pytaniach i odpowiedziach), wyd. IV, 1952, str. 108, zł 6.—
- Troskolański A. T.: **Hydromechanika techniczna**, tom I — **Hydromechanika racjonalna**, 1951, str. 352, zł 40.—
- Wołoszyn S.: **Wykaz materiałów stosowanych do wyrobu urządzeń odpornych na korozję**, 1952, str. 142, zł 14.—

SŁOWNIKI TECHNICZNE

- Gisman S.: **Słownik górniczy**, 1950, str. 388, zł 15.—
- Skibicki W.: **Słownik techniczny rosyjsko-polski**, 1951, str. 450, zł 41.—
- Skibicki W.: **Słownik techniczny polsko-rosyjski**, 1951, str. 296, zł 46.—
- Skibicki W.: **Słownik techniczny angielsko-polski**, wyd. II, 1952, str. 672, zł 75.— (w oprawie)
- Słownik Spawalniczy polsko-rosyjsko-angielsko-francusko-niemiecki** (praca zbiorowa — Komisja Słownictwa Technicznego PKN), 1952, str. 111, zł 15.—

Wszystkie wydawnictwa PWT są do nabycia w księgarniach technicznych
DOMU KSIĄŻKI