

PRZEGLĄD MECHANICZNY

ORGAN
STOWARZYSZENIA
INŻYNIERÓW
MECHANIKÓW
POLSKICH

Tom IV.

WARSZAWA • 25 MARCA • 1938 ROKU

Nr. 6

Uszkodzenia turbin parowych

Dr inż. **W. Korewa-Borowicz**
Profesor Politechniki Lwowskiej

Statystyka przerw i uszkodzeń; porównanie danych niemieckich i amerykańskich. — Uszkodzenia fundamentów; wpływ drgań; osiadanie i kurczenie się fundamentu. — Uszkodzenia kondensacji: drgania rur, nieszczelności, erozja i korozja. — Uszkodzenia części turbinowych: kadłuby, łopatki (osad, uszkodzenia chemiczne, uszkodzenia mechaniczne).

Statystyka przerw i uszkodzeń

O ILE przed 10 laty różne uszkodzenia, które miały swe źródło w niedokładnym obliczeniu, wadliwej konstrukcji, nieodpowiednim materiale oraz niedbałym wykonaniu i zmontowaniu turbin, pojawiały się jeszcze bardzo często, to obecnie o takich uszkodzeniach słychać coraz mniej. Natomiast zdarzają się jeszcze wypadki niedbałej obsługi oraz uszkodzenia z przyczyn nieprzewidzianych.

Przy badaniu różnych uszkodzeń można zauważyć, że w amerykańskich turbinach uszkodzenia powstają przeważnie z powodu nieopanowania teorii przez amerykańskich inżynierów. Przypadki zmęczenia materiału, spowodowane współbrzmieniem, są na porządku dziennym. Niepowodzenia amerykańskich firm można zgrupować w sposób następujący:

- 1) zacieranie się części przy pierwszym uruchomieniu,
- 2) niedotrzymanie gwarancji rozchodu pary,
- 3) błędy konstrukcyjne (tarcze kierownicze za słabe, nieodpowiednie umocowanie kół wirnikowych i drgania łopatek),
- 4) nieodpowiednia obsługa.

Zjednoczenie niemieckich elektrowni (VDEW) ogłosiło swe obserwacje z lat 1925 do 1935, które są zebrane w następującym zestawieniu:

Uszkodzenie	Ilość uszkodzeń		Ilość uszkodzonych turbin	
	ogółem	w %	ogółem	w %
Kadłub	7	4,4	6	5,45
Regulacja	35	21,9	17	15,45
Dławiki	16	10,0	9	8,15
Dysze i kierownice	4	2,5	4	3,74
Wały	7	4,4	6	5,45
Koła wirnikowe i wirniki	5	3,1	4	3,74
Łopatki	52	32,5	37	33,60
Drgania i niespokojny bieg	3	1,9	3	2,72
Łożyska	9	5,6	7	6,35
Oliwa i oliwienie	9	5,6	9	8,15
Różne	13	8,1	8	7,20
Razem	160	100	64 (ogólnej liczby 127)	

Z tego widać, że najwięcej było uszkodzeń łopatek (32,5%), następnie regulacji (21,9%); połowa ilości turbin pracowała w tym czasie bez żad-

nych uszkodzeń. Posiadamy również statystykę uszkodzeń amerykańskich 291 turbin, należących do związku NELA, z roku 1932:

Uszkodzenie	Ilość uszkodzeń w %	Ilość uszkodzeń w turbinach
Kadłub	1,49	35
Regulator i regulacja	23,75	175
Dławiki	6,67	53
Dysze i kierownice	7,40	17
Wały	7,94	11
Koła wirnikowe i wirniki	8,52	24
Łopatki	15,55	31
Drgania	7,18	23
Łożyska	3,78	39
Oliwa i oliwienie	10,50	110
Różne	7,22	73
Razem	100%	589 uszkodzeń przy 291 turbinach

Tu również było dużo uszkodzeń łopatek (15,55%), ale regulacja w Ameryce działała nieco gorzej niż w Niemczech (23,75%) również dysze i kierownice. Amerykanie nie opanowali drgań tak dobrze jak Niemcy (7,18%), ale mają lepsze łożyska. Natomiast ilość uszkodzeń przewyższała 2 razy ilość turbin, ogólny więc bilans jest znacznie gorszy niż w Niemczech. Jeżeli wziąć pod uwagę statystykę unieruchomienia turbin z powodu uszkodzeń w porównaniu z ogólnym czasem postoju, wywołanym planem przewidzianych badań i remontów, to dochodzimy do bardzo ciekawej liczby, mianowicie z powodu uszkodzeń turbiny musiały stać beczynnie tylko 1,4% ogólnego czasu. Widzimy, że turbiny należą obecnie do kategorii maszyn bardzo pewnych w ruchu i że w ostatnim czasie fabrykacja turbin zrobiła ogromne postępy.

Uszkodzenia fundamentów

Drobne wstrząsy, stale działające na podłoże fundamentów, mogą mieć bardzo poważne skutki. Znany jest przypadek, jaki się zdarzył w jednej z berlińskich elektrowni: mianowicie płyta betonowa, na której spoczywał fundament turbiny o mocy 20 000 kW, obniżyła się w różnych miejscach o 32, 18, 2 wzgl. 5 cm. Obniżanie się ustąpiło, gdy pod płytą betonową wykonano pale betonowe. W innym przypadku nieszczelność koryta, doprowadzającego wodę chłodzącą do kondensato-

ra, spowodowała podmycie i obniżanie się fundamentu turbinowego.

Drobne pęknięcia fundamentu nie są szkodliwe, o ile się nie zwiększają, i powstawanie ich może być objaśnione tym, że beton kurczy się nierównomiernie. Skurcz ustaje zaledwie po 5 latach i wynosi 0,5 mm na 1 m. Ogrzewane części fundamentu kurczą się prędzej i z tego powodu fundament może się zwichrzyć albo pęknąć i może nastąpić przesunięcie się wału turbinowego. Wobec tego należy od czasu do czasu sprawdzać fundament, czy nie zaszły w nim szkodliwe zmiany. Pęknięcia, wywołane przez naprężenia wewnętrzne, mogą powstać przez nierównomierne wydłużenia termiczne, przez działanie karbów, albo przez przeciążenie, spowodowane ciężkim uszkodzeniem maszyny.

Możliwie zaraz po pierwszym uruchomieniu, należy zbadać fundament co do drgań. W wypadku niedopuszczalnie dużych drgań należy wykonać zmiany fundamentu, by odsunąć ilość drgań własnych fundamentu od normalnej ilości obrotów turbiny.

Temperatura w sali maszyn powinna być możliwie równomierna. Zauważono, że pewna turbina pracowała niespokojnie w zimie, gdy otwierano okna, znajdujące się tylko po jednej stronie maszyny. Okazało się, że jednostronne ochłodzenie fundamentów wywoływało niespokojny ruch wału.

Należy pamiętać, że oliwa, przenikając w pory betonu, po pewnym czasie rozkłada materiał.

Uszkodzenia kondensacji

Amerykańska statystyka pracy kondensatorów z roku 1932 wykazuje, że kondensacja bywa unieruchomiona przeważnie z powodu czyszczenia rur kondensacyjnych, następnie z powodu defektu w rurach, nieszczelności, i w końcu z powodu uszkodzenia pompy wodnej. Zauważono, że najrządziej powodem zatrzymania ruchu była pompa do kondensatu.

Uszkodzenie	Trwanie przerwy w pracy (w godz.)	Przerwa w % ogólnego czasu unieruchomienia
Nieszczelność	3 170,4	7,13
Czyszczenie	26 199,6	58,92
Rury	8 173,9	18,38
Oslona	573,1	1,29
Pompy do wody chłodzącej . .	2 039,5	4,59
Pompy do kondensatora . . .	692,7	1,56
Pompy powietrzne	895,2	2,01
Różne przyczyny	2 723,2	6,12
Razem	44 467,8	100,00

Jeżeli zatrzymanie ruchu kondensatora jest spowodowane defektami w rurach, to błąd leży w niedostatecznie szczelnym umocowaniu rur w dnach albo w nieszczelności samego materiału z powodu wadliwej fabrykacji rur albo w uszkodzeniu przy zawalcowaniu; następnie w drganiach, korozji i w końcu w erozji, tj. w wypłukiwaniu materiału.

Jeżeli nieszczelności w rurach są bardzo małe, tj. otwory są o średnicy igły, to można prymitywnym sposobem otrzymać chwilowe uszczelnienie. Stosujemy metodę zapożyczoną z praktyki okrę-

towej, mianowicie dodajemy do wody chłodzącej trocin. Z powodu podciśnienia w komorze parowej, poszczególne cząstki drzewa (trocin) zostają przyciągane do otworów i uszczelniają rury. W czasie krótkiego postoju, gdy niema jeszcze czasu na gruntowną naprawę, zatykamy uszkodzone rury korkami drewnianymi, wyłączamy je tym samym z obiegu do czasu dłuższego postoju, kiedy naprawiamy uszkodzenie przez wstawienie nowych rur.

Rury, zawalcowane w obu końcach, wzgl. w jednym końcu zawalcowane a w drugim zaopatrzone w dławikowe uszczelnienie, można uważać jako belki odpowiednio w obu końcach podparte, które posiadają swą częstotliwość drgań własnych. Jeżeli ta liczba zrówna się z ilością obrotów turbiny lub będzie wielokrotnością tej liczby, to w rurach mogą powstać drgania wymuszone pod wpływem rezonansu. Amplitudy drgań mogą osiągnąć znaczne wartości i rury mogą uderzać jedna o drugą, wywołując tym obluźnienie się w miejscach umocowania, wzgl. w tych miejscach może wystąpić złamanie, jako dalszy skutek zmęczenia materiału. Powierzchnia złamania wykazuje wtedy charakterystyczną strukturę. Drgania mogą być wywołane również periodycznym uderzeniem pary; najwięcej dotknięte tym bywają rury, leżące naprzeciw wylotu turbiny. Aby je ochronić od tego niebezpieczeństwa stosujemy ruszty, o które najpierw uderza para, albo powierzchnie odbojowe z blachy, łączymy rury między sobą w pęki itp.

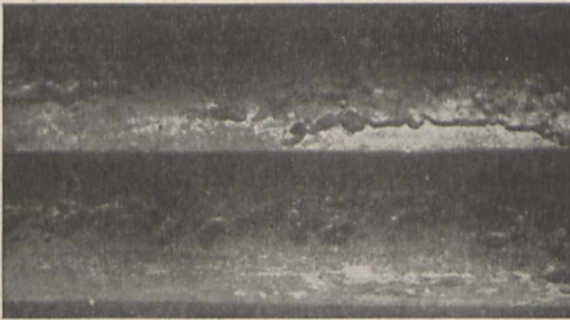
W miejscach, gdzie doprowadzamy do kondensatora parę z dławnic lub maszyn pomocniczych, która zawiera również kropelki wody, należy przewidzieć także powierzchnie odbojowe z blachy, w przeciwnym razie w krótkim czasie para „wypłucze“ materiał rur w tych miejscach, w które uderza (rys. 1). Poza tym możemy nieraz zauważyć miejsca „wypłukane“ z wewnętrznej strony rur przy wlocie wody chłodzącej, szczególnie jeżeli w tym miejscu znajduje się dławik uszczelniający. W tych miejscach tworzą się wiry wodne, zmieszane z pęcherzykami gazu i powietrza. Woda w tym stanie, przepływająca z dużą prędkością, wywołuje zjawisko, znane w literaturze technicznej pod nazwą *erozji pod wpływem „kawitacji“*, tj. wypłukiwanie materiału. O tym zjawisku wspomnę nieco później.



Rys. 1. Uszkodzenie rury kondensatora przez kropelki wody zawarte w parze.

Niebezpiecznym wrogiem rur kondensatorowych jest korozja materiału, pojawiająca się przeważnie ze strony wewnętrznej rur. Zniszczenie materiału zostaje wywołane przez wpływy tak zwanych prądów błędzących (prądów stałych). Korozję się usuwa, jeżeli się udaje znaleźć miejsce, w którym te prądy powstają, i jeżeli usunie się przyczynę tych prądów. Miejsca nadgryzione przez korozję są uwidocznione na rys. 2, 3 i 4. Zjawisko korozji znajdujemy nie tylko na rurach kondensatorowych, lecz również na dnach kon-

densatora, na chłodniach oliwnych, łożyskach, pompach, wentylach i przekładniach ślimakowych. Każdy metal jest narażony na korozję; zjawisko to możemy obserwować również przy różnych gatunkach wody: przy wodzie morskiej, rzecznej, a nawet przy kondensacie. Miejsce uszkodzone leży przeważnie przy anodzie, tj. tam, gdzie prąd wypływa.



Rys. 2. Korozja rury kondensatorowej.

Podam kilka przykładów z praktyki. W pewnym przypadku zauważono, że w elektrowni, gdzie latami walczono z tym zjawiskiem, korozja ustała, gdy zdemontowano starą, zapasową instalację świetlną. Innym razem przypadek zdradził przyczynę korozji: gdy przez dłuższy czas nie używano instalacji elektrycznego spawania z powodu choroby spawacza, korozja kondensatora, znajdującego się w pobliżu tej instalacji, ustała. Instalację elektrycznego spawania przeniesiono na inne, dalsze miejsce i uszkodzenie rur kondensatorowych ustało. Jeżeli chcemy przeprowadzić planowe poszukiwanie źródła tych prądów błądzących, najlepiej wykonywać celowe pomiary napięcia i w ten sposób ustalić przebieg tego prądu.

Są jeszcze inne sposoby usunięcia lub zmniejszenia wpływu tych prądów. Mianowicie należy połączyć wszystkie części kondensatora przewodnikami z ujemnym biegum maszyny wzbudzającej. Prądy błądzące obierają wtedy drogę

mniejszego oporu i nie przenikają do wody chłodzącej.

Poza tym korozja występuje pod wpływem powstających elementów galwanicznych przy użyciu różnych metali, połączonych między sobą przewodnikiem i zanurzonych do wody, zawierającej kwasy. Takie zjawisko widzimy nieraz przy użyciu wody morskiej do chłodzenia. Uszkodzenia występują częściej na częściach żelaznych, rzadziej na rurach kondensatorowych z miedzi

wzgl. mosiądzu. W takich przypadkach pomagają płyty cynkowe, połączone dobrymi przewodnikami z dnami, do których wstawione są rurki kondensatorowe. Te płyty cynkowe tworzą z dnem, rurkami i wodą chłodzącą element, w którym anoda znajduje się na płytach cynkowych. W ten sposób zmuszamy prąd do wypływania z tych płyt cynkowych, które równocześnie ulegają rozkładowi, a nie z części kondensatora. Płyty cynkowe należy często zmieniać.

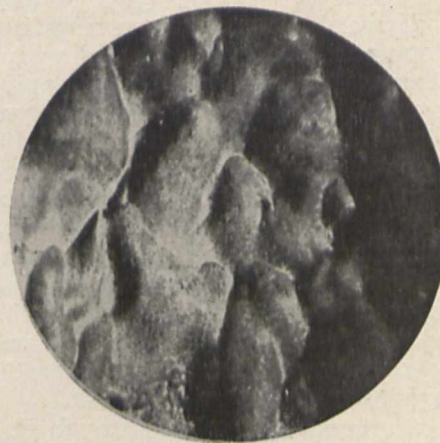
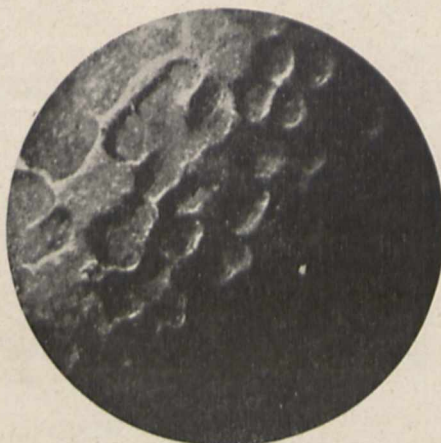
Chemiczny rozkład części metalowych daje się zauważyć, jeżeli woda zawiera kwasy, co często się spotyka w wodzie kopalnianej, wzgl. w rzekach, przepływających przez ośrodki przemysłowe, — przeważnie tam, gdzie znajdują się fabryki chemiczne. Bardzo silnemu rozkładowi ulegają części z metalu zawierającego cynk, który się rozpuszcza pod wpływem kwasów. Jeżeli ten proces trwa długo, z rur pozostaje tylko krucha miedź. Z tego powodu w tych przypadkach lepiej zachowują się rury z czystej miedzi. Początek korozji można poznać po tym, że mosiężne rury przybierają wygląd rur miedzianych. Radykalnie możemy tę niedogodność usunąć, wykonując dna i rury z materiału odpornego na działanie kwasów.

Sprawa korozji kondensatora nie jest jeszcze obecnie dostatecznie wyświetlona. Należy nie tylko przeprowadzać laboratoryjne doświadczenia, ale też dzielić się praktycznymi doświadczeniami z innymi fachowcami. W przypadku wystąpienia korozji należy skomunikować się z dostawcą, który nieraz może udzielić pożytecznej rady.

Uszkodzenia części turbinowych

Tendencja wprowadzenia coraz wyższych temperatur pary, miała początkowo bardzo przykre skutki, ponieważ sądzono, że na kadłuby wysokoprężne można używać zwykłego żeliwa. Okazuje się, że zwykłe żeliwo znosi tylko temperaturę

do 250°, w zupełnie zaś wyjątkowych przypadkach — do 375°. Jeżeli tego nie uwzględnić, można spotkać się z bardzo przykrymi zjawiskami, mianowicie ze wzrostem objętości danej części turbiny (pęcznieniem). Np. znane są

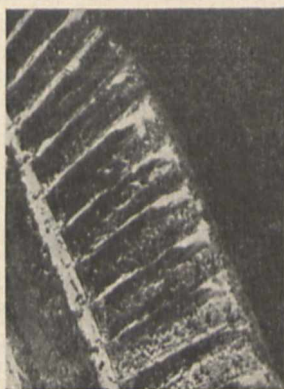


Rys. 3—4. Wewnętrzna powierzchnia rury kondensatorowej uszkodzonej przez korozję. Pow. 10-krotnie.

przy nieodpowiednio obranym materiale na tarcze kierownicze turbin akcyjnych, tarcze te „rosły” i w końcu rozsadały kadłuby, wykonane albo z lepszego materiału, albo nie znajdujące się w sferze działania pary wysokoprężnej i wysokoogrzejnej. Również i kadłuby nieraz „rosły”, materiał kruszał, pojawiały się szczeliny. Zatykanie tych szczelin miedzią pomagało tylko na krótki czas; szczeliny dalej się zwiększały, miedziane uszkodzenia wypadały. Zjawiska te występowały często

tam, gdzie podwyższano temperaturę pary ponad wartość, która dla danej turbiny była przewidziana.

Na kadłuby, przeznaczone do wysokich temperatur zaczęto używać odlewu stalowego. Lecz ten materiał ma również swoje ujemne strony; mianowicie posiada on wewnętrzne naprężenia, które prowadzą do zwichrzenia się danej konstrukcji. Gdy po wstępnej obróbce daną część turbiny, wykonaną z odlewu stalowego, wyżarzimy w odpowiedniej temperaturze, wtedy możemy częściowo pozbyć się tej niepożądanego właściwości odlewu. Jednak pewne nieznaczne zmiany formy, pomimo tego zabiegu, ciągle jeszcze będą występować, z czym fabryki turbin parowych liczyć się muszą.



Rys. 5. Osad na łopatkach koła wirnikowego.

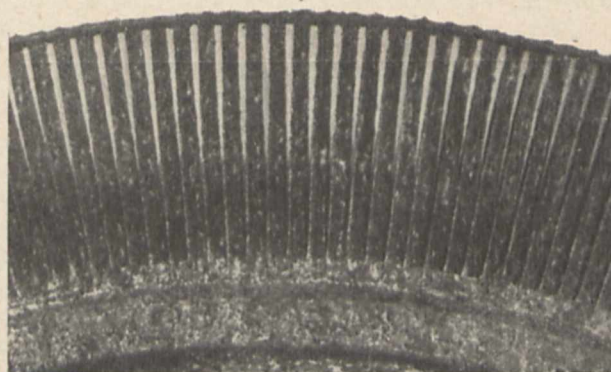
Przechodzę do uszkodzeń łopatek, tej najczulszej części turbiny parowej. Najczęściej spotykamy się z z a b r u d z e n i e m łopatek. Jeżeli osad nie nadgryza materiału, to po usunięciu osadu otrzymujemy znowu warunki pracy turbiny, jakie były w pierwszym okresie ruchu. Gorzej, jeżeli osad działa chemicznie na materiał. Osad nie usunięty na czas zmniejsza przekroje i moc turbiny maleje. Zbieranie się osadu na łopatkach jest zależne od gatunku wody i od odczynników, używanych do czyszczenia i zmiękczenia wody. Zdarzało się, że turbina traciła na mocy 15% w przeciągu 26 miesięcy pracy; w innych wypadkach taki sam procent traciła na mocy już po 1½ miesięcznej pracy.

Osad może być różnego rodzaju: bywa twardy albo miękki. Osad twardy tworzy się przeważnie w pierwszych stopniach turbiny, gdzie pod wpływem wysokiej temperatury osad wysycha i zapieka się. Przy usuwaniu takiego osadu można łatwo uszkodzić same łopatki. Jeżeli w wodzie znajduje się soda i sole, pochodzące od dodatków używanych do czyszczenia i zmiękczenia wody, wtedy osad posiada kolor jasno szary. Osad ten zbiera się przeważnie na końcach łopatek, pod bandażami, ale również osiada na kołach wirnikowych i na kadłubie. Nieraz osad posiada kolor czarny, albo brązowo-rdzawy; w ostatnim przypadku osad pochodzi wyłącznie z wody zasilającej i obok osadu możemy zauważyć również korozję łopatek.

Jeżeli woda zawiera oliwę w nieznacznych ilościach, np. z kondensatu maszyn parowych, wówczas oliwa pokrywa równomiernie całą powierzchnię wewnętrzną turbiny i służy jak środek ochroniający od rdzewienia. Jeżeli zatrzymujemy turbinę na dłuższy postój, można w ostatnich godzinach pracy dodawać do pary nieco oliwy, która na pewien czas zakonserwuje wewnętrzne części turbiny.

Aby usunąć osad, możemy koła wirnikowe przemywać strumieniem pary i gorącej wody; używanie strumienia piasku lub popiołu lotnego nie byłoby wskazane. Lepiej jednak starać się nie do-

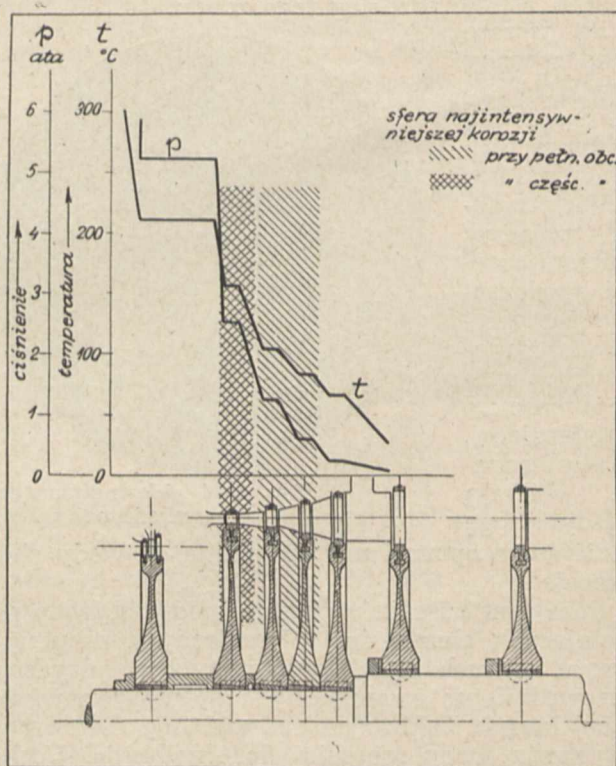
puścić do tworzenia się osadu przez odpowiednie przygotowanie wody zasilającej. Na rys. 5 przedstawiono część koła wirnikowego turbiny 2000 kW, która była w pracy 5 lat bez przerwy. Osad zawierał przeważnie sodę. Kanały między łopatkami były prawie zupełnie zatkane. Na rys.



Rys. 6. Osad i nadgryzienia łopatek.

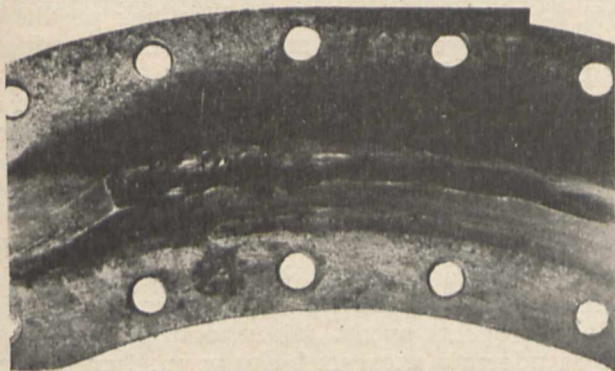
6 przedstawiono część koła wirnikowego turbiny 3000 kW, która pracowała 3,5 roku bez przerwy. Łopatki były pokryte osadem, jednocześnie zaś były zaatakowane przez kwasy zawarte w parze.

Przyczyny, wywołujące zużycie łopatek, można podzielić na dwie gupy. Do pierwszej zaliczamy wpływy mechaniczne (t. zw. erozja), do drugiej można zaliczyć uszkodzenie łopatek pod wpływem reakcji chemicznych (t. zw. korozja). Dodatkowo a ujemne działanie wysokich temperatur na materiał łopatek jest bardzo znaczne, ponieważ przygotowuje odpowiednie warunki do oddziaływania wymienionych wpływów mechanicznych i chemicznych. W pewnych przypadkach zużycie łopatek



Rys. 7. Sfera chemicznych uszkodzeń łopatek turbiny.

patek można z całą ścisłością objaśnić jako wywołane przez wpływy mechaniczne, a więc erozję; w innych zaś przypadkach zużycie łopatek jest wywołane przez rozmaite wpływy równoczesne, albo też jest zapoczątkowane przez jeden z tych wpływów, a zostaje przez drugi podtrzymane, wzgl. spotęgowane.



Rys. 8. Uszkodzenie dyszy turbiny przez parę zanieczyszczoną.

Z liczb charakteryzujących poszczególne metale i stopy wynika, że wysokie temperatury działają przeważnie bardzo niekorzystnie na własności materiału, które cenimy w budowie turbin parowych. Mianowicie doraźna wytrzymałość przy rozciąganiu oraz granica plastyczności, przeważnie bardzo znacznie zmniejszają się w wyższych temperaturach, u następujących metali: mosiądzu, brązu aluminiowego, mosiądzu niklowego i wysokoprocentowej stali niklowej (25⁰/o). Natomiast metal Monela, 5⁰/o stal niklowa oraz stal nierdzewiąca są stosunkowo odporne na podwyższenie temperatury do 400⁰. Wobec tego w temperaturach ponad 200⁰ ani mosiądzu, ani brązu aluminiowego używać nie możemy, natomiast trzeba stosować łopatki ze stali stopowej, a dokładki między łopatkami — ze stali miękkiej. Gdy łopatki nie są stalowe, dokładki powinny być mosiężne.

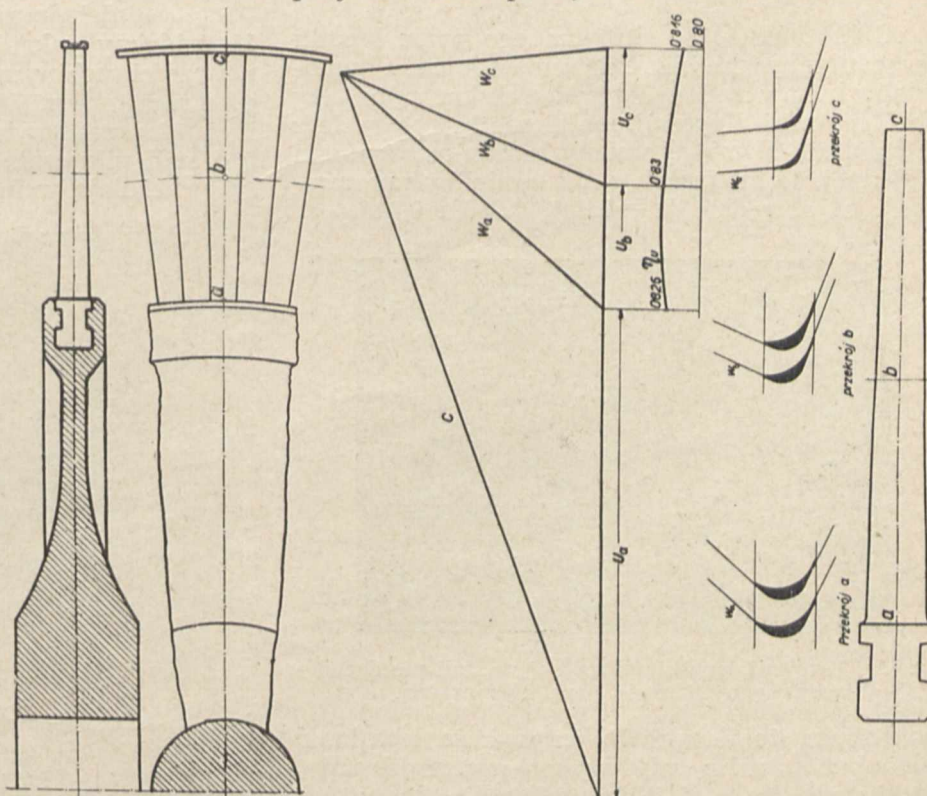
Drobne uszkodzenia powierzchni (pory włoskowate), występujące na materiale, są wywołane przez działanie temperatury, albo przez nadmierne obciążenie, które zwiększa te drobne szczelinki na powierzchni łopatek; są one nieraz powodem dalszych znaczniejszych uszkodzeń mechanicznych lub chemicznych. Wpływem tych właściwości powierzchni można nieraz przypisać zjawisko, że pewien materiał, użyty do konstrukcji łopatek, którego granica plastyczności nie została przekroczona przy pewnej liczbie obrotów, wzgl.

obciążeniu łopatki, podlega pędzemu zniszczeniu, niż nieobciążona łopatka pracująca w podobnych mechanicznych, wzgl. chemicznych warunkach, lecz w niższej temperaturze.

Chemiczne uszkodzenia łopatek dają się zauważyć przeważnie w tej części turbiny, gdzie para posiada temperaturę od 150⁰ do 70⁰, tj. przy rozpoczęciu nasycenia pary, wzgl. przy małym przegrzaniu. Temperatura ta odpowiada mniej więcej ciśnieniu od 4,8 do 0,4 ata (rys. 7). Powyższe uszkodzenia powstają pod wpływem gazów, zawartych w parze wodnej. Z gazów tych najbardziej szkodliwym jest chlor, kwas węglowy i tlen, które, jak wiemy, zostają wprowadzone do wody przez różne czynniki chemiczne, służące do jej „zmiękczenia“.

Wpływy chemiczne — w postaci głęboko sięgającej rdzy — możemy zauważyć szczególnie na wypukłej stronie łopatek stalowych, albo — w postaci zbutwiałych miejsc — na łopatkach ze stopów miedzi. Korozja metali występuje albo w czasie pracy turbiny, albo w czasie postojów, jeżeli zawory wpustowe nie są zupełnie szczelne i para może się przedostawać z rurociągów do turbiny w małych ilościach, ale stale. Tworzy się wtedy rdza w tak przerażająco krótkim czasie i w tak grubej warstwie, że w przeciągu kilku miesięcy postoju turbiny może ona kompletnie zniszczyć jej wewnętrzne urządzenie, a w szczególności stalowe części wirnika.

Mechaniczne zużycie łopatek jest zupełnie oczywiste, jeżeli zostaje wywołane przez różne ciała zanieczyszczające wodę, np. przez osad kotłowy, porwany przez parę, a także częściowo przez samą wodę, zabieraną przez parę z kotła przy źle pracujących przegrzewaczach. Miejsca uszkodzenia leżą przeważnie tam, gdzie strumień pary uderza o łopatkę.

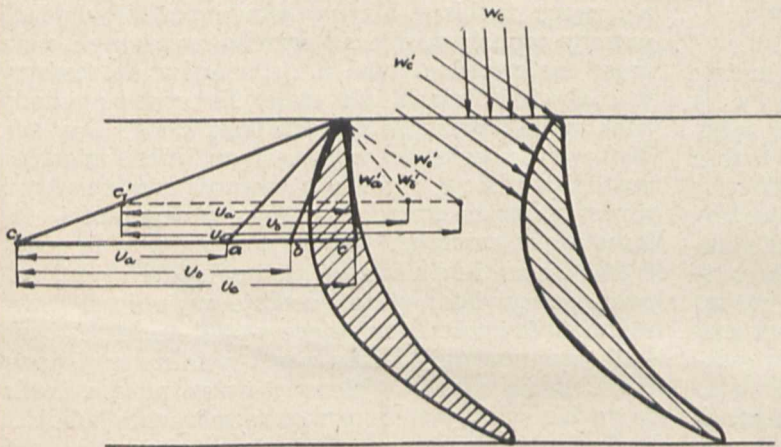


Rys. 9. Łopatka reakcyjna o profilu zmiennym.

Jak takie zniszczenie wygląda, można widzieć na rys. 8, uwidoczniającym dyszę turbiny, która przez 11 lat pracowała parą nasyconą. Przez ten okres czasu nie zaglądano do niej. Po otwarciu turbiny ujrzano obraz nader smutny: brak było sporych części łopatek, bandaży, miejscami znajdował się czarny osad. Dziwić się można, że wcześniej nie zauważono spadku mocy i nadmiernego rozchodu pary.

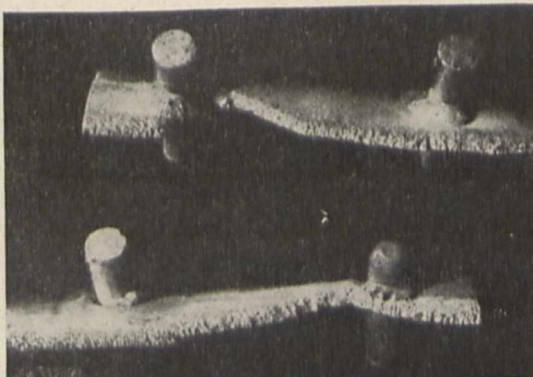
Inaczej rzecz się przedstawia, jeżeli zużycie łopatek powstaje przez działanie drobnych kropelek wody, wytwarzających się przy skraplaniu pary, co szczególnie jaskrawo występuje w ostatnich stopniach turbin kondensacyjnych. Przyczyna jest wtedy znacznie bardziej skomplikowana.

Rozpatrzmy działanie pary na łopatki ostatniego stopnia reakcyjnego. Widzimy (rys. 9), że jeżeli profil łopatki konstruowanej dla miejsca b, zostaje niezmienny na całej długości, wtedy para trafia w tym miejscu na najkorzystniejsze warunki, w miejscu a para zostaje znacznie odchylo-



Rys. 10.

na od kierunku w_b otrzymanego przez łopatki kierownicze, w miejscu c natomiast łopatka hamowałaby bieg wirnika. Jest więc wskazaniem, aby profil na całej długości łopatki nie był stały, lecz zmieniał się w miarę zmiany kierunku prędkości względnej. W miejscach a, b i c mielibyśmy sprawność na obwodzie $\eta_u = 0,826, 0,830$ i $0,816$.



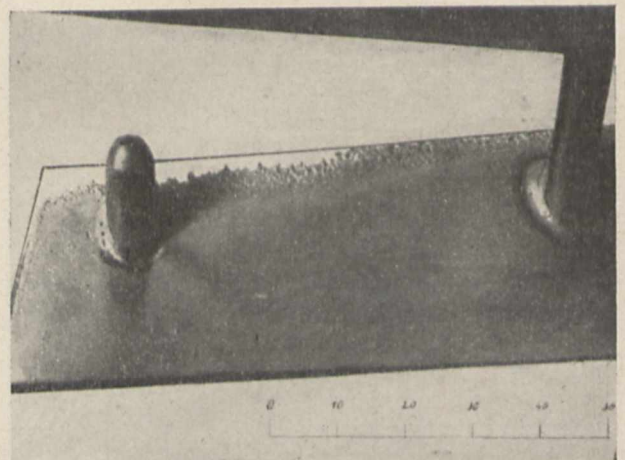
Rys. 11. Kraweź łopatki reakcyjnej ze stali nierdzewiącej, wymyta przez parę niskoprężną.

Podkreślam, że te sprawności wykaże łopatka o zmiennym profilu; gdy wykonamy profil stały, jednakowy dla całej długości łopatki, to oprócz nieodpowiedniego (w niektórych przekrojach łop-

patki) wykorzystania prędkości pary, mamy jeszcze spotęgowane szkodliwe działanie kropelek wody, które w ostatnich stopniach zwykle nabierają już stosunkowo znacznych objętości. Okazuje się (rys. 10), że drobne kropelki wody zostają przez siłę odśrodkową odrzucone ku obwodowi wieńca łopatkowego i tam (z powodu mniejszej bezwzględnej prędkości c' , kropelek niż bezwzględna prędkość c_1 pary) otrzymują inny kierunek prędkości względnej, ewentualnie nawet większą prędkość względną ($w' > w$) niż sama para. Zauważono rzeczywiście w niektórych wypadkach *) na reakcyjnych łopatkach ostatnich stopni turbin kondensacyjnych pewne zużycie materiału, mianowicie na wypukłej stronie profilu, ze strony wlotowej, w górnej części łopatki. Niektórzy **) uważają to zjawisko za skutek wyłącznie tylko mechanicznego działania kropelek wody. Słaba strona tego objaśnienia polega na tym, że przyjęto, iż kropelki wody jakby oddzielają się od pary i uderzają w swym biegu w prostym kierunku o wypukłą stronę łopatki (rys. 10).

Tymczasem ten prosty kierunek w' kropelek wody zostaje naruszony przez działanie pary w kierunku w'_c , więc o ściankę wypukłej strony profilu uderzają kropelki nie prostopadle, lecz tworzy się wir mieszaniny pary z kropelkami, który ociera się bokiem o rozpatrywane miejsce. Widocznie wir ten występuje szczególnie silnie w górnej części łopatki, gdzie kropelki wody mają „przewagę“ nad parą, gdy w dolnych częściach, bliżej nóżki łopatki, wir ten jest albo znacznie słabszy, albo też silniejszy prąd pary nie dopuszcza go do działania przy powierzchni łopatki, „zmiata“ go stamtąd i porywa w środek kanału między łopatkami. Na rys.

11 widzimy taką łopatkę reakcyjną niskoprężnej części turbiny ze stali nierdzewiącej po 3421 godzinach pracy. Wymyta jest kraweź wlotowa. Rys. 12 przedstawia również łopatkę reakcyjną z 5% stali niklowej. Wymyte są brzegi wlotowe (wiry działają w innym kierunku).



Rys. 12. Kraweź wlotowa łopatki reakcyjnej ze stali niklowej „wymyta“ przez kropelki wody zawarte w parze.

(d. n.)

*) Kraft, Die neuzeitliche Dampfturbine, str. 9.

**) BBC-Mitteilungen, 1924, str. 263.

Endommagements des turbines à vapeur

Sommaire :

La statistique des endommagements; comparaison des données allemandes et américaines. Endommagements des fondements; influence des vibrations; affaissement et

contraction du fondement. Endommagements des condenseurs; vibration des tubes; manque d'étanchéité, érosion et corrosion. Endommagements des organes des turbines: corps, aubages (sédiment, détérioration d'origine chimique, endommagements mécaniques).

(à suivre)

Projektowanie przeciągaczy

H. Bobowicz

Materiał na przeciągacze. — Konstrukcja; czynniki określające długość przeciągacza; podział na dwie lub więcej igieł; podziałka i ilość zębów. — Obliczenia wytrzymałościowe; określanie wysokości poszczególnych zębów. — Tolerancje wykonawcze. — Profile zębów tnących i kalibrujących. — Przepychacze. — Uwagi ogólne.

DO NIEDAWNA tylko nieliczne fabryki krajowe stosowały w swoich warsztatach przeciągacze do obróbki mechanicznej. W miarę rozwoju polskiego przemysłu maszynowego i w miarę powstawania dużych fabryk, wytwarzających swoje produkty seryjnie, obróbka mechaniczna przeciągaczami staje się coraz bardziej powszechna, a tym samym i sprawa wykonania samych przeciągaczy zyskuje na aktualności.

Jakkolwiek więc sprawa przeciągaczy była już poruszana na łamach *Przeгляdu Mechanicznego*¹⁾, to jednak ze względu na aktualność zagadnienia wydaje się celowe obszerniejsze omówienie tego zagadnienia. Artykuł niniejszy powinien się przyczynić do szerszego rozpowszechnienia w Polsce obróbki za pomocą przeciągaczy.

Celem niniejszego artykułu jest stworzenie realnych podstaw dla konstruktora i warsztatu, szczególnie w tych fabrykach, w których kwestia przeciągania jest zagadnieniem nowym.

Omówiono tu szczegółowo tylko przeciągacze do otworów, jako najczęściej stosowane, przy czym w obliczeniach wytrzymałościowych uwzględnione zostały nowsze zdobycze wiedzy technicznej z dziedziny oporów skrawania.

Materiał

Za podstawę do projektowania przeciągaczy służy wielkość i kształt przedmiotu przeciąganego oraz materiał, z jakiego przedmiot jest wykonany, a także rodzaj materiału użytego na sam przeciągacz.

Godna polecenia na przeciągacze jest stal szybko tnąca ze względu na jej cenne zalety, pozwalające zniekształcony w czasie hartowania przeciągacz wyprostować „na gorąco“ co czynimy w temperaturze odpuszczania, wynoszącej w tym wypadku około 600^o C. Operacja ta nie pociąga za sobą obniżenia twardości zębów, co ma miejsce przy stalach węglistych; przeciwnie, twardość wzrośnie o kilka jednostek Rockwell'a. Poza tym przeciągacze wykonane ze stali szybko tnącej dłużej pracują bez kosztownego ostrzenia zębów. Z drugiej strony wytrzymałość stali szybko tnącej na rozciąganie jest stosunkowo nieduża²⁾, dlatego też dopuszczalne naprężenie rozciągające σ_z należy przy-

mować nie większe niż $10 \div 12 \text{ kg/mm}^2$. Długość przeciągacza wypada przez to większa, co podnosi koszt jego wykonania, lecz długotrwałość pracy narzędzia wynagradza te wydatki.

Stal szybko tnąca nie daje zadowalających wyników w wypadkach przeciągania dokładnych otworów o kształcie cylindrycznym lub wielokątnym w przedmiotach żeliwnych. W praktyce okazało się mianowicie, że po przeciągnięciu około 10-ciu otworów w przedmiocie żeliwnym, przeciągacz traci wymiary zewnętrzne (dociera się), co uniemożliwia dalsze jego używanie. Amerykańska firma „American Broach and Machine Company“ wykonuje przeciągacze do dokładnych otworów w przedmiotach żeliwnych ze specjalnych stali utwardzanych, przy czym warstwa cementacyjna ma być bardzo twarda, pozwalająca firmie udzielić gwarancji na przeciąganie aż do tysiąca otworów.

Konstrukcja

Długość przeciągacza ograniczona jest typem przeciągarki, jaką rozporządzamy i jej maksymalnym skokiem, oraz możliwościami fabrykacyjnymi, a w pierwszym rzędzie długością pieca hartowniczego i maksymalnym przesuwem stołu szlifierki, jakiej używamy do szlifowania narzędzia. O ile posiadamy przeciągarkę poziomą, której konstrukcja pozwala na umocowanie przeciągacza tylko za jeden koniec, podczas gdy drugi koniec narzędzia zwisa swobodnie, — maksymalna długość przeciągacza nie powinna przekraczać $1000 \div 1200 \text{ mm}$. Przy przeciągarkach pionowych długość przeciągacza może być większa. Firmy amerykańskie wykonują przeciągacze o długości dochodzącej do 2 m.

Z przytoczonych względów otrzymaną z obliczeń długość przeciągacza dzielimy na dwie lub więcej igieł, przy czym każda następna igła jest przedłużeniem poprzedniej.

Długość prowadzenia przeciągacza (części znajdującej się bezpośrednio przed użębieniem, służącej do wycentrowania narzędzia w otworze przeciąganym) winna być równa długości przeciąganego otworu; przy otworach jednak bardzo długich można zmniejszyć długość prowadzenia do dwukrotnego wymiaru średnicy. Pierwszy ząb przeciągacza zaliczamy do prowadzenia. W otworach niesymetrycznych oś ogona (część służąca do zamocowania przeciągacza w maszynie) winna leżeć w osi przechodzącej przez środek ciężkości przekroju przeciąganego.

Podziałka t zębów przeciągacza zależy w pewnej mierze od materiału, jaki skrawamy zębami prze-

¹⁾ Inż. Januszewski, zesz. 12, tom III z roku 1937.

²⁾ Próby przeprowadzone w 1936 r. w P. Z. Inż. wykazały, że próbki z ulepszonej stali szybko tnącej marki 71870 zrywają się przy obciążeniu $2000 \div 6000 \text{ kg/cm}^2$, a tylko w niektórych wypadkach, dzięki oszlifowaniu na kulę szyjek w próbkach, przez co wykluczono możliwość występowania zginania, udało się uzyskać $R_r = 8000 \text{ kg/cm}^2$.

ciągnacz; jeśli materiał ten jest ciągliwy (stal węglista, stal niklowa itp.) i wiór łatwo się związa, wówczas podziałka może być mniejsza. O ile zaś mamy do czynienia z materiałem kruchym (żeliwo, brąz, stopy glinu itp.) i wióry zbijają się, należy przyjmować podziałkę możliwie dużą. Również należy zwiększyć podziałkę w wypadkach, jeśli w otworze przeciąganym są wytoczenia, gdyż mamy wtedy do czynienia z dwoma wiórami i każdy z nich związa się oddzielnie, co wymaga więcej miejsca na ich pomieszczenie, jednak wysokość zęba można wówczas przyjąć odpowiednio mniejszą.

Zalecana przez wielu autorów podziałka nierównomierna w praktyce nie wykazała żadnych zalet w przeciągaczach do otworów, przeto stosowanie jej tam jest zupełnie bezcelowe, gdyż tylko podraża narzędzie. Na ogół w praktyce dość dobre rezultaty daje następujący przybliżony wzór do obliczenia podziałki:

$$t = k \cdot \sqrt{l}$$

gdzie l — długość otworu przeciąganego w mm,

k — współczynnik, zależny od stosunku długości l otworu do jego średnicy d .

i tak dla:

$$\frac{l}{d} \leq 2 \dots \dots k = 1,5$$

$$\frac{l}{d} = 2 \div 3 \dots k = 2$$

$$\frac{l}{d} \geq 3 \dots \dots k = 2,5$$

O ile projektujemy przeciągacz do przeciągania otworów o różnej długości l , wówczas podziałkę dobieramy tak, ażeby przy najmniejszym l uzyskać przynajmniej 2 zęby pracujące jednocześnie. Przy znacznych rozpiętościach l często zachodzi konieczność dzielenia całego zakresu długości na dwie lub nawet trzy grupy; do każdej takiej grupy należy zaprojektować oddzielny przeciągacz względnie komplet przeciągaczy. Np. mamy zmienną długość przeciągania $l = 25 \div 50$ mm. Przy $l = 25$ podziałka t nie może przekroczyć 12 mm (dla zachowania warunku, ażeby jednocześnie pracowały najmniej 2 zęby), podczas gdy dla $l = 50$ mm przy tej samej podziałce 12 mm jednocześnie będzie 5, pracujących zębów. W ostatnim wypadku (5 zębów pracuje naraz) opór skrawania wzrośnie o 150% i w tym samym stosunku wzrośnie naprężenie rozciągające w niebezpiecznym przekroju przeciągacza. Widzimy więc, że jednym przeciągaczem nie możemy objąć całej rozpiętości l od 25 do 50 mm, dzielimy wobec tego cały zakres przeciągania na dwie grupy, dążąc do uzyskania przy $l_{\min.}$ przynajmniej 2 zębów jednocześnie pracujących, zaś przy $l_{\max.}$ do zredukowania tej ilości przynajmniej do trzech lub czterech zębów. Obieramy zakres I grupy od 25 do 35 mm i podziałkę dla tej grupy 12 mm; otrzymamy więc $Z_{\min.} = 2$; $Z_{\max.} = 3$. Do zakresu II grupy zaliczymy długości przeciągania od 35 do 50 mm i podziałkę dla tej grupy obieramy 17 mm, wtedy również otrzymamy $Z_{\min.} = 2$; $Z_{\max.} = 3$, czyli że warunki pracy obu przeciągaczy będą jednakowe.

Trzy do pięciu końcowych zębów ostatniej igły każdego zespołu przeciągaczy, a dla bardzo do-

kładnych i gładkich otworów — oddzielne igły, służą do szabrowania i wygładzania ścianek otworu. Ponieważ zęby do szabrowania stawiają znacznie większy opór niż zęby tnące (kąta zaostrzenia b. duży), przeto rdzeń igły szabrującej należy wzmocnić kosztem wysokości zębów.

Przy szerokościach zębów przeciągacza ponad 5 mm należy przewidzieć rowki do łamania wiórów; rowki takie należy rozłożyć na przemian w sąsiednich zębach tak, ażeby materiał pozostawiony przez rowek był zebrany przez następny ząb. Głębokość i szerokość rowków $0,5 \div 1$ mm. W ostatnich dwóch zębach tnących, oraz we wszystkich zębach kalibrujących rowków nie należy wykonywać.

Dla zapewnienia spokojnej pracy ostatniego zęba, przeciągacze wielorowkowe należy zakończyć szyjką cylindryczną, o średnicy odpowiadającej $\varnothing d$ luk międzyzębnych i o długości $l \approx d$. W przeciągaczach do rowków Whitworth'a przekrój szyjki trzeba obrać taki sam, jak przekrój ostatniego zęba.

Obliczenia wytrzymałościowe

Ponieważ najslabszy przekrój przeciągacza wypada przeważnie w ogonie, który jest osłabiony bądź otworem na klin, bądź też zwężeniem szyjki (zależnie od rodzaju zamocowania w przeciągarce), przeto obliczenia wytrzymałościowe zacinamy od tego przekroju.

$$\sigma_z = \frac{C \cdot K_s \cdot q \cdot Z}{F} \dots \dots (2)$$

gdzie oznaczają:

σ_z — dopuszczalne naprężenie rozciągające ($10 \div 12$ kg/mm²).

C — współczynnik uwzględniający tarcie przeciągacza o ścianki otworu przeciąganego. Należy przyjmować $C = 1,1 \div 1,3$ *).

K_s — opór właściwy skrawania w kg/mm² przy danym materiale i przekroju wióra.

Z — największa ilość równocześnie pracujących zębów.

F — najslabszy przekrój przeciągacza w mm².

Opór właściwy skrawania obliczamy z następującego wzoru:

$$K_s = \frac{C_{ks}^{**})}{\varepsilon_{ks} \sqrt{q}} \dots \dots (3)$$

gdzie oznaczają:

C_{ks} — opór właściwy skrawania w kg/mm² przy $q = 1$ mm².

ε_{ks} — współczynnik kierunkowy linii prostej wykresu logarytmicznego właściwych oporów skrawania w zależności od przekroju wióra.

q — największy przekrój wióra odcinanego przez jeden ząb.

Ponieważ opór właściwy skrawania przy stałym przekroju q zależny jest przede wszystkim od wytrzymałości materiału skrawanego i od kąta zaostrzenia β , przeto C_{ks} należy każdorazowo obliczyć, obierając odpowiedni kąt β i R_r . Kro-

*) Dane wg L. Knoll'a, Räumen, Werkstattbücher, zes. 26.

**) M. Kronenberg, Grundzüge der Zerspanungslehre, J. Springer, 1922.

nenberg podaje następujący przybliżony wzór na określenie C_{ks} stali:

$$C_{ks} = (4,2 \div 4,9) \sqrt{R_r \cdot \beta}, \dots (4)$$

gdzie oznaczają:

R_r — wytrzymałość na rozciąganie materiału skrawanego w kg/mm^2 ,

β — kąt zaostrenia zębów przeciągacza w stopniach.

Współczynnik 4,2 obowiązuje wówczas, gdy R_r — jest małe (45 kg/mm^2), zaś 4,9 — wówczas gdy R_r jest duże (85 kg/mm^2 i więcej).

Jeśli nie znamy R_r materiału obrabianego, lecz znamy jego twardość H_B wg. Brinell'a, to wówczas wzór (4) przybierze następującą postać:

$$C_{ks} = (2,5 \div 3) \sqrt{H_B} \beta \dots (5)$$

Wartości współczynników ($2,5 \div 3$) analogicznie jak we wzorze (4). Wartość współczynników kierunkowych ϵ_{ks} oraz C_{ks} obieramy z poniższej tabeli 1 (wg Kronenberga).

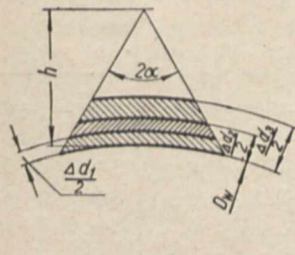
TABELA 1.

Materiał skrawany	ϵ_{ks}	C_{ks}
Elektron $H_B = 50 \div 60$	17,55	24,5
Aluminium $H_B = 65 \div 70$	18,5	54
Silumin	9,65	66
Mosiądz $H_B = 90 \div 120$	6,8	70
Stal węgl. $R_r = 30 \div 85 \text{ kg/mm}^2$	7,85	} Obliczyć ze wzoru 4 lub 5
Stal chr.-nikl. $R_r = 70 \div 85 \text{ kg/mm}^2$	10,4	
Staliwo $H_B = 135 \div 150$	6,67	176
Żeliwo $H_B = 100 \div 200$	7,4	95
Miedź	5,7	208

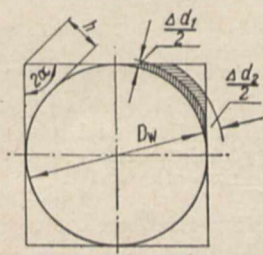
Jako zasadę przy projektowaniu przeciągaczy należy przyjąć, że przekrój wióra jest przy każdym zębie stały,

$$q = \text{const.}$$

a więc zależnie od kształtu przeciąganego otworu grubość wióra przy każdym zębie teoretycznie będzie różna. Wyjątek w tej regule stanowią przeciągacze do przeciągania prostokątnych rowków jedno i wieloklinowych, gdzie grubość wióra pozostaje stała na całej długości igły. Grubość wióra s przyjmuje się w granicach od 0,02 mm do 0,2 mm; decydują tu względy wytrzymałościowe. Wartości mniejszych od 0,02 nie należy stosować, gdyż wtedy zachodzą wypadki, że pierwszy i drugi ząb zamiast skrawać wgniatają ostrzem warstwę materiału przeznaczoną do skrawania, a dopiero następny ząb zgniecioną w ten sposób



Rys. 1. Przeciągacz do rowków Whitwortha.



Rys. 2. Przeciągacz do otworów kwadratowych.

kości pierwszego i ostatniego zęba igły nie przekracza 0,2 mm, ale w tym wypadku mamy do czynienia z dużymi kątami skrawania.

Przy projektowaniu przeciągaczy do otworów kwadratowych i wielokątnych (przy czym otworem wyjściowym jest otwór cylindryczny) oraz przeciągaczy do rowków Whitworth'a, należy określić poszczególne grubości wióra dla każdego z następujących po sobie zębów, zakładając, że $q = \text{const.}$ W tym celu obliczamy przyrosty średnic Δd sąsiednich zębów z następującego wzoru, wg układu krzywych 2-go rzędu dla stałej powierzchni (rys. 1 i 2):

$$\left. \begin{aligned} \Delta d_1 &= 2h \left(1 - \sqrt{\frac{n-1}{n}} \right) \\ \Delta d_2 &= 2h \left(1 - \sqrt{\frac{n-2}{n}} \right) \\ \Delta d_3 &= 2h \left(1 - \sqrt{\frac{n-3}{n}} \right) \end{aligned} \right\} \dots (6)$$

i t. d. aż do chwili, kiedy wartość liczby pod pierwiastkiem będzie równa zeru, czyli że:

$$\Delta d_n = 2h$$

h — jest to całkowita głębokość jaką mamy do zebrania, inaczej mówiąc jest to różnica wysokości między ostatnim a pierwszym zębem części tnącej całego przeciągacza.

n — ilość zdjętych wiórów w operacji przeciągania, równoznaczne jest z ilością zębów tnących przeciągacza ($n = z$).

W wypadku gdy mają być wykonane rowki Whitwortha o profilu ewolwentowym*), wówczas profil zębów przeciągacza winien posiadać kształt tej samej ewolventy. Przy projektowaniu takich przeciągaczy praktycznie postępujemy następująco: w dużej skali (100 : 1 lub 50 : 1) wykreślamy ewolwentę i dobieramy promień krzywizny na odcinku ograniczonym wysokością zęba.

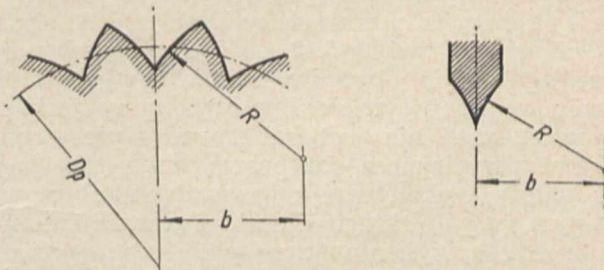
Przy małych wysokościach zębów (1 ÷ 1,5 mm) wystarczającą w praktyce dokładność daje następujący wzór na określenie promienia R krzywizny.

$$R = \frac{D_p}{2} \sin \alpha \dots (7)$$

gdzie oznaczają:

D_p — średnica podziałowa rowków Whitwortha.

α — połowa kąta wierzchołkowego zęba, równoznaczna z kątem przyporu.



Rys. 3—4. Przeciągacz do rowków Whitwortha o profilu ewolwentowym i tarcza do szlifowania tego przeciągacza.

*) Wałek współpracujący z otworem zaopatrzonej w rowki Whitwortha wykonany jest modułowym frezem ślimakowym na maszynie obwodniowej.

warstwę skrawa, pozostawiając po sobie powierzchnię chropowatą. Wyjątek stanowią oddzielne igły do szabrowania, gdzie różnica wyso-

Ponieważ najczęściej spotykane rowki posiadają kąt wierzchołkowy $2\alpha = 60^\circ$ ($\sin \alpha = 0,5$), przeto wzór (7) przybierze następującą postać:

$$R = \frac{D_p}{4} \dots \dots \dots (8)$$

Odległość b promienia R od średnicy przechodzącej przez lukę międzyzębną (rys. 3) określamy następująco:

$$b = \frac{D_p}{2} \cos \alpha \cdot \sin(\alpha + \beta); \beta = \frac{90^\circ}{n} \dots (9)$$

n — ilość rowków.

W wypadkach gdy wysokość h zębów w rowkach Whitwortha nie przekracza 3 mm, rowków tych w przeciągaczu nie frezujemy, lecz po wytoczeniu zębów i po termicznym ulepszeniu szlifujemy rowki z pełnego materiału, tarczą profilową o promieniu R (rys. 4).

Postępujemy tak w celu uchronienia przeciągacza od pęknięcia w czasie hartowania, gdyż wzdłuż długich, ostrych rowków łatwo występują pęknięcia.

Poza tym przeciągacz w czasie hartowania wypacza się tak, że nie sposób go dokładnie wyprostować. Drobne rowki zniekształconego w ten sposób przeciągacza nie tworzą linii prostej, lecz są pofalowane na długości całej igły i podczas szlifowania zachodzą wypadki, że z jednej strony rowka mamy zbyt dużo materiału do zebrania (wybrzuszenia), z drugiej zaś strony materiału braknie i profil zębów w przekroju poprzecznym przeciągacza jest niezupełny.

Praktyka wykazała, że w przeciągaczach do rowków Whitworth'a należy przewidzieć pewne nadmiary na średnicach uzębienia, gdyż drobne odchyłki w podziale zębów na obwodzie przeciągacza powodują niemożność włożenia do otworu przeciągniętego współpracującego z nim wałka; poza tym zachodzi tu prawdopodobnie „pęcznienie” materiału w trakcie przeciągania. Nadmiary te zależą od wielkości średnicy zewnętrznej przeciągacza d , i tak:

- przy $d < 10$ — nadmiar wynosi 0,1 mm
- $10 < d < 20$ — „ „ 0,15 „
- $20 < d$ „ „ 0,2 „

Tolerancje wykonawcze przeciągaczy

Ponieważ profile wykonywane przeciągaczami zazwyczaj nie ulegają już dalszej obróbce mechanicznej, a wymagana jest nieraz bardzo duża dokładność wymiarów tych profili, przeto tolerancje wykonawcze przeciągaczy bywają dość ciasne.

Szczególnie ważna jest dokładność wykonania przeciągaczy do otworów wieloklinowych. O ile otwór wyjściowy wieloklina wykonany jest „na gotowo”, czyli nie jest kalibrowany pierwszymi zębami przeciągacza, to prowadzenie przeciągacza należy wykonywać z pasowaniem obrotowociasnym (wg Polskiego Układu Pasowań średnicę prowadzenia wykonywać na $g2$, średnicę otworu pod przeciągacz na $H2$).

W celu zapobieżenia zatarciu się przeciągacza przy wykonywaniu otworów wieloklinowych, średnicę wewnętrzną (w lukach międzyzębnych) wykonuje się z tolerancją $e2$. Tolerancje wykonawcze na szerokości zębów wynoszą $-0,01$.

Dla zapewnienia równomiernej pracy narzędzia, średnice zewnętrzne zębów tnących przy wszystkich rodzajach przeciągaczy należy wykonywać z dokładnością co najmniej $\pm 0,01$.

Średnicę zewnętrzną zębów kalibrujących wykonujemy następująco:

$$D_z = D_n + T_d + 2/3 T \dots \dots (10)$$

D_n — średnica nominalna otworu przeciągającego,

T_d — dolna granica tolerancji,

T — tolerancja całkowita.

Naprzykład: mamy wykonać otwór $\varnothing 36 H 2$
 $(36 \begin{smallmatrix} +0,025 \\ -0,00 \end{smallmatrix})$

$$D_n = 36$$

$$T_d = 0 \quad D_z = 36 + 0 + 0,016 = 36,016 \begin{smallmatrix} +0,01 \\ -0,00 \end{smallmatrix}$$

$$T = 0,025$$

Jeśli otwór przeciągany ma cienkie ścianki, to wówczas liczymy:

$$D_z = D_n + T_d + T \dots \dots (11)$$

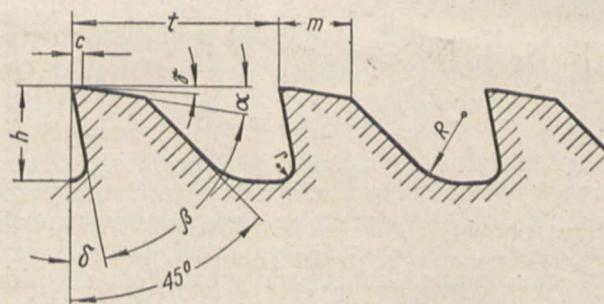
Wymiary szerokości b zębów oblicza się analogicznie jak średnice wg wzoru (10).

Profile zębów tnących

Należy obierać następujące wartości kąta γ (rys. 5):

przy otworach okrągłych i wielokątnych $\gamma = 0^\circ 30'$,

przy otworach prostokątnych, klinowych i rowkach Whitwortha $\gamma = 1^\circ 30'$.



Rys. 5. Profil zębów tnących przeciągacza.

Kąt natarcia δ zarówno jak i kąt α zależą od wytrzymałości materiału skrawanego. W tabeli II zestawione są wielkości kątów δ i α przy różnych rodzajach materiałów skrawanych.

TABELA I.

Materiał skrawany	δ°	α°	
Stal ciągliwa (stal węglista, stal chromowo-niklowa)	$R_r = 35 \div 70 \text{ kg/mm}^2$	10 ÷ 12	5 ÷ 6
	$R_r = 70 \div 80$ „	7 ÷ 10	4 ÷ 5
	$R_r = 80 \div 100$ „	5 ÷ 8	4 ÷ 5
	$R_r = 100 \div 120$ „	3 ÷ 5	3 ÷ 4
Staliwo i żeliwo		4 ÷ 6	3 ÷ 4
Aluminium		12 ÷ 15	3 ÷ 4
Brąz		2 ÷ 4	3 ÷ 4

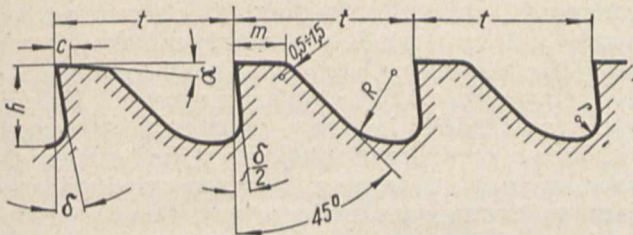
Wysokość zęba $h = (0,35 \div 0,5) t$, przy czym mniejszą wysokość h stosujemy przy dużych podziałkach, większą przy małych. Wymiar $m = 1/3 t$. Łysinka c zależna jest od wielkości podziałki t . Również i promienie R i r zależą od t . Więk-

szej łysinki niż $c = 1$ mm nie należy stosować. I tak:

t mm	do 6	6—10	10—18	18—30	30—50
c	0,2	0,3	0,5	0,8	1,0
R	2	2÷4	4÷6	6÷10	10÷20
r	1	1÷2	1÷3	2÷4	4÷6

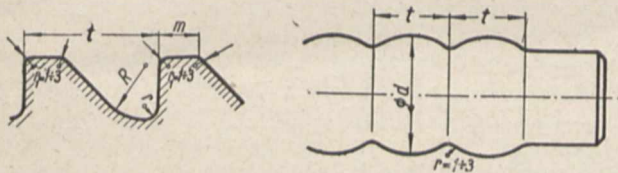
Profile zębów kalibrujących

Kąt natarcia δ w zębach kalibrujących równa się mniej więcej połowie kąta natarcia zębów tnących. Kąt α w trzech do pięciu ostatnich zębach równa się 0° ; w dwóch zębach, poprzedzających te ostat-



Rys. 6. Profil zębów kalibrujących przeciągacza.

nie zęby — taki sam jak w zębach tnących. Kąt $\gamma = 0^\circ$. Pozostałe wielkości — jak u zębów tnących, reszta wg rys. 6. W przeciągaczach do gładkich otworów cylindrycznych oraz do otworów wieloklinowych z centrowaniem zewnętrznym dajemy na końcu ostatniej igły 3 ÷ 6 zębów polerujących. Na rys. 7 pokazany jest profil



Rys. 7—8. Profile zębów polerujących.

zębów polerujących do rowków wieloklinowych. Rys. 8 przedstawia profil zębów polerujących do otworów cylindrycznych.

Przepychacze

Odmianę przeciągaczy stanowią przepychacze. Różnią się od poprzednich tym, że nie są mocowane w maszynie, lecz są poprostu przepychane przez otwór części obrabianej. Przepychanie wykonujemy na prasach ręcznych lub hydraulicznych.

Ponieważ przepychacze nie pracują na rozciąganie, a są tylko wybaczone, przeto obliczenie sprowadza się do sprawdzenia współczynnika bezpieczeństwa B we wzorze Eulera. Przepychacz liczymy jako belkę jednym końcem zamocowaną (u dołu, w otworze przepychanym), na której drugi koniec działa siła wybacząca P:

$$P = C \cdot K_s \cdot q \cdot n,$$

przy czym wartości C, K_s , q i n należy przyjąć jak dla przeciągaczy (p. wzór 2). Grubość wióra $S = 0,02 \div 0,25$ mm. Konstrukcja uzębienia jak w przeciągaczach.

Współczynnik bezpieczeństwa B wyliczamy ze wzoru:

$$B = \frac{2 \pi^2 J \cdot E}{P \cdot l^2},$$

przy czym powinno być $B > 10$.

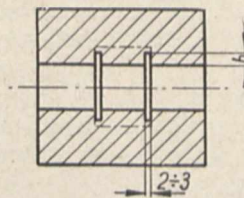
Uwagi ogólne o przeciąganiu

1) Otwór wyjściowy pod przeciągacz należy wykonywać z reguły cylindryczny (o ile jest to możliwe), jako najprostszy w wykonaniu.

2) Powierzchnia przylegania przedmiotu przeciąganego do płaszczyny oporowej maszyny musi być ściśle prostopadła do otworu przeciąganego.

3) W trakcie przeciągania chłodzić przeciągacz obficie płynem*).

4) Po każdym przejściu, przeciągacz starannie oczyścić z wiórków (najlepiej twardym pędzłem), gdyż przestrzeń międzyzębna obliczona jest tylko na jedną porcję wiórów.



Rys. 9.

5) Przedmiot wykańczać należy dopiero po przeciąganiu otworu. O ile w otworze mają być wytoczenia, to wykonać je należy też po przeciąganiu, w przeciwnym razie łatwo można zerwać ząb w przeciągaczu, wiór bowiem zebrany w pierwszej części otworu (przed wytoczeniem), może wypaść z luki międzyzębnej i wpaść do wytoczenia zabrany zaś przez następny ząb (nadsiany na ząb) — może spowodować jego urwanie w chwili, gdy ten zacznie pracować w drugiej części otworu (za wytoczeniem). W celu uniknięcia zadziórów przy wytaczaniu części już przeciąganej, dobrze jest przed operacją przeciągania na początku i końcu wytoczenia zaciąć rowki szerokości 2 ÷ 3 mm i na głębokość równą co najmniej wysokości h zęba przeciągacza (rys. 9).

(d. n.)

Construction des broches

S o m m a i r e :

Materiaux pour la construction des broches. Directives générales: longueur de la broche; division en 2 ou plusieurs outils; le pas de la denture; nombre de dents. Calcul de la résistance; détermination de la hauteur des dents successifs. Tolérances. Profils des dents pour la coupe et pour le calibrage. Broches à pousser. Observations générales.

(à suivre)

* Sład płynu chłodzącego zależy w dużej mierze od materiału przeciąganego, a nawet i od materiału użytego na przeciągacz oraz od jego obróbki termicznej. Każda fabryka ma swoje wypróbowane recepty. Godnym polecenia jest płyn o następującym składzie: 6 l oleju parafinowego, 12 kg tłuszczu wieprzowego (smalec), 4 kg tłuszczu roślinnego („Ceres“), 1 kg siarki w proszku, 3 l nafty. Wszystkie składniki dokładnie zmieszać, podgrzewając mieszaninę przez zanurzenie naczynia do gorącej wody. Jeśli płyn gęstnieje (niska temperatura na warsztacie) — dolać nafty.

O ile skrawany materiał jest tego rodzaju, że zawodzą wszystkie płyny, jakimi rozporządzamy, wówczas dobrze jest chłodzić przeciągacz tranem.

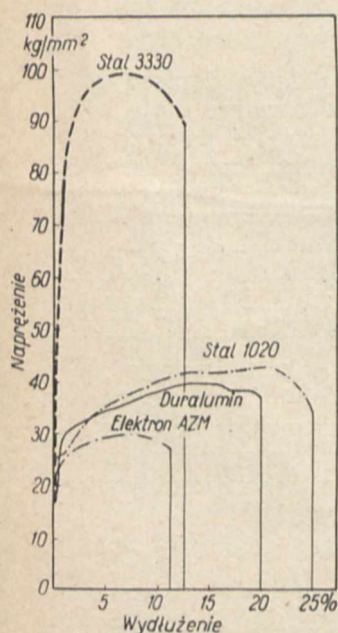
Obróbka termiczna stopów magnezu i jej możliwości *)

Inż. met. K. Kornfeld, SIMP i Inż. met. M. Orman

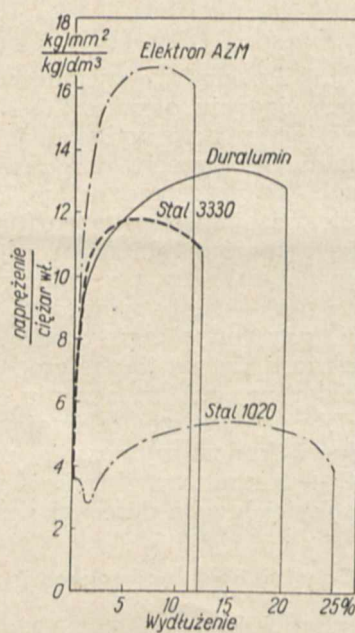
Własności magnezu i jego stopów; wytrzymałość, własności odlewnicze, obrabialność; własności chemiczne, zapalność. — Składniki stopów magnezu: glin, cynk, mangan, miedź, kadm, krzem i in. — Przemysłowo stosowane typy magnezu. — Badanie obróbki termicznej stopów: metody postępowania, własności mechaniczne, struktura. — Wnioski.

1. Własności magnezu i jego stopów

SPOŚRÓD wszystkich technicznych metali najlżejszym jest magnez. Własność tę posiadają również jego stopy. Gdy średni ciężar właściwy lekkich stopów glinowych wynosi około 2,8, to ciężar właściwy stopów magnezu wynosi tylko 1,8 czyli o 36% mniej. Jeżeli do tego dodać, że własności mechaniczne przerobionych plastycznie stopów magnezu, (które w dalszym ciągu nazywać będziemy również elektronami) są bliskie własnościom stali handlowej, a własności stopów odlanych są równe własnościom odlewów glinowych, to oczywistym jest, że stopy magnezu mogą być niezastąpionym tworzywem zwłaszcza w tych dziedzinach techniki, w których dąży się do osiągnięcia niskiej wagi.



Rys. 1. Wykresy wytrzymałości na rozciąganie.



Rys. 2. Wykresy wytrzymałości właściwej.

Wartość własności mechanicznych stopów magnezu uwydatnia się najlepiej przez odniesienie ich do jednostki wagi. Rys. 1 przedstawia normalne wykresy rozciągania kilku popularnie stosowanych w lotnictwie tworzyw. Rys. 2 powstał z rys. 1 w ten sposób, że na osi rzędnych, zamiast naprężenia rozciągającego odmierza się wartość ilorazu tego naprężenia przez ciężar właściwy; z wykresu tego otrzymujemy tzw. wytrzymałość właściwą, czyli wytrzymałość jednostki wagi danego tworzywa. Widać, że elektron góruje nad innymi porównywanymi tworzywami pod względem wytrzymałości właściwej.

Jeżeli wziąć jeszcze pod uwagę dobre własności odlewnicze elektronów, mniejszą niż u innych tworzyw skłonność do tworzenia jamy usadowej, dobrą spawalność, nadzwyczaj łatwą obrabialność, tak dobrą, że wszystkie dotychczas istniejące obrabiarki są za powolne do obróbki części elektronowych, a nadto odporność chemiczną na mocne zasady i wiele organicznych obojętnych lub słabo alkalicznych odczynników, to otrzymamy pełny obraz zalet stopów magnezu. Należy zatem stwierdzić, że stopy magnezu, stosowane dotychczas przez konstruktorów tylko w niewielkich ilościach i zawsze z pewnym niedowierzaniem, są tworzywem niedocenianym należyście.

Własności fizyczne stopów magnezu i czystego magnezu przedstawia tabela 1.

TABELA 1.

Własności fizyczne magnezu i jego stopów

	Magnez	Elektron
Ciężar właściwy kg/dm^3	1,74	1,8—1,83
Temperatura topienia $^{\circ}\text{C}$	650	625
Ciepło właściwe $\frac{\text{kal}}{\text{g } ^{\circ}\text{C}}$	0,25	0,24
Współcz. rozszerz. cieplnej $\frac{1}{^{\circ}\text{C}}$	0,000024	0,000023—0,000027
Przewodność cieplna $\frac{\text{kal}}{\text{cm. sek } ^{\circ}\text{C}}$	0,376	0,32
Przewodność elektryczna Ω $\frac{\text{cm. mm}^2}{\text{cm. mm}^2}$	21,6	12—18
Moduł sprężystości kg/mm^2	—	4000—4600

Szczególną uwagę należy zwrócić na zapalność magnezu i jego stopów po przegrzaniu ich nieco ponad punkt topienia. Przez zapewnienie dostatecznie szybkiego odprowadzenia ciepła z ogrzanego stopu można zmniejszyć szybkość zapalania się płynnych stopów magnezu.

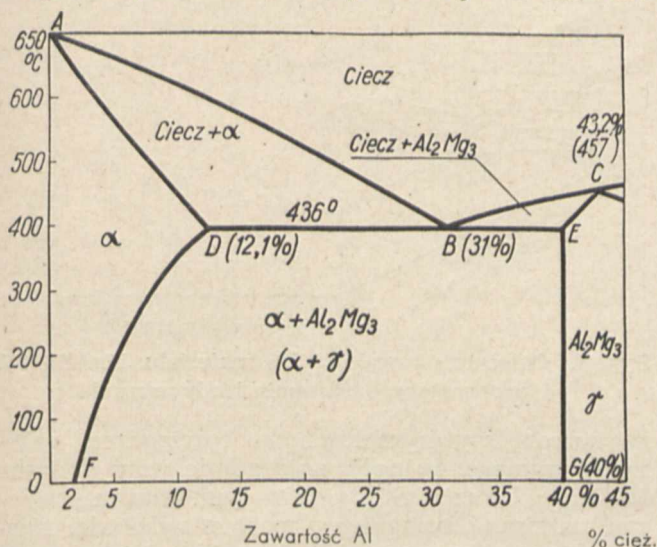
Co do własności chemicznych, to elektron rozpuszcza się łatwo we wszystkich kwasach za wyjątkiem kwasu fluorowodorowego. Na mocne ługi jest obojętny. Oleje neutralne jak nafta, benzyna i olej nie działają na niego. Słaba odporność chemiczna magnezu na kwasy i wilgotną atmosferę powoduje konieczność ochraniać jego powierzchnię przez odpowiednie wytrawianie oraz pokrywanie powłokami lakierów lub emalii. Nie należy jednak zapominać o tym, że pierwotnie obawa przed korozją stanowiła także zupełnie zbyteczny hamulec rozwoju zastosowania stopów glinu.

2. Składniki stopów magnezu

Spośród dodatków stopowych magnezu najczęściej stosuje się glin. Układ glin - magnez był już wielokrotnie badany. Pierwsze prace nad tym układem przeprowadził w 1905 r. Grube¹⁾, dalej w 1920 r. — Hanson i Gayler²⁾, w 1927 r.

*) Referat wygłoszony na X Zjeździe SIMP.

Schmidt i Spitaler³⁾, w 1932 r. Saldan i Zamatorin⁴⁾ i wreszcie w 1935 r. J. Haughton i R. Payne⁵⁾. Według tych ostatnich badaczy część układu magnez - glin po stronie magnezu przedstawia się jak na rys. 3. Oba me-



Rys. 3. Układ magnez - glin.

tale tworzą ze sobą związek międzymetaliczny Al_2Mg_3 (składnik γ). Magnez rozpuszcza w sobie glin, tworząc roztwór stały α . Wskutek dużego zakresu krzepnięcia i małej szybkości dyfuzji Al w α , bardzo łatwo o likwacyjne wzbogacenia i występowanie składnika γ w stosunku, których przeciętny skład chemiczny nakazywałby wyłączenie istnienia fazy α . Maksymalna zawartość glinu w kryształach roztworu stałego α może wynosić w temperaturze eutektyki $436^\circ C$ 12,1% Al. Przy dalszym stygnięciu rozpuszczalność graniczna Al w Mg maleje do około 2% glinu w temperaturze pokojowej. Zgodnie z teorią Archera stopy magnez-glin o zawartości 2—12,1% glinu powinny się dać obrabiać termicznie, jako wykazujące zmienną rozpuszczalność Al w Mg.

Teoretycznie, przy nadzwyczaj powolnym stygnięciu, powinny wszystkie stopy magnezu z glinem o zawartości glinu poniżej 12,1% Al składać się bezpośrednio po skrzepnięciu z jednorodnych kryształów α . W praktyce tego stanu nie uzyskuje się nigdy. Wśród kryształów α mamy po przekroczeniu zawartości 4 — 5% Al niemal zawsze eutektykę $\alpha + \gamma$. Niejednorodności budowy nie można usunąć nawet przez stosunkowo długotrwałe wyżarzanie w temperaturach tuż poniżej temperatury eutektyki. Ilość i sposób występowania składnika γ w stopie, wydaje się być przyczyną zmian własności mechanicznych, zachodzących w stopach magnezu z glinem po różnego rodzaju obróbce termicznej.

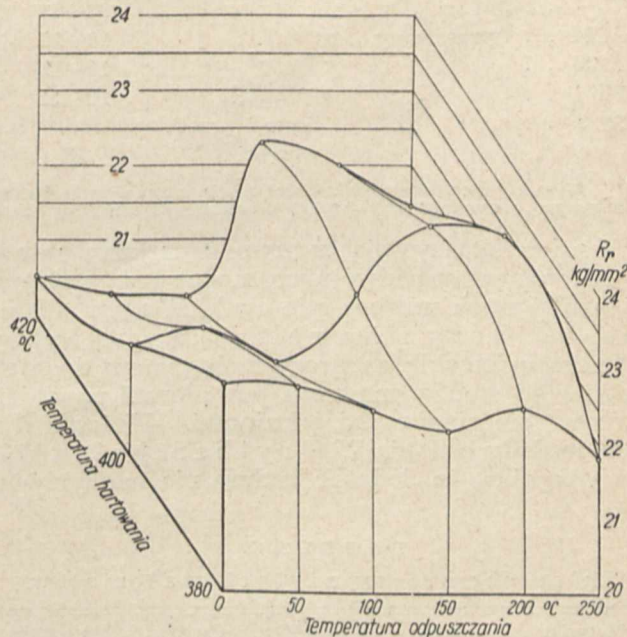
Dodatek glinu do magnezu podnosi jego ciągliwość i wytrzymałość. Techniczne stopy magnezu z glinem posiadają zawartość glinu od 4% do 10%. Optymalny ze względu na własności mechaniczne dodatek glinu wynosi 4% do 7%. Stopy zawierające 4% Al są już dostatecznie mocne i ciągliwe, po przekroczeniu 7% Al wytrzymałość jest jeszcze dobra, ale za to ciągliwość zaczyna spadać i powoduje trudności podczas obróbki plastycznej⁶⁾.

Obok glinu ważnym dodatkiem stopowym niektórych elektronów jest cynk. Układ magnez-cynk został szczegółowo opracowany przez Chadwick'a⁷⁾ w 1928 r.; przypomina on po stronie magnezu układ Mg-Al. Oba metale tworzą związek międzymetaliczny Mg-Zn; największa rozpuszczalność cynku w stanie stałym w magnezie wynosi 6% w temperaturze eutektyki ($340^\circ C$) i maleje do 1,8% w temperaturach pokojowych. Techniczne stopy magnezu z cynkiem zawierają do około 4,5% Zn (stop Z1b). Częściej jednak cynk stosuje się nie w stopach podwójnych magnez-cynk, lecz w stopach potrójnych lub poczwórnych magnezu z glinem, manganem lub krzemem. Wg Prythercha⁸⁾ cynk dodany do magnezu polepsza jego własności mechaniczne, a mianowicie: w małym stopniu wytrzymałość, bardzo silnie ciągliwość. Dodatek do 2% cynku ułatwia znakomicie walcowanie i pozwala je przeprowadzać w niższych temperaturach.

Mangan występuje prawie zawsze w stopach magnezu w ilości 0,2—0,5%. Mangan stapia się z magnezem w ilościach do 4% prawdopodobnie w formie międzymetalicznego związku⁹⁾. Mn w małych ilościach tworzy z magnezem roztwory stałe zawierające w temperaturze eutektyki, bliskiej temperatury topliwości magnezu do 3,2% Mn¹⁰⁾. Rozpuszczalność manganu w magnezie maleje w temperaturze $200^\circ C$ do 0,1% Mn.

Dodatek manganu stosuje się zawsze do tych stopów magnezu, które mają być przerobione plastycznie, szczególnie przy stopach przeznaczonych do walcowania na blachy.

Miedź występuje w stopach magnezu tylko jako domieszka w ilości poniżej 0,2%. Obecność miedzi wpływa na ogół ujemnie na własności od-



Rys. 4. Zależność wytrzymałości na rozciąganie materiału MgAl10Si-L od temperatury hartowania i odpuszczania.

lewnicze. W ilości do 2% nie można stwierdzić wyraźnie ujemnego wpływu miedzi na ciągliwość, natomiast zawartość miedzi powiększa twardość Mg¹¹⁾.

TABELA 2.
Skład chemiczny stopów magnezu.

Material	Stan	Al%	Zn%	Mn%	Si%	Uwagi
AZF . . .	Lany	4	3	0,2—0,5	—	
AZG . . .	„	6	3	0,2—0,5	—	
VI	„	10	—	—	—	
VI _w . . .	„	10	—	—	2—3	na tłoki
VI _h . . .	Przer. plastycznie	10	—	0,2—0,5	—	na blachy
AZM . . .	„	6—6,5	1	0,2—0,5	—	
AZ31 . . .	„	3,5	1	0,2—0,5	—	
Zlb	„	—	4,5	—	—	
SZ	„	—	1,7	—	1—4	

TABELA 3.
Własności mechaniczne lanych stopów magnezu.

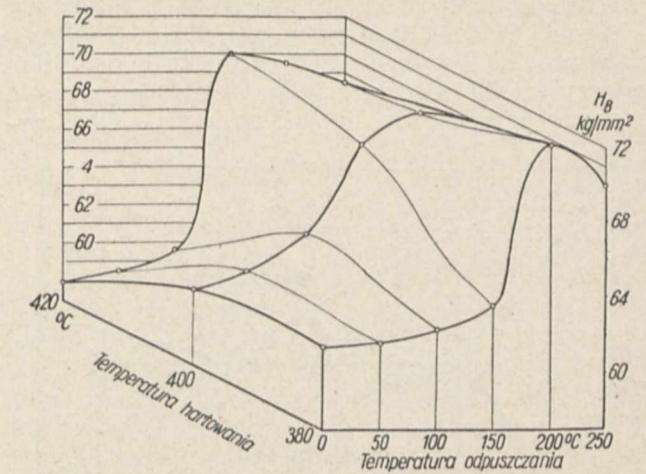
Material	Stan	Gran. spręż. 0,03% kg/mm ²	Q _r 0,2% kg/mm ²	R _r kg/mm ²	A ₁₀ %	C %	Twardość H _B kg/mm ²
AZF . . .	Lany	5	9—10	17—20	4—6	—	43—47
„ . . .	w piasku	5	10	20—23	6—10	—	50—55
HZG . . .	Lany	5,5	10—11	17—20	3—5	—	53—57
VI . . .	Lany we wlewnicy	6	12	13—18	2—4	—	70

TABELA 4.
Własności mechaniczne przerobionych plastycznie stopów magnezu

Material	Stan	Dostarczany jako	Gran. spręż. 0,03% kg/mm ²	Q _r 0,02 kg/mm ²	R _r kg/mm ²	A ₁₀ %	C %	Twardość H _B kg/mm ²
VI	prasowany	pręty, profile	20—22	25—28	34—37	7—9	9—12	70
VI _w . . .	prasow. i ulepszony termicz.	rury, cz. prasowane	20—22	24—26	34—37	10—12	13—18	60
VI _h . . .	„	„	23—25	26—30	38—42	2—5	3—6	85—90
AZM . . .	prasowany	„	18—20	20—22	28—32	12—16	25—30	55
AZ31 . . .	„	„	15—17	18—20	25—28	14—17	30—35	48—50
Zlb	„	„	10—14	16—18	25—27	15—18	25—30	45
SZ	„	kute i przetł. części	13	15—16	23—24	10—15	25—26	44

U w a g a : Podane własności mech. stopów przerobionych plastycznie osiąga się tylko przy dostatecznym stopniu przeróbki plastycznej, zazwyczaj przy prętach o średnicy 50 mm. Większe profile wykazują wartości nieco niższe.

Kadm okazuje się cennym dodatkiem stopowym do stopów podwójnych magnezu z cynkiem, lub potrójnych magnez-glin-cynk. Wg pracy Humera-Rothery i Rowella¹²⁾ magnez tworzy z kadmem zwykle roztwory stałe, zatem dodatek kadmu do stopów magnezu powodować powinien zwiększenie ciągliwości i kujności. Wniosek ten potwierdziły badania W. Prytherch'a⁸⁾, z których wynika, że dodatek kadmu nie ma wpływu



Rys. 5. Zależność twardości H_B materialu MgAl10Si-L od temperatury hartowania i odpuszczania.

na wzrost wytrzymałości na rozciąganie, natomiast wymaga kujności, szczególnie przy dodatku 10—15% kadmu. Stopy tego typu można walcować na zimno, osiągając przy tym własności równe własnościom stopu Mg-Al o 6% Al walcowanego na gorąco.

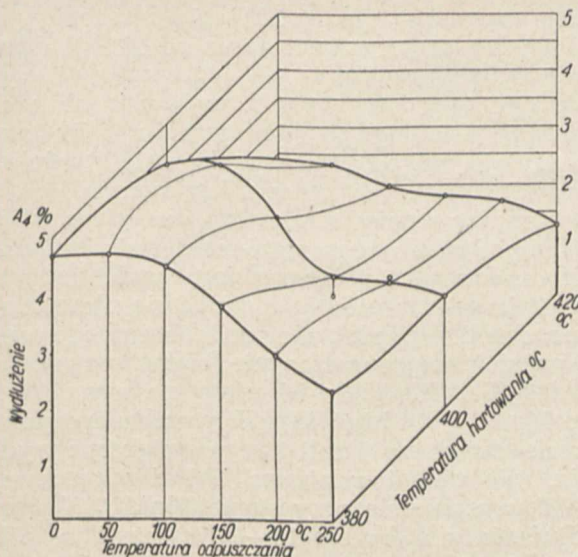
Magnez tworzy z krzemem związek Mg₂Si¹³⁾, który tworzy z kryształkami magnezu eutektykę

TABELA 5.
Skład chemiczny użytych materiałów.

Material	Stan	Al	Mn	Cu	Si	Fe	Mg
MgAl6-L . . .	lany	5,3	0,08	0,05	0,06	0,12	
MgAl6Cu-L . . .	„	5,9	0,26	0,30	—	0,10	
MgAl6Sn-K . . .	kuta tuleja	6,3	0,07	Sn=0,5	0,12	0,30	reszta do 100%
MgAl6Cu1-K . . .	przer. plast.	5,9	0,26	0,92	—	0,10	
MgAl8-W . . .	„	7,5	0,07	—	0,11	0,25	
MgAl8-K . . .	„	7,4	0,07	—	0,11	0,30	
MgAl10-K . . .	„	10,5	0,07	—	0,11	0,30	
MgAl10Si-L . . .	lany	10,5	0,07	—	0,14	0,33	

TABELA 6.
Własności mechaniczne użytych materiałów.

Material	Q _r kg/mm ²	R _r kg/mm ²	A ₄ %	C %	H _B
MgAl6-L	10,4	14,9	4,4	—	51,6
MgAl6Cu-L	19,0	12,0	4,0	—	—
MgAl6Sn-K	23,3	26,5	3,3	7,3	—
MgAl6Cu1-K	20,8	28,2	18,3	21,6	59,3
MgAl8-W	22,0	27,0	15,0	19,0	—
MgAl8-K	30,8	35,2	6,0	9,8	—
MgAl10-K	41,8	43,2	3,3	7,3	—
MgAl10Si-L	18,0	20,0	2,5	—	—



Rys. 6. Zależność wydłużenia materiału MgAl10Si-L od temperatury hartowania i odpuszczania.

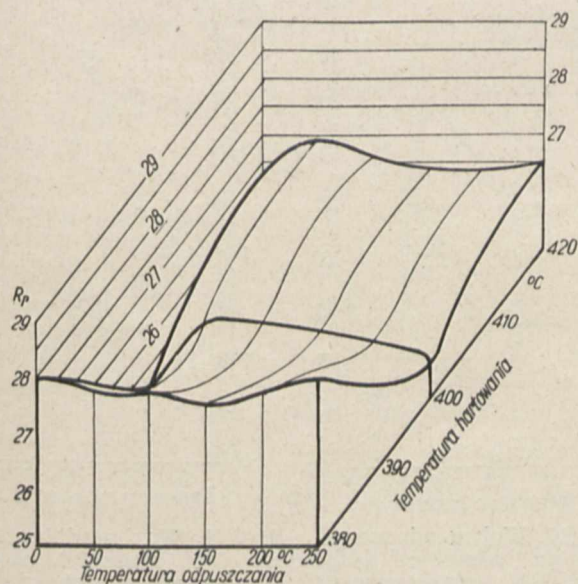
Ołów oraz cyna występują w stopach magnezu tylko jako zanieczyszczenia, aczkolwiek odnośnie do cyny są pewne dane, że może ona wpływać dodatnio na jakość stopu¹⁵⁾, jako składnik, tworzący układ podobny, jak Mg-Al¹⁶⁾ 17).

3. Przemysłowo stosowane stopy magnezu

Tabela 2 podaje składy chemiczne przemysłowych stopów magnezu lanych i przerobionych plastycznie, zaś tabela 3 i 4 opisują ich własności mechaniczne¹⁸⁾.

4. Badania obróbki termicznej stopów magnezu

Badania obróbki termicznej przeprowadzono na kilku stopach magnezu z glinem. Składy chemiczne tych stopów oraz ich własności mechaniczne w stanie dostarczonym — zawierają tabele 5 i 6.



Rys. 7. Zależność wytrzymałości na rozciąganie materiału MgAl8-W od temperatury hartowania i odpuszczania.

Jak widać są to głównie stopy magnezu z glinem o zawartości około 6% Al, 8% Al i 10% Al. Zawartość manganu nie przekracza 0,25%, krze-

mu 0,12%, żelaza 0,3%. Obecność miedzi stwierdzono tylko w stopach MgAl6Cu-L i MgAl6Cu-L-K.

Mikrobudowa użytych stopów była zawsze przynajmniej dwuskładnikowa, wykazując obecność na tle roztworu stałego α związku Al_2Mg_3 w magnezie w postaci wydzielonej lub w postaci eutektyki $\alpha + Al_2Mg_3$. W stopie MgAl10Si-L jako dodatkowy składnik występuje związek Mg_2Si .

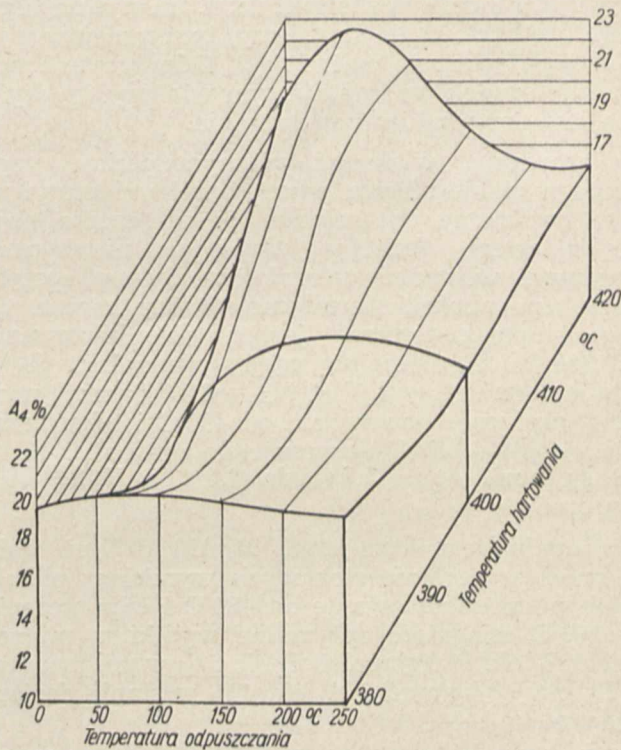
Metody postępowania. Hartowano próbki w elektrycznym piecu oporowym od temperatur 380, 390, 400, 410, 420 i 430 C — w wodzie o 20—30 C. Czas wytrzymania wynosił normalnie 2 h. Badając wpływ temperatur odpuszczania przeprowadzono odpuszczenie w temperaturach 50, 100, 150, 200 i 300 C w ciągu 2 godzin.

Próby rozrywania wykonano na uniwersalnej 50-tonowej maszynie hydraulicznej Amslera z napędem elektrycznym. Szybkość rwania 6 mm na minutę, nastawienie siłomierza 5 ton.

Próbki zrywane miały średnicę 8 mm i długość pomiarową 30 mm, lub średnicę 6 mm i długość pomiarową 25 mm, a więc $\frac{L}{D}$ ok 4.

Twardość mierzono na hydraulicznej prasie Brinella firmy Alpha-Brinell. Stosowano obciążenie 1000 kg, kulkę 10 mm \varnothing , czas trwania obciążenia 30 sekund.

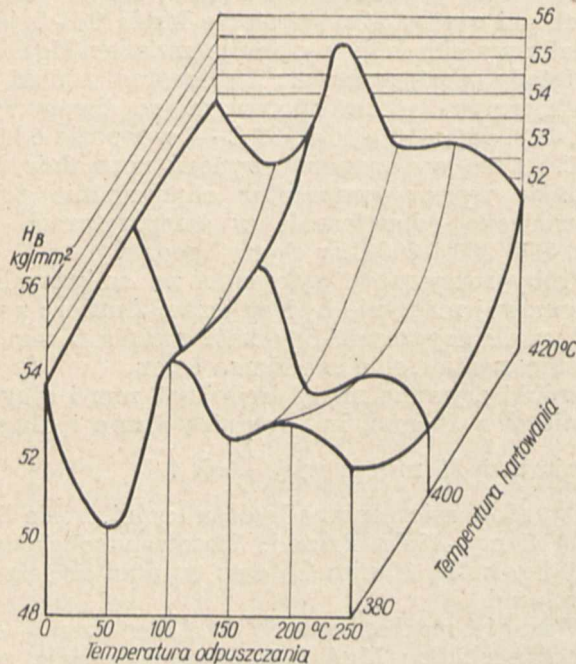
Własności mechaniczne. Wyniki hartowania i odpuszczania stopu MgAl10Si-L przedstawiają wykresy na rys. 4, 5 i 6. Z rys. 4, ujmującego zależność wytrzymałości na rozzerwanie od temperatury hartowania i odpuszczania wynika, że odpuszczenie po zahartowaniu od 380° C nie powoduje zasadniczych zmian wytrzymałości na zerwanie. Stop MgAl10Si-L, zahartowany od 400 lub 420 C



Rys. 8. Zależność wydłużenia materiału MgAl8-W od temperatury hartowania i odpuszczania.

wykazuje po odpuszczeniu w 150—200 C wzrost wytrzymałości, który w porównaniu ze stanem dostarczonym wynosi ok. 15%.

Krzywe zmian twardości na rys. 5 wykazują przebieg podobny, jak na rys. 4, z tą tylko różnicą, że takie próbki hartowane od 380 C nabywają większej twardości przez odpuszczanie w temperaturze 150—200 C.



Rys. 9. Zależność twardości H_b materiału HgAl8-W od temperatury hartowania i odpuszczania.

Przebieg krzywych zmian wydłużenia na rys. 6 uzupełnia dobrze przebieg zmian R_r i H_B przedstawiony na poprzednich wykresach. Na podstawie rys. 6 można stwierdzić, że: 1. Im wyższą temperaturę hartowania stosujemy, tym mniejsze wydłużenie wykazuje materiał; 2. Odpuszczanie powoduje spadek wydłużenia tym większy, im wyższa jest temperatura odpuszczania.

Porównując własności wytrzymałościowe tego stopu w stanie odlewu przed obróbką cieplną i po niej dojdziemy do wniosku, że ulepszanie mija się z celem. Jeżeliby jednak na nieznacznej poprawie własności zależało, wtedy najlepszym sposobem obróbki termicznej, który można do tego stopu zastosować, jest zwykle hartowanie od 380 C. Uzyskuje się wtedy własności: $R_r = 22,8 \text{ kg/mm}^2$, $A_4 = 4,7\%$ i $H_B = 61,3 \text{ kg/mm}^2$, podczas gdy przez hartowanie od 420 C i odpuszczanie w 150 — 200 C otrzymuje się własności: $R_r = 23 \text{ kg/mm}^2$, $A_4 = 1,8\%$ do 2,0% i $H_B = 70,0 \text{ kg/mm}^2$.

Obróbka termiczna stopu MgAl6Cu-L nie dała również szczególnie ciekawych wyników, jakkolwiek przez zahartowanie od 430 C i odpuszczenie w 100 C osiągnięto optymalne wyniki, a mianowicie R_r ok. 15 kg/mm^2 i A_4 ok. 5% w porównaniu z R_r ok. 12 kg/mm^2 i A_4 ok. 4% w stanie dostarczonego.

Wyniki hartowania i odpuszczania stopu MgAl 8-W przedstawiają wykresy na rys. 7, 8 i 9. Z rysunku 7 widać, że obróbka termiczna tego typu nie polepsza wytrzymałości tego stopu na rozciąganie. Z rys. 8 wynika, że wydłużenie można nieco polepszyć przez zastosowaną obróbkę ter-

miczną (wzrost z 15% na 19% przez zahartowanie od 380°, lub przez zahartowanie od 420° i odpuszczenie w 50° — 100°).

Krzywe twardości (rys. 9) wykazują charakterystyczny przebieg: po odpuszczeniu w 50° twardość maleje, zaś po odpuszczeniu w 100° rośnie do wartości uzyskanych przez zahartowanie.

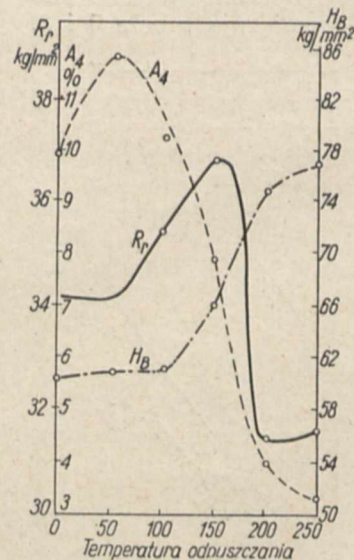
Resumując należy stwierdzić, że przez hartowanie i następne odpuszczanie materiału MgAl8-W można nieco tylko polepszyć jego wydłużenie, natomiast inne własności pogarszają się nieznacznie, zatem obróbka cieplna nie ma technicznego sensu.

Wyniki przeprowadzonych badań na stopach MgAl10-K i MgAl6Sn-K ujęto na rys. 10 i 11. Stop MgAl10-K i MgAl6Sn-K można ulepszyć termicznie, zwłaszcza jeżeli trzeba zwiększyć wydłużenie. Po zahartowaniu od 400° i odpuszczeniu w 100° uzyskuje się przy stopie MgAl10-K wzrost wydłużenia z 3,3% na 10—11%, czyli o 250% w porównaniu ze stanem dostarczonego, jednak kosztem obniżenia wytrzymałości na rozciąganie (spadek R_r z 43 kg/mm^2 na 36 kg/mm^2).

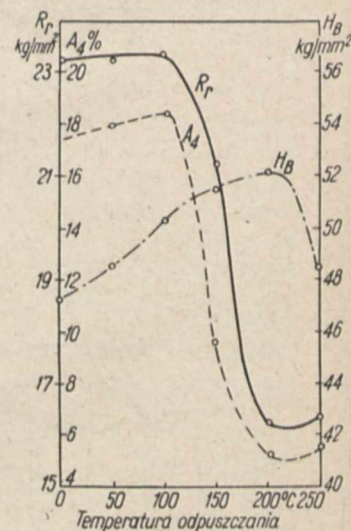
Podobnie jak MgAl10-K zachowuje się MgAl6 Sn-K, który po zahartowaniu od 400° i następnym odpuszczeniu w 100° wykazuje wzrost wydłużenia z 3,3% na 18,3% (czyli prawie 6 razy) kosztem spadku wytrzymałości R_r z 26,5 kg/mm^2 przed hartowaniem na 23 kg/mm^2 . W odróżnieniu od stopu MgAl10-K nie wykazuje stop MgAl6 Sn-K wzrostu wytrzymałości wskutek odpuszczania po hartowaniu.

W ogólności — obróbka termiczna stopów przerobionych plastycznie pogarsza zawsze ich wytrzymałość na rozciąganie i w mniejszym stopniu twardość, natomiast znakomicie polepsza ich wydłużenie.

Bardzo ciekawe własności wykazał stop Mg Al6-L wyprodukowany w kraju. Wyniki bardzo niekompletnych badań nad tym materiałem przed-



Rys. 10. Wpływ odpuszczania na własności stopu MgAl10-K hartowanego od 400° w wodzie.



Rys. 11. Wpływ odpuszczania na własności stopu MgAl6Sn-K hartowanego od 400° w wodzie.

stawia wykres na rys. 12. Hartowanie znakomicie polepsza własności tego stopu. Przez zahartowanie od 400—410 C otrzymujemy wzrost wytrzymałości o 40% w stosunku do stanu po odlaniu, a rów-

nocześnie wzrost wydłużenia o 50%. Wydaje się, że optymalną temperaturą hartowania jest 400° C. Następane odpuszczanie zahartowanego stopu Mg Al6-L wyraźnie pogarsza jego własności.

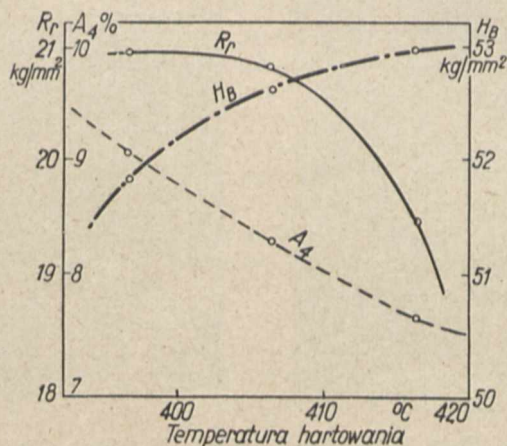
Należy wyrazić żal, że z braku dostatecznej ilości tego interesującego materiału nie można było nad nim przeprowadzić bardziej szczegółowych badań.

Ponieważ odpuszczanie po zahartowaniu nie daje na ogół wydatnego polepszenia własności wytrzymałościowych, można obawiać się, że po hartowaniu może nastąpić pogorszenie niektórych własności stopów przez naturalne starzenie. Powstało zatem pytanie, jak wpływa naturalne starzenie na własności mechaniczne tych stopów. Aby odpowiedzieć na to pytanie zrywano próbki po 2h, 8h, 18h, 20h, 21h, 22h, 23h, 24h, 48h, i 7 dniach od momentu zahartowania. Wydaje się, że po 18h od momentu zahartowania materiał wykazuje optymalne własności, znacznie lepsze od stanu bezpośrednio po zahartowaniu, w dalszym jednak procesie starzenia następuje pogorszenie tych własności do stanu takiego, jak po zahartowaniu. Wskutek znacznej rozbieżności wyników, należy jednak ten wniosek traktować z całą ostrożnością.

Struktura. Przyczyną zmian własności mechanicznych zbadanych stopów magnezu jest ilość i sposób wykryszalowania związku międzymetalicznego Al_2Mg_3 . Celem wyjaśnienia tego zagadnienia przeprowadzono serię badań mikroskopowych.

Materiał na szlify pobierano z główek zerwanych próbek. Do trawienia stosowano przeważnie alkoholowy roztwór 1% kwasu azotowego i wodny roztwór kwasu fluorowodorowego i solnego o składzie:

stężony HF = 1 cm³
 „ HCl = 1 „
 woda destyl. = 100 „



Rys. 12. Wpływ hartowania na stop MgAl 6-L.

Czas trawienia tymi odczynnikami wynosi 2—5 sek. Do subtelnego trawienia nadaje się dobrze 1/2% wy alkoholowy roztwór kwasu chromowego. Zupełnie dobre wyniki uzyskano rów-

nież przez trawienie alkoholowym roztworem 3-ch kwasów o składzie:

stęż. HCl = 0,5 cm³
 „ HF = 0,5 „
 „ NHO₃ = 1,0 „
 alk. absol. = 100 „

Na zasadzie przeprowadzonych obserwacji mikroskopowych można stwierdzić, co następuje:

Pow. 500× Traw. HNO₃ Pow. 250× Traw. HCl+HF



Rys. 13. Stop MgAl 10 - K po zahartowaniu od 400° w wodzie.



Rys. 14. Stop MgAl 6Sn - 6 hartowany od 400° w wodzie.

1. Przy stosowanym czasie wyżarzania przed hartowaniem (2 godz.) przez hartowanie od żadnej ze stosowanych temperatur nie uzyskuje się ujednorodnienia budowy (rys. 13). Stopy o niższej zawartości glinu: MgAl6Sn-K (rys. 14), MgAl8-W, MgAl6Cu1-K wykazują budowę niemal jednorodną, jedynie sporadycznie na granicy ziarn obserwowano w stopach plastycznie nieprzerabianych niewielkie wtrącenia eutektyki $\alpha + Al_2Mg_3$. Przedłużanie czasu wytrzymania przed hartowaniem nie prowadzi do ujednorodnienia. Rys. 15 i 16 przedstawiają mikrobudowę po 32h wytrzymania w temperaturze hartowania — na granicach ziaren widać pozostałości eutektyki $\alpha + Al_2Mg_3$, względnie wolny Al_2Mg_3 .

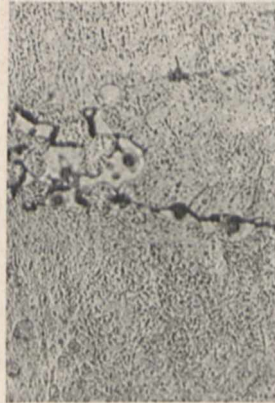
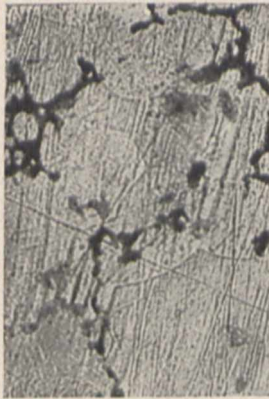
2. Dwugodzinne odpuszczanie w 50 C nie powoduje wyraźnej zmiany budowy. Przyczyna tkwi w zbyt krótkim czasie trwania odpuszczania, gdyż wskutek nadzwyczaj powolnej dyfuzji w stanie stałym wtórnie wydzielanie związku Al_2Mg_3 z przesyconego roztworu stałego następuje w zbyt małym stopniu.

3. Przy wyższych temp. odpuszczania wydziela się związek Al_2Mg_3 . Wskutek zjawiska likwacji podczas krzepnięcia otrzymujemy w stopach magnezu kryształy o różnych zawartościach glinu. Kryształy najbogatsze w glin, a zatem przy danej temperaturze odpuszczania znajdujące się najdalej od stanu równowagi, pierwsze wydzielają związek Al_2Mg_3 . Dowodem tego jest naprzykład mikrofotografia na rys. 17, przedstawiająca stop MgAl10-K po zahartowaniu do 400° i następnym odpuszczeniu w 150°.

Kryształy, znajdujące się w sąsiedztwie nieprzeprowadzonego w roztwór stały pierwotnego związku Al_2Mg_3 , przez dwugodzinne wytrzymanie w temperaturze hartowania, nasycają się najsilniej rozpuszczanym związkiem Al_2Mg_3 ; przy na-

stępnym odpuszczaniu one też pierwsze wydzielają ten związek, wskutek czego po wytrawieniu ciemnieją. Kryształy bardziej odległe od skupień Al_2Mg_3 , a więc uboższe w Al, które nie wydzieliły związku Al_2Mg_3 , pozostają jasne. Zjawisko to — występowania ciemnych kryształów w bezpośrednim sąsiedztwie pierwotnych wtrąceń eutektyki — było regułą podczas przeprowadzanych badań.

Pow. 500 × Traw. HCl+HF Pow. 500 × Traw. HCl+HF



Rys. 15. Stop MgAl6-L po 32-godzinny wygrzewaniu w 400° i następnym zahartowaniu.

Rys. 16. Stop MgAl10-W po 32-godzinny wygrzewaniu w 400° i następnym zahartowaniu.

4. Możliwy jest następujący schemat wtórnej krystalizacji związku Al_2Mg_3 : w kryształach istnieją pewne, jak gdyby uprzywilejowane, kierunki płaszczyzn; (płaszczyznami tymi w materiale przerobionym plastycznie mogą być płaszczyzny poślizgu). Wydzielanie związku Al_2Mg_3 wydaje się rozpoczynać wzdłuż tych płaszczyzn. Takie założenie uzasadniają mikrofotografie stopu MgAl10 Si-L na rys. 18 i 19. Przy słabym powiększeniu (rys. 18) powtarza się omówione powyżej zjawisko występowania kryształów wytrawionych na ciemno w sąsiedztwie pierwotnego zalegania eutektyki $\alpha + Al_2Mg_3$. Przy silniejszym powiększeniu (rys. 19) widać na tle poszczególnych ziarn równoległe jak gdyby igły, na ogół ciemne, przy dostatecznej zaś ich wielkości — ciemne tylko na brzegach, w środku jaśniejsze. Igły te byłyby zaakcentowaniem i uwidocznieniem, przez wydzielanie związku Al_2Mg_3 , pewnych uprzywilejowanych kierunków płaszczyzn.

Celem upewnienia się, czy igły te nie są rysunkiem trawienia, jedno takie miejsce ustalono na mikroskopie, po czym zeszlifowano i ponownie trawiono. W tym samym miejscu stwierdzono znowu iglaste wydzielanie. Celem ostatecznego upewnienia się o tej postaci wydzielania związku Al_2Mg_3 przeprowadzono taką samą próbę na materiale MgAl10-K. Na rys. 20 widać wyraźnie występujące identyczne, jak w materiale lanym, ciemno zabarwione igły. Po zeszlifowaniu próbki igły różniły się tylko nieco mniejszymi wymiarami.

5. Dalszym stadium wydzielania związku Al_2Mg_3 wydaje się być budowa przypominająca perlit. Widoczne to jest wyraźnie na fotografiach: rys. 21 i 22. Aby sprawdzić, czy uzyskana budowa perlityczna nie powstała przypadkowo, wybrane miejsca szlifów ustalono na mikroskopie, sfotografowa-

no, po czym zeszlifowano i wytrawiono powtórnie. Ta sama budowa wystąpiła w identyczny sposób w tym samym miejscu. Należy przypuszczać, że budowa, przypominająca perlit powstaje w ten sposób z podanej na rys. 19 i 20 budowy iglastej, iż wzdłuż „igieł“ wydziela się związek Al_2Mg_3 , łącząc się w pasemka. Zaleganie wydzielonych pasemek (Al_2Mg_3) w złożu α , daje pozór budowy

Pow. 250 × Traw. HNO₃ Pow. 250 ×. Traw. HCl+HF



Rys. 17. Stop MgAl10-K po zahartowaniu od 400° i odpuszczeniu w 150°.

Rys. 18. Stop MgAl10Si-L hartowany od 420° odpuszczany w 150°.

eutektycznej, czy eutektoidalnej, nie wytłumaczono dotychczas⁸⁾.

6. Wydaje się, że budowa iglasta zapewnia materiałowi najwyższą twardość i wytrzymałość, przy poważnym spadku wydłużenia. Przy dłuższym czasie odpuszczania, aż do całkowitej „pseudo-perlityzacji“ uzyskuje się wytrzymałość i twardość niższą, bez wzrostu wydłużenia. Największe wydłużenie uzyskuje się przy jednorodnej budowie kryształów roztworu stałego.

Pow. 500 ×. Traw. HCl+HF Pow. 500 ×. Traw. HCl+HF



Rys. 19. Stop MgAl10Si-L hartowany od 420°, odpuszczany w 150°.

Rys. 20. Stop MgAl10-K hartowany po 4h ogrzewaniu w 400°, a następnie odpuszczany w 4 godz. w 250°.

5. Wnioski

Najczęstszym dodatkiem stopowym magnezu jest glin, którego zawartość waha się w granicach 4—10%. Dodatek manganu, cynku i kadmu po-

lepsza jakość stopów magnezu, ale przy równoczesnej obecności glinu.

Obróbka termiczna lanych stopów magnezu z glinem polepsza ich własności mechaniczne, jednak nigdy w takim stopniu, jak np. stali; optymalną temperaturą hartowania wydaje się być 400 C, najlepszą temperaturą odpuszczania 150—200 C. Obróbka termiczna stopów przerobionych

Pow. 500×. Traw. HNO₃ Pow. 500×. Traw. HCl+HF



Rys. 21. Stop Mg Al 10 Si-L hartowany od 380°, odpuszczany w 250°.

Rys. 22. Stop Mg Al 10-W hartowany po 4 godz. ogrzewaniu w 400°, odpuszczany 2 godz. w 250°.

plastycznie daje znacznie mniejszy skutek niż obróbka stopów lanych i poza wzrostem wydłużenia żadne inne polepszenie nie zachodzi.

W stopach lanych po obróbce termicznej uzyskano optymalny przyrost wytrzymałości na rozciąganie o 23%, twardości o 40%, przy spadku wydłużenia o 12%, w porównaniu ze stanem hartowanym.

Obserwacje mikroskopowe pozwalają na postawienie następującej hipotezy: Po zahartowaniu stop zostaje przesycony roztworem stałym; przez odpuszczanie następuje wtórne wydzielanie związku Al₂Mg₃. Wydzielanie to rozpoczyna się wzdłuż pewnych jak gdyby uprzywilejowanych płaszczyzn, którymi u stopów przerobionych plastycznie mogą być płaszczyzny poślizgu. Doprowadza to do powstania charakterystycznej budowy „iglastej“, zapewniającej największą twardość i wytrzymałość, przy nieznacznym spadku wydłużenia. Dalsze odpuszczanie powoduje koagulację wzgląd igieł, prowadzącą do budowy żywo przypominającej perlit pasemkowy. W tym stanie stop posiada nieco większe wydłużenie, przy pewnym spadku wytrzymałości i twardości. Wyniki te pokrywają się z wcześniejszymi badaniami angielskich badaczy nad stopami magnezu z kadmem, którzy zjawiska „pseudo-perlizacji“ nie uzasadnili.

Autorzy poczuwają się do milego obowiązku podziękowania Wytwórni Silników Państwowych Zakładów Lotniczych za umożliwienie przeprowadzenia omówionych prób i dostarczenie części materiałów, jak też f-mie E. Mieszczkański, T. Jaroszewski i Spółka za bezinteresowne wykonanie niektórych materiałów do badań.

Literatura

1. G. Grube, *Zeitschrift für anorganische und allgemeine Chemie* 45 (1903), str. 225/37.
2. D. Hanson i M. L. V. Gayler, *Journal of the Institute of Metals* 24 (1920), str. 201/227.
3. W. Schmidt i P. Spitaler, *Zeitschrift für die Metallkunde* 19 (1929), str. 452/55.
4. P. Saldan i M. Zamatorin, *Journal of the Institute of Metals* 48 (1932), str. 221/5.
5. J. L. Haughton i R. J. M. Payne, *Journal of the Institute of Metals* 57 (1935), str. 293/94.
6. L. Aitchison, *Metallurgia* (Manchester) 9 (1934), Nr. 50, str. 49/52.
7. R. Chadwick, *Journal of the Institute of Metals* 39 (1928), str. 285/98.
8. W. E. Prytherch, *Journal of the Institute of Metals* 56 (1935), str. 133/154.
9. E. Schmid i G. Siebel, *Metallwirtschaft* 10 (1931), str. 923/5.
10. W. Mannchen, *Zeitschrift für die Metallkunde* 23 (1931), str. 196.
11. P. Bastien, *Revue de Métallurgie* 30 (1933), Mémoires, str. 478/501 i 528/43.
12. W. Hume-Rothery i S. W. Rowell, *Journal of the Institute of Metals* (1927), str. 137/43.
13. W. Schmidt, *Zeitschrift für die Metallkunde* 19 (1927), str. 452.
14. W. Mannchen, *Zeitschrift für die Metallkunde* 23 (1931), str. 193/96.
15. W. Hume-Rothery, *Journal of the Institute of Metals* 35 (1926), str. 336/47.
16. N. J. Stepanow, *Zeitschrift für anorganische und allgemeine Chemie* 78 (1912), str. 13/17.
17. W. Hume-Rothery, *Journal of the Institute of Metals* 38 (1927), str. 127/131.
18. *Werkstoffhandbuch „Nichteisenmetalle“*.

●●●

Traitement thermique des alliages de magnésium

Sommaire:

Propriétés du magnésium et de ses alliages: résistance, propriétés physiques et chimiques, coulabilité, coupe, inflammabilité. Constituants des alliages de magnésium: aluminium, zinc, manganèse, cuivre, cadmium, silicium et d'autres. Sortes du magnésium employées dans l'industrie. Recherches sur le traitement thermique des alliages en question: méthodes, propriétés mécaniques, structure des alliages. Conclusions.

O badaniu hamulców samochodów i przebiegu hamowania

Inż. H. Wiśniowski, Koło Inż. Samoch. SIMP

Doniosłość należytego działania hamulców. — Niedomagania w tej dziedzinie. — Ogólne rozważania nad przebiegiem hamowania. — Badanie działania hamulców na podstawie pomiarów drogi hamowania i opóźnienia hamowania. — Metody pomiarowe i przyrządy: piąte koło, przyspieszeniomierze. — Badanie prawidłowości działania hamulców na poszczególne koła. — Wybór metody i przyrządu w zależności od celu badania.

SPRAWA należytego działania hamulców samochodów jest jedną z najważniejszych dla bezpieczeństwa ruchu tych pojazdów, zwłaszcza wobec stale wzrastającego nasilenia ruchu oraz tendencji do zwiększania szybkości i ograniczania sygnalizacji dźwiękowej. Stosunkowo do niedawna, również i za granicą, stan hamulców ogółu kursujących samochodów nie odpowiadał ważności tej sprawy. Tak np. w Niemczech jeszcze 6 lat temu obliczano, że 90% kursujących wozów nie posiadało hamulców, działających zupełnie zadowalająco⁵⁾. W Wiedniu na 14 000 samochodów zbadanych w r. 1935, 2 490 wozów nie dopuszczono do ruchu z powodu wadliwie działających hamulców¹¹⁾. O ile jednak stan ten należy już w tych krajach do przeszłości, to dla naszych stosunków — nie mając do dyspozycji podobnych obliczeń — można śmiało na podstawie własnych spostrzeżeń zaryzykować twierdzenie, że conajmniej połowa kursujących obecnie wozów posiada wadliwie działające hamulce.

Przyczyną tego jest zbyt pobieżne traktowanie sprawy, jak również niewystarczająca znajomość nowoczesnych sposobów badania hamulców i samego przebiegu hamowania, przy czym często pierwsza przyczyna wynika pośrednio z drugiej. Brak należytego ujęcia kwestii hamulców daje się zauważyć zarówno ze strony użytkujących, jak i warsztatów naprawczych wzgl. stacyj obsługi oraz niestety i prawodawstwa.

Użytkujących można tutaj najmniej winić, gdyż powinni oni być przede wszystkim pouczeni przez odpowiednie stacje obsługi, a następnie zmuszeni przez prawo do utrzymania hamulców swoich wozów w należytych stanie.

Motoryzacja nasza zaczyna powoli podnosić się z dna swojego upadku i równolegle powinien iść rozwój należyte zorganizowanych i wyposażonych stacyj obsługi, w których sprawa hamulców zostałaby postawiona na odpowiednim poziomie. Powinno skorzystać się naturalnie w odpowiedniej skali, z przykładów zagranicy, w szczególności krajów takich, jak Ameryka czy Niemcy, gdzie nie tylko stacje obsługi samochodów mają osobne działy przeznaczone do badania i naprawy hamulców, ale powstają oprócz tego specjalne stacje, przeznaczone tylko do tego celu, amortyzujące się w ciągu niewielu miesięcy⁵⁾.

Również i prawodawstwo za granicą nie zbywa już obecnie sprawy hamulców ogólnikowo; np. przepisy niemieckie, czy austriackie podają ściśle warunki, określające działanie hamulców, a mianowicie podają minimalne średnie opóźnienie które musi być uzyskane przy hamowaniu samochodu¹⁰⁾, ¹¹⁾. W najnowszym polskim rozporządzeniu o ruchu pojazdów mechanicznych (Dz. U. R. P. Nr. 85, 15/XII. 1937) czytamy tylko, że hamulce mają działać „skutecznie i szybko“, co pozwala

na wysoce subiektywną i zupełnie niejedolitą ocenę ich stanu.

Poniżej mam zamiar omówić proces hamowania w ogóle, jak również sposoby badania wzgl. sprawdzania hamulców.

1. Rozważania ogólne

Energia ruchu samochodu w chwili rozpoczęcia hamowania jest równa pracy, jaką podczas hamowania wykonuje siła hamowania wzdłuż drogi hamowania.

Na energię ruchu samochodu składa się energia masy, będącej w ruchu postępowym i energia mas wirujących, jak koła i połączone z nimi części, o ile naturalnie koła nie są w czasie hamowania unieruchomione („zablokowane“). Na siłę hamowania składa się przede wszystkim siła pochodząca od hamulców i opór powietrza, a o ile koła obracają się, dochodzą jeszcze opory toczenia i wentylacyjne kół, oraz opory tarcia części wirujących, wreszcie ewentualnie siła pochodząca od hamowania silnikiem.

Energia ruchu mas wirujących stanowi tylko bardzo małą cząstkę energii ruchu postępowego i o ile występuje, to równocześnie z oporami toczenia i wentylacyjnymi kół oraz z oporami tarcia części wirujących, które jej przeciwdziałają, i również są stosunkowo bardzo małe. Dla uproszczenia rozumowania pomijamy więc wyżej wymienione wielkości razem z oporem powietrza, grającym przy hamowaniu nieznaczną rolę, przy niezbyt wielkich szybkościach. Co do hamowania silnikiem, to możemy je uważać za działanie pomocniczego urządzenia hamowniczego i mówić krótko o działaniu hamulców samochodu. Założmy jeszcze, że hamowanie odbywa się na drodze poziomej i wprowadźmy oznaczenia:

G (kg) — ciężar całkowity samochodu,

$M \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}^2}{\text{m}} \right)$ — masa samochodu,

g (m/sek²) — przyspieszenie ziemskie 9,81 m/sek²,

v (m/sek), V (km/godz.) — szybkość jazdy,

v_1 , V_1 — szybkość wyjściowa hamowania,

P (kg) — siła hamowania na obwodzie kół,

p (m/sek²) — opóźnienie hamowania,

s (m) — droga,

s_1 (m) — droga hamowania, liczona od chwili wystąpienia opóźnienia,

μ — współczynnik tarcia między oponą a nawierzchnią drogi.

Zatem:

$$\frac{M \cdot v_1^2}{2} = P \cdot s_1 \dots \dots \dots (1)$$

Siła hamowania P jest ograniczona współczynnikiem tarcia μ wzgl. adhezją. W wypadku hamowania wszystkich kół samochodu — a ten tylko wypadek dla krótkości rozważymy — możemy napisać:

$$P_{\text{max. moźl.}} = G \cdot \mu, \quad \dots \quad (2)$$

$$P = \frac{G}{g} \cdot p$$

$$P_{\text{max. moźl.}} = g \cdot \mu \quad \dots \quad (3)$$

Jak wynika z powyższego, maksymalne możliwe opóźnienie hamowania — przy przyjęciu, że siła wywierana na obwodzie kół przez hamulce nie jest mniejsza od siły adhezji — zależy tylko od współczynnika tarcia μ .

Liczne badania stwierdziły, że opóźnienie hamowania p bywa w czasie procesu hamowania stałe¹¹⁾, lub zmienne^{1), 8), 11)}, co może zarówno pochodzić od niejednostajnego działania samych hamulców (np. konstrukcja, zmienny nacisk nogi kierowcy, rozgrzewanie się i t. p.) jak i zmienności współczynnika tarcia w czasie przebiegu hamowania.

Wielkość i zmienność współczynnika tarcia μ zależy — poza oczywiście rodzajem nawierzchni — od tego czy podczas hamowania koła samochodu toczą się, czy są unieruchomione. Dotychczas jest kwestią sporną, w którym wypadku współczynnik ten jest większy, innymi słowy czy prędzej zatrzymamy się, hamując w ten sposób, aby koła toczyły się, czy blokując je. Prawdopodobnie najlepiej oddamy faktyczny stan rzeczy, jeżeli powiemy, że zależy to od nawierzchni. Na nawierzchni gładkiej, dostatecznie śliskiej, zatrzymamy się prędzej, nie blokując kół, gdyż przy unieruchomieniu i ślizganiu się kół, współczynnik tarcia maleje, natomiast na nawierzchni suchej, spoistej i szorstkiej, drogi hamowania będą krótsze przy blokowaniu kół.

Co do zmienności współczynnika tarcia μ w czasie hamowania, to na podstawie dotychczasowych badań należy sądzić, że przy kołach niezblokowanych współczynnik ten praktycznie mało zmienia się¹¹⁾. Dopóki zresztą koła obracają się, pierwszą rolę odgrywa współczynnik tarcia między szcęgami a bębniami hamulców. Natomiast przy kołach unieruchomionych, wzgl. bliskich tego stanu, zmienność ta może być o wiele większa. W pierwszym wypadku wartość współczynnika μ np. na szosie szutrowanej przyjmuje się 0,6; tymczasem niejednokrotnie przy próbach hamowania np. w czasie znanych badań niemieckich w r. 1928¹⁾ otrzymywano maksymalne opóźnienia, przekraczające o wiele wartość 9,81 m/sek², a za tym współczynnik tarcia μ przekraczał wartość 1,0.

Tłumaczy się to tym, że w czasie hamowania i ślizgania się, wskutek wywiązywania się ciepła, guma przechodzi w stan bardziej plastyczny i zachodzi połączenie, rodzaj zazębienia się, między oponą a nawierzchnią jezdni.

Przyjmując opóźnienie hamowania za stałe, wzgl. operując średnią wielkością opóźnienia możemy obliczyć drogę hamowania z wzoru (1):

$$s_1 = \frac{M \cdot v_1^2}{2 \cdot P}$$

podstawiając:

$$M = \frac{G}{g}$$

$$P = \frac{G}{g} \cdot p$$

$$v_1 = \frac{V_1}{3,6}$$

otrzymamy:

$$s_1 = \frac{v_1^2}{2p} \text{ wzgl. } s_1 = \frac{V_1^2}{25,9p} \quad \dots \quad (4)$$

Jak widać z powyższego wzoru, droga hamowania nie zależy od ciężaru wozu, a tylko przy $v_1 = \text{const.}$, od opóźnienia.

Z twierdzeniem tym trudno jest się zazwyczaj pogodzić praktykom, którzy przytaczają jako kontrargument fakt, że trudniej jest zahamować wóz obciążony, aniżeli pusty. Fakt ten jednak bynajmniej nie przeczy powyższemu twierdzeniu, a wytłumaczenie jego jest następujące. Przypuśćmy, że wóz pusty waży dwukrotnie mniej, aniżeli załadowany. Adhezja pustego wozu będzie również dwukrotnie mniejsza. Aby osiągnąć najkrótszą drogę hamowania, musimy osiągnąć maksymalne możliwe opóźnienie, a więc musimy wykorzystać całą siłę adhezji, to zn. wyrzucić na hamulcach siłę, dającą na obwodzie kół $P_{\text{max. moźl.}}$ (p. wzór 2). W wypadku wozu obciążonego adhezja będzie dwa razy większa, aby więc ją wykorzystać całkowicie, musimy wyrzucić — ceteris paribus — na hamulcach siłę dwa razy większą. O ile nie zrobimy tego, to nie osiągniemy maksymalnego możliwego opóźnienia i minimalnej drogi hamowania — takich, jak przy wozie próżnym. Otóż hamulce mogą w wypadku wozu pustego wystarczyć dla wywarcia odpowiedniej siły $P_{\text{max. moźl.}}$, a w wypadku wozu obciążonego mogą już być za słabe i otrzymamy wtedy mniejsze opóźnienie i dłuższe drogi hamowania.

Twierdzenie więc, że droga hamowania nie zależy od ciężaru wozu jest słuszne, a tylko należy je dla ścisłości uzupełnić warunkiem, aby w każdym wypadku siła wywierana na obwodzie kół przez hamulce nie była mniejsza od siły adhezji.

2. Badanie działania hamulców

Przechodząc do właściwego badania działania hamulców samochodu, możemy ocenę tego działania podzielić dwojako:

I. Ocena zdolności hamowania samochodu, jako całości.

Dla określenia jej używa się dwóch wielkości:

- 1) drogi hamowania,
- 2) opóźnienia hamowania.

II. Ocena prawidłowości działania hamulców na poszczególne koła.

W tym celu mierzy się siły hamowania na tych kołach i porównuje się je między sobą.

Metody pomiarowe stosowane do badania hamulców, można podzielić na dwie zasadnicze grupy:

- A. Pomiary na samochodach w ruchu.
- B. Pomiary na urządzeniach stałych.

W wypadku I używa się metody A i B.

W wypadku II nadaje się tylko metoda B.

Omówimy po kolei poszczególne wypadki.

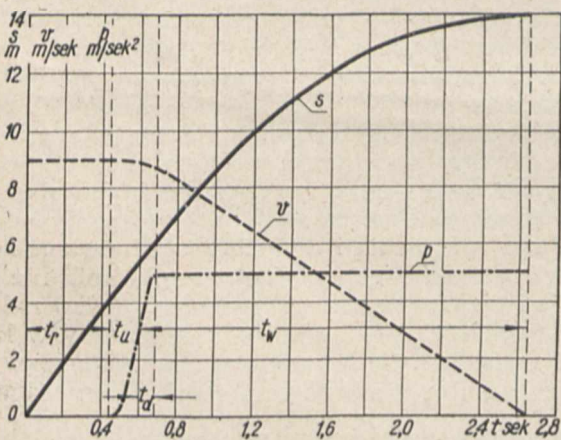
Droga hamowania jako miara zdolności hamowania

Droga, którą samochód przebywa od chwili zauważenia przeszkody przez kierowcę do chwili zatrzymania się, składa się z następujących odcinków:

a) odcinek przebyty w t. zw. czasie reakcji t_r , który upływa od chwili zauważenia przeszkody do chwili naciśnięcia na hamulce. Czas ten według licznych badań wiedeńskiego instytutu samochodowego¹¹⁾ wynosi średnio od 0,4 do 0,6 sek dla normalnych kierowców (t. zn. nie nerwowych, nie przemęczonych etc). Długość więc wymienionego odcinka drogi dostaniemy, pomnożywszy szybkość samochodu (w m/sek) przez czas reakcji, który można przyjąć do obliczeń 0,5 sek.

b) odcinek przebyty w t. zw. czasie uruchomienia t_u upływającym od chwili początku naciskania na pedał hamulca do chwili całkowitego jego wyciśnięcia. Czas ten w wyżej wymienionych badaniach wynosił od 0,15 do 0,25 sek (średnio 0,2 sek).

Odcinek ten wymaga jeszcze bliższego omówienia, co najlepiej przeprowadzić przy pomocy wykresu, otrzymanego w czasie wyżej wymienionych badań, a przedstawiającego przebieg hamowania bez blokowania kół. Dla przeważającej ilości badanych wozów otrzymano analogiczne wykresy.



Rys. 1.

Otóż, po naciśnięciu na pedał hamulca, opóźnienie nie występuje jeszcze od razu z powodu koniecznego luzu na hamulcach; następnie rośnie ono szybko, nawet po osiągnięciu przez pedał końcowego położenia, przy czym szybkość ta zależy od typu hamulców. Wobec tego opóźnienie to nie osiąga w chwili ukończenia czasu uruchomienia t_u swojej maksymalnej, względnie zbliżonej do niej wartości, a dopiero po pewnym dodatkowym jeszcze czasie t_a . Na podstawie tego wykresu autorowie badań radzą przyjąć, że w czasie uruchomienia opóźnienia całkiem nie ma, a po jego upływie od razu występuje ono w swojej maksymalnej, wzgl. zbliżonej do niej wartości.

c) Właściwy odcinek drogi hamowania, przebyty we właściwym czasie hamowania t_w od chwili całkowitego wyciśnięcia pedału hamulca, aż do zatrzymania się pojazdu.

Za drogę hamowania, przyjęto w wiedeńskich badaniach na podstawie powyższych wywodów

tylko odcinek c, oddzielenie jednak odcinka c od b możliwe jest tylko przy użyciu specjalnego urządzenia rejestrującego początek i koniec ruchu pedału hamulca, co bardzo komplikuje pomiar. Obliczenie odcinka b przy pomocy czasu podanego powyżej w p. b (0,2 sek) jest utrudnione o tyle, że w czasie t_u szybkość gwałtownie spada. Dla celów bardziej użytkowych uważa się zwykle za drogę hamowania odcinek c plus b, względnie odlicza się jeszcze drogę przebytą w czasie pokonywania luzu na hamulcach, czyli drogą hamowania jest wtedy droga przebyta od chwili wystąpienia opóźnienia.

Sposoby mierzenia drogi hamowania

Najprostszym sposobem mierzenia drogi hamowania jest mierzenie długości śladu hamowania. Sposób ten jest prymitywny i niedokładny, gdyż z reguły widoczny początek śladu nie jest początkiem czasu hamowania i to powoduje zbyt wielkie błędy.

Drugim sposobem byłoby naciskanie hamulców przy przejeżdżaniu np. linii nakreślonej na jezdni, względnie mijaniu jakiegoś znaku obok drogi. I ten sposób jest bardzo niedokładny, przede wszystkim ze względu na wliczenie „odcinka reakcji“ a do drogi hamowania. Przy szybkości chociażby tylko 40 m/godz, co równa się 11,1 m/sek, odcinek ten wynosi około 5,5 m, przy czym dla uzyskania wielkości dających się porównywać między sobą, wszystkie pomiary musiałyby przeprowadzać jeden kierowca.

Dobrym sposobem mierzenia drogi hamowania jest użycie specjalnego rodzaju pistoletu skierowanego wylotem prostopadle do jezdni, strzelającego nabojami w postaci np. małych, cienkościennych zbiorników, wypełnionych odpowiednią farbą. Oddanie strzału następuje w chwili naciśnięcia hamulca. Drogę hamowania mierzy się tutaj od śladu strzału do wylotu lufy pistoletu przy zatrzymanym pojeździe. Jest to odcinek b plus c.

Naturalnie przy wszystkich powyżej podanych sposobach należy przed pomiarem dokładnie przecechować tachometr wozu dla uchwycenia rzeczywistej szybkości wyjściowej hamowania, którą zresztą również trudno jest z wystarczającą dokładnością odczytać. Podane powyżej sposoby pomiaru są jak widać dość kłopotliwe i zabierają stosunkowo wiele czasu.

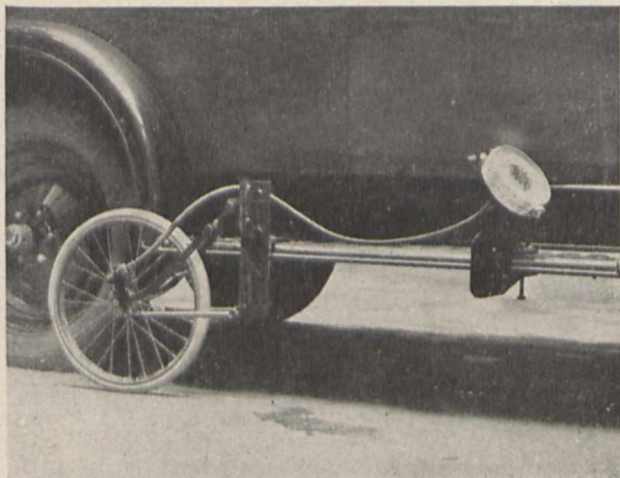
Szybciej, wygodniej i dokładniej można zmierzyć drogę hamowania specjalnym przyrządem t. zw. „piątym kołem“, używanym również do badania przebiegu przyspieszania samochodów. Zasada jego jest następująca: lekkie ogumione koło jest przymocowywane zazwyczaj do stopnia samochodu i przyciskane do drogi odpowiednimi sprężynami. Z koła jest przeniesiony elastycznie napęd na rodzaj odpowiedniego tachometru rejestrującego. Zależnie od tej rejestracji, można podzielić dotychczas znane przyrządy na dwa rodzaje.

Najbardziej znanym przedstawicielem pierwszego typu jest przyrząd niemiecki „Original-Bruhn“ (rys. 2).

Daje on wykres szybkości w zależności od drogi (rys. 3). Możliwym jest również odczyt czasu, gdyż przyrząd pracuje na zasadzie tachometrów, nazwijmy je „wychwytowych“ (Niemcy nazywa-

ją je „Zwangläufige Tachometer“), więc wykres $v = f(s)$ nie jest linią ciągłą, lecz schodkową.

Jeden schodek odpowiada czasowi 2/3 sek, przy czym jedne źródła¹⁾ i instrukcja samej firmy podają, że w czasie wzrastającej szybkości każda



Rys. 2.

linia koncentryczna („pozioma“) i promieniowa („pionowa“) schodka odpowiada czasowi 1/3 sek; w czasie zmniejszającej się szybkości linia koncentryczna schodka odpowiada czasowi 3/6 sek, zaś linia promieniowa czasowi 1/6 sek.

Inne źródła⁴⁾ nie rozgraniczają dwu okresów przyspieszenia i opóźnienia samochodu i podają jako czas odpowiadający każdej linii koncentrycznej schodka 2/3 sek minus czas odpowiadający linii promieniowej schodka, tak jednak mały, że można go pominąć, a mianowicie 1/65 sek.

Ta druga interpretacja wydaje się prawdziwą, gdyż według pierwszej np. w czasie przyspieszenia samochodu, linia schodkowa musiałaby wyglądać w ten sposób, że linia „pionowa“ schodka (p. rys. 3) byłaby pochylona silnie w prawo, tak, aby jej rzut „poziomy“ był co do długości zbliżony do linii koncentrycznej schodka. Tymczasem linia „pionowa“ schodka jest na rzeczywistym wykresie prawie dokładnie promieniowa, co wskazuje na to, że droga, a więc i czas, w których została nakreślona jest bardzo mały w stosunku do czasu odpowiadającego linii koncentrycznej schodka.

Chcąc otrzymać potrzebną do dalszego wykorzystania wykresu linię ciągłą, nie należy prowadzić jej — jak to się często robi — przez środek „schodków“, ale w czasie przyspieszenia pojazdu przez górne kąty tych schodków, a w czasie opóźnienia przez dolne kąty schodków. Tylko wyżej wymienione punkty przedstawiają prawdziwe wartości szybkości, co wynika z opisanego sposobu wskazywania szybkości co pewien odcinek czasu.

Utrzymując przez chwilę przed pomiarem stałą szybkość samochodu, zupełnie dokładnie odczytamy później z wykresu szybkość wyjściową hamowania, natomiast początek hamowania nie będzie z reguły zupełnie dokładnie oznaczony, gdyż tylko przypadkowo może on zejść się równocześnie z momentem, gdy wskazówka jest nastawiona. Błąd wskutek tego powstający zmniejsza-

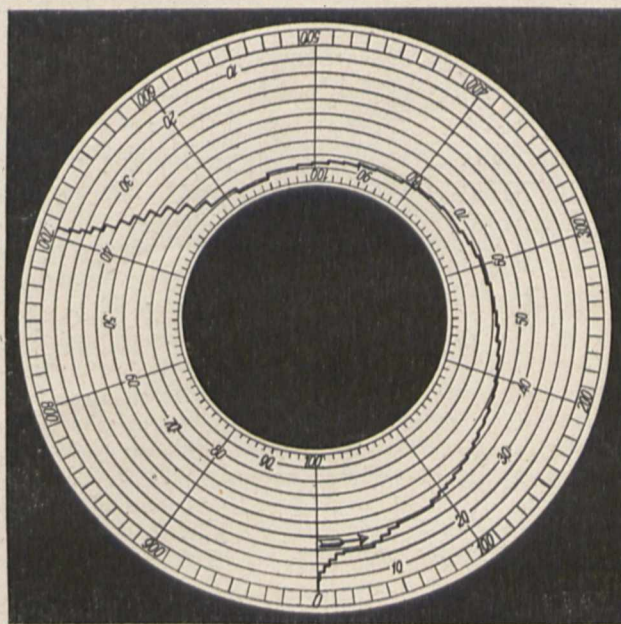
szamy, prowadząc linię ciągłą przez dolne kąty schodków i przyjmując za początek drogi hamowania punkt przecięcia się tej linii z linią szybkości wyjściowej. Mimo to nie można tego błędu zupełnie wyeliminować, wobec czego ten typ „piątego koła“ mniej nadaje się do badań procesu hamowania samochodów, niż do badań przebiegu przyspieszenia, gdzie drogi są (na wyższych biegach) znacznie dłuższe i wskutek tego procentowy błąd odpowiednio mniejszy.

Wymienionych wyżej wad nie posiada drugi typ „piątego koła“, który podaje wykres drogi w zależności od czasu. Rejestracja drogi odbywa się zazwyczaj punktowo, co jakiś mały odcinek np. 250 mm, zaś rejestracja czasu conajmniej co 1/10 sek. Tak więc pomiar początku drogi hamowania, samej drogi i szybkości odbywa się z wielką dokładnością. Przyrządy te są zazwyczaj konstruowane tylko specjalnie dla badań naukowych^{7), 8), 11)} i nie jest mi wiadome, czy jakaś firma produkuje je seryjnie.

Drogą hamowania mierzoną przez „5-te koła“ jest „odcinek właściwy“ c plus „odcinek uruchomienia“ b pomniejszony o drogę przebytą w czasie „luźnego ruchu“ pedału hamulca, czyli innymi słowami droga przebyta od chwili wystąpienia opóźnienia, którą oznaczyliśmy na wstępie literą s_1 .

Opóźnienia jako miara zdolności hamowania samochodu

Drugą wielkością używaną dla oceny zdolności hamowania samochodu jako całości jest średnie opóźnienie hamowania. Wielkość tę należy ściśle zdefiniować, gdyż opóźnienie może być średnie w czasie hamowania $p_{sr,t}$ lub na drodze hamowania $p_{sr,s}$ przy czym dwie te wielkości nie są sobie równe.



Rys. 3.

W pierwszym wypadku zastępujemy ruch samochodu w układzie $v = f(t)$ ruchem jednostajnie opóźnionym, czyli linią prostą o tej samej szybkości wyjściowej v i w tym samym czasie trwania t , natomiast o innej drodze s' . W drugim

wypadku zastępujemy ruch samochodu w układzie $v = f(s)$ ruchem jednostajnie opóźnionym przedstawionym parabolą 2 stopnia o tej samej szybkości wyjściowej v i tej samej drodze s , natomiast czas trwania tego ruchu zastępczego t' będzie inny aniżeli czas ruchu rzeczywistego t .

Aby oba te opóźnienia były równe sobie, musiałyby być jeszcze spełniony warunek aby $s = s'$, wzgl. $t = t'$, przy czym jeden z nich pociąga za sobą drugi.

$$\begin{aligned} s' &= s & t' &= t \\ \frac{v^2}{2 p_{sr,t}} &= \frac{v^2}{2 p_{sr,s}} & \frac{v}{p_{sr,s}} &= \frac{v}{p_{sr,t}} \quad *) \\ p_{sr,t} &= p_{sr,s} & p_{sr,s} &= p_{sr,t} \end{aligned}$$

Dla oceny hamowania odpowiednie jest średnie opóźnienie na drodze hamowania $p_{sr,s}$, gdyż wyprowadziwszy je otrzymujemy tę samą drogę hamowania, co jest ważniejsze, aniżeli czas hamowania. To średnie opóźnienie $p_{sr,t}$ otrzymamy, planimetrując w wykresie $p = f(s)$ powierzchnię, zamkniętą linią przedstawiającą opóźnienie i dzieląc tę powierzchnię przez jej podstawę czyli drogę hamowania s_1 .

Metody mierzenia opóźnienia

Z powyższego przedstawienia sprawy wynika, że dokładną wartość średniego opóźnienia można uzyskać tylko za pomocą przyrządów rejestrujących, a więc „piątym kołem“, przy czym wszystko to, co było powiedziane powyżej o dokładności tych przyrządów obowiązuje oczywiście i w tym wypadku. Obliczenie średniego opóźnienia zabiera dużo czasu, gdyż trzeba z reguły otrzymane wykresy różniczkować, a następnie planimetrować.

Przyrząd „Original-Bruhn“ kreśli wykres szybkości w zależności od drogi $V = f(s)$. Aby otrzymać potrzebny do obliczenia średniego opóźnienia wykres opóźnienia w zależności od drogi $p = f(s)$, musimy wykonać różniczkowanie i mnożenie:

$$p = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = v \cdot \frac{dv}{ds}$$

Dla uniknięcia tego, można przedstawić wykres $v = f(s)$ w podziałce logarytmicznej. Dla stałego p wykres ten przedstawi się jako linia prosta. Wykreśliwszy siatkę równoległych linii prostych dla różnych stałych wartości p , można, wrysowawszy badaną linię $v = f(s)$, odczytać zmienność p ¹⁾.

Drugi typ „piątego koła“ daje wykres drogi w zależności od czasu $s = f(t)$. Dla uzyskania wykresu $p = f(s)$ należy dwukrotnie zróżniczkować wykres $s = f(t)$:

$$p = \frac{d^2s}{dt^2}$$

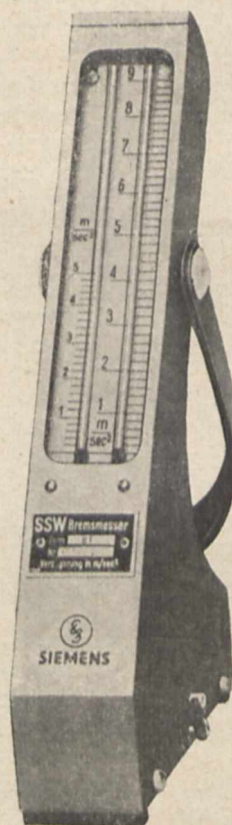
przy czym otrzymamy wykres $p = f(t)$, z którego przy pomocy wykresu $s = f(t)$ sporządzamy wykres $p = f(s)$.

Dla uniknięcia żmudnego postępowania przy obliczaniu opóźnienia średniego, zaczęto dla celów użytkowych stosować przyrządy mierzące wprost opóźnienie. Dla krótkości nazwijmy te przyrządy „przyspieszoniomierzami“, gdyż w zasadzie nadają się one również do mierzenia przyspieszenia

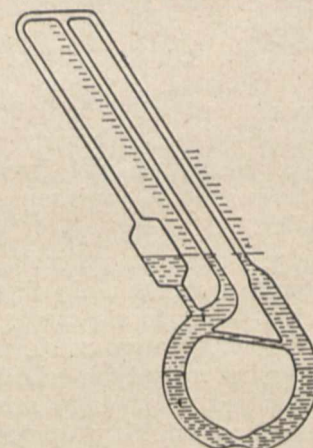
samochoodu, a opóźnienie jest przyspieszeniem ujemnym. Najprostszym takim przyrządem byłoby wahadło. Pod działaniem przyspieszenia siły ciężkości g i opóźnienia ruchu samochodu p , wahadło ustawia się w kierunku wypadkowej pod kątem α . Opóźnienie p obliczyć można z równania $\text{tg } \alpha = \frac{p}{g}$.

Aby otrzymać średnią wartość opóźnienia $p_{sr,s}$, w wypadku, gdy opóźnienie p nie jest stałe, można taki przyrząd połączyć z odpowiednim urządzeniem rejestrującym opóźnienie np. najłatwiej w czasie, gdyż wtedy nie trzeba by używać osobnego koła do rejestrowania drogi. Ale wtedy, dla uzyskania drogi hamowania, musielibyśmy dwa razy całkować uzyskaną krzywą $p = f(t)$. Poza tym przyrządy te muszą posiadać odpowiednie tłumienie, aby znieczulić je na nieuniknione wstrząsy pojazdu w czasie pomiaru. To tłumienie zaś, opóźniając rejestrowanie właściwych wielkości opóźnienia w czasie, zniekształciłoby zupełnie prawdziwy jego przebieg. Wobec tego prof. P. Langer z Politechniki w Aachen zastosował metodę obliczania średniego opóźnienia (i drogi hamowania) z przyspieszenia maksymalnego, zmierzonego przyspieszoniomierzem, posiadającym konieczne tłumienie⁸⁾.

Przyrządem użytym przez prof. Langer'a był najbardziej dziś znany i rozpowszechniony przyspieszoniomierz hydrauliczny f-my Siemens Schuckert - Werke¹⁴⁾, wobec czego podam pokrótce jego zasadę działania jako przedstawiciela tego typu przyrządów (rys. 4).



Rys. 4.



Rys. 4a.

Firma zastosowała zasadę hydrauliczną, aby uniknąć zmienności tłumienia w ciągu czasu używania, jaką to zmienność wykazują przyrządy mechaniczne na skutek zużycia, wyrobienia etc.

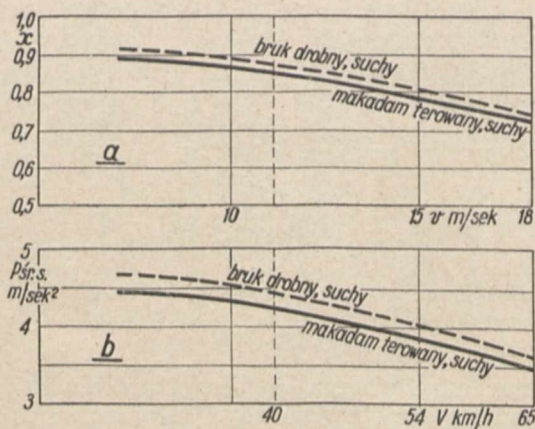
Rurka pierścieniowa jest wypełniona częściowo rtęcią będącą właściwym wahadłem hydraulicznym, częściowo zaś cieczą wskazującą. Rurka ta przechodzi na swych końcach w dwie rurki o ma-

*) Oba ruchy zastępcze są ruchami jednostajnie opóźnionymi i wzór na czas jest dla obu analogiczny.

łym przekroju, aby oddać w powiększeniu ruchy ręki. Przewężenie u dołu rurki pierścieniowej ma na celu wyżej wspomniane tłumienie. Kapilara łącząca oba ramiona rurki pierścieniowej, powoduje ustawienie się po pewnym czasie cieczy wskazującej w obu rurkach w położenie zerowe, w razie, gdyby to na początku nie miało miejsca wskutek ustawienia przyrządu na niezupełnie poziomej płaszczyźnie. Kapilara ta praktycznie nie ma wpływu w czasie krótkiej chwili pomiaru. Trzecia rurka ze stosunkowo wielkim rozszerzeniem służy do dostatecznego uniezależnienia położenia zerowych cieczy wskazującej od rozszerzalności ręki na skutek wahań temperatury. Przyrząd posiada dwie skale, odpowiadające dwóm rurkom z cieczą wskazującą. Na jednej skali odczytujemy opóźnienia pojazdu, na drugiej przyśpieszenia w m/sek².

Wskutek zastosowania koniecznego tłumienia, przyrząd posiada pewne opóźnienie wskazań. Opóźnienie to jest tym większe, im większe jest opóźnienie hamowania i im niższa jest temperatura cieczy. Przy pomiarach przebiegu hamowania, opóźnienie wskazań niema znaczenia, gdyż czasy hamowania są dłuższe, aniżeli czas potrzebny do wzniesienia się cieczy w rurce. Czas ten np. przy opóźnieniu hamowania 6 m/sek² i temp. 10 C wynosi 0,7 sek w najgorszym wypadku tzn., gdy opóźnienie wystąpi nagle w pełnej wielkości.

Z przyrządem tym przeprowadzał prof. Langer badania, mierząc równocześnie „piątym kołem“ szybkości wyjściowe i drogi hamowania i obliczając z nich $f_{\text{śr.s}}$. Hamowanie odbywało się w sposób najkorzystniejszy i o ile można wynioskować, bez blokowania kół, przy czym zawsze silnik był wyłączony. Badania przeprowadzono na drodze brukowanej i szutrowanej, terowanej, w obu wypadkach zupełnie suchej. Wyniki tych badań przedstawiają dwa wykresy na rys. 5, przy czym podano tu tylko wyniki odnośnie do wozów hamowanych na 4 koła, jako jedynie obecnie aktualnych.



Rys. 5.

Stwierdzony związek między przyśpieszeniem maksymalnym, wskazywanym przez przyśpieszeniometer SSW a średnim przyśpieszeniem $p_{\text{śr.s}}$, przedstawia się następująco:

$$p_{\text{śr.s}} = p_{\text{max}} \cdot x,$$

przy czym x zależy od szybkości wyjściowej hamowania.

Zmniejszanie się wartości x ze wzrostem szybkości wyjściowej tłumaczy się na podstawie wykresu 5b. Widzimy tam, że średnie opóźnienie $p_{\text{śr.s}}$ (zmierzone piątym kołem) zmniejsza się ze wzrostem szybkości wyjściowej hamowania wskutek większego rozgrzewania się hamulców w następstwie dłuższego trwania hamowania⁹⁾. Przyspieszeniometer natomiast pokazuje maksymalną wartość opóźnienia, występującą widocznie wtedy, kiedy hamulce są jeszcze stosunkowo zimne. Średnie więc opóźnienie $p_{\text{śr.s}}$ więcej się zmienia z szybkością wyjściową, a opóźnienie maksymalne p_{max} mało, wobec czego stosunek x maleje.

Zmienność współczynnika x w zależności od szybkości wyjściowej jest stosunkowo mała, co daje jeszcze jedną dogodność tej metody dla celów praktycznych, a mianowicie uwalnia nas od bardzo dokładnego określania wyjściowej szybkości hamowania samochodu.

Wyżej podane badania prof. Langer'a odnoszą się do jednego tylko wozu hamowanego na 4 koła. Podobne zresztą jakościowo wyniki osiągnął prof. Langer z drugim wozem hamowanym na dwa koła. Widać z nich, że opóźnienie nie było stałe w czasie procesu hamowania, gdyż miało maksymalną wartość. Ogólnie biorąc wynika z tych badań, że zarówno $p_{\text{śr.s}}$ zmniejsza się z v_1 , jak i p zmienia się w czasie przebiegu hamowania.

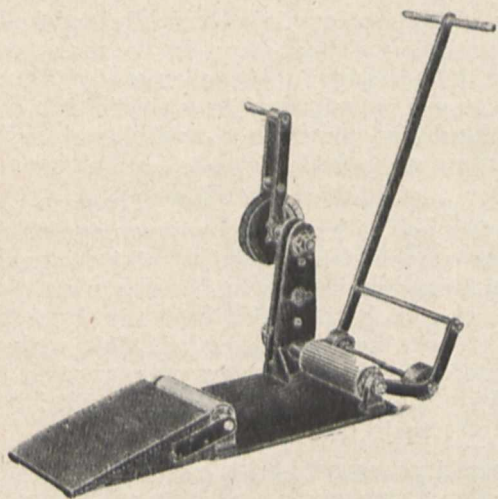
Nowsze i przeprowadzone na wielkiej ilości wozów badania wiedeńskiego instytutu samochodowego¹¹⁾ potwierdziły te wyniki, uzależniając je od użycia na okładziny hamulcowe gorszego materiału, którego współczynnik tarcia mała silnie z temperaturą, względnie od zaoliwienia okładzin. W przeważającej ilości natomiast wypadków hamowania bez blokowania kół, stwierdzono zarówno stałą wartość $p_{\text{śr.s}}$ w zależności od v_1 (badano do $V_1 = 60$ km/godz), jak i stałą wartość p w czasie przebiegu hamowania.

Przypuśćmy, że to ma miejsce w samochodzie, którego hamulce mamy zbadać. Wówczas wskazane przez przyśpieszeniometer opóźnienie będzie i maksymalnym i średnim. Mnożąc je przez współczynnik x , dostaniemy mniejszą wartość opóźnienia średniego i wyliczymy z niego dłuższą drogę hamowania (ze wzoru 4), niż to ma miejsce w rzeczywistości, na co oczywiście można się zgodzić, jeżeli badanie ma na celu kontrolę działania hamulców ze względu na bezpieczeństwo jazdy.

Metoda prof. Langer'a tym bardziej nie straciła swej aktualności pod względem użyteczności praktycznej, że jak wykazały badania wiedeńskie, nawet w wypadku, gdy opóźnienie jest prawie stałe w czasie procesu hamowania, to przyśpieszeniometer SSW wskazuje za duże wielkości ($x =$ średnio 0,87 w zakresie temp. 10 C ÷ 25 C); prawdopodobnie jest to skutek przechylania się wozu ku przodowi w czasie hamowania, co w metodzie prof. Langer'a jest już sumarycznie uwzględnione.

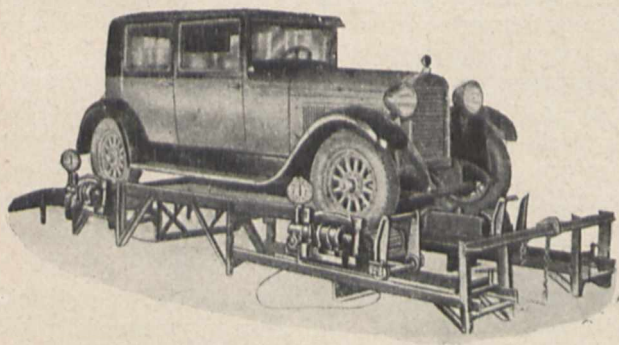
Oprócz opisanych przyśpieszeniometerzy istnieje szereg analogicznych przyrządów mechanicznych i hydraulicznych, jak np. angielski Tapley, amerykański Stopmeter, francuski H. M. P., austriacki V. A. itd., których opisywać na tym miejscu nie będziemy.

Prawidłowość działania hamulców na poszczególne koła można ocenić tylko, mierząc siły hamowania na poszczególnych kołach i porównując je między sobą. Do takiego badania są konieczne specjalne urządzenia stałe, których również istnieje bardzo wiele, a których główna zasada działania jest przeważnie jednakowa. Polega ona na tym, że zahamowane koło obracamy przy mniejszych urządzeniach siłą ręki, przy większych silnikiem elektrycznym i mierzymy siłę potrzebną do tego obracania wzgl. opór jaki stawia koło. Metoda ta pozwala oprócz tego stwierdzić rozmaite inne nieprawidłowości hamulców.



Rys. 6.

Rys. 6 przedstawia urządzenie G. E. Bradbury, pochodzenia amerykańskiego. Jest to urządzenie z napędem ręcznym, stosunkowo małe i tanie. Koło samochodu spoczywa na dwu rowkowanych walcach, jednym luźnym, drugim napędzanym, obracającym koło. Siłę hamowania odczytuje się na podziałce dynamometru, umieszczonego przy korbie ręcznej.

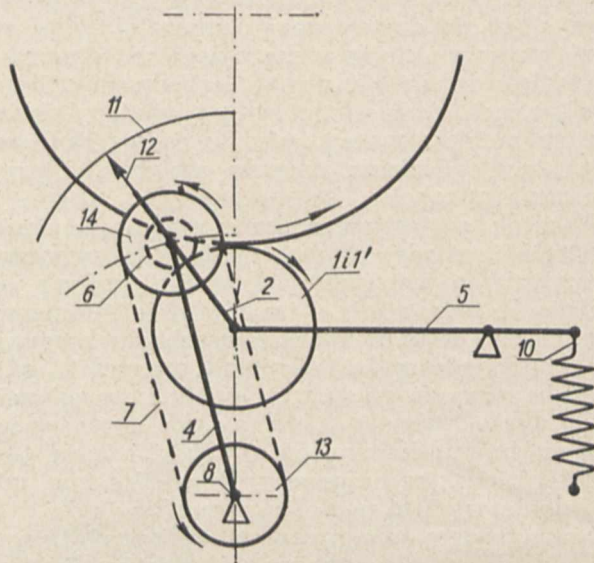


Rys. 7.

Rys. 7 przedstawia również amerykańskie urządzenie Bendix-Cowdrey z napędem elektrycznym. Składa się ono z czterech zupełnie osobnych agregatów, których można używać pojedynczo, badając po kolei każde koło, lub — jak to jest przedstawione na rysunku — łącząc cztery (lub dwa) zespoły w jedną całość. Tworzy to już wtedy stację do badania hamulców, pozwalającą na bardzo szybkie przeprowadzenie badania. Siłę hamowania odczytuje się tu na tarczy dynamometru połączonego z rodzajem wahliwie umieszczonej skrzynki przekładniowej o stałej przekładni, przez którą elek-

tromotor napędza jeden z rowkowanych walców, podpierających koło. Dynamometr mierzy więc siłę pochodzącą od momentu reakcyjnego wymienionej wahliwej skrzynki.

Opiszę jeszcze krótko angielskie urządzenie do badania hamulców firmy Heenan & Froude, gdyż urządzenie to jest bardzo oryginalne, a opisu jego nie spotkałem dotychczas w literaturze technicznej. Rys. 8 przedstawia schemat działania tego urządzenia, zaś rys. 9. podłużny przekrój i boczny

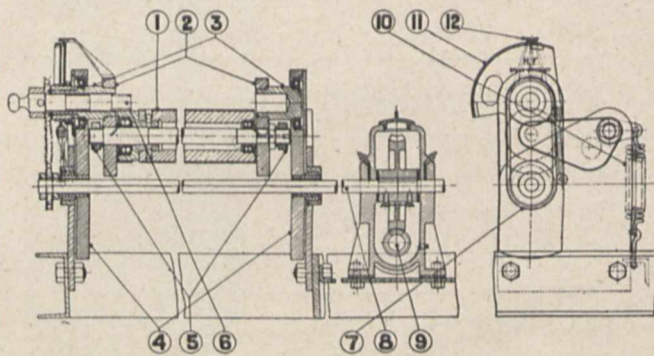


Rys. 8.

widok jednego z agregatów, które również można łączyć po dwa lub cztery.

Zasada działania jest następująca:

Opona koła samochodu toczy się po bębnie rowkowanym 1, który jest napędzany w czasie badania hamulców silnikiem elektrycznym przez wał 8, koło 13, łańcuch 7 i koła 14, 6 i 1'. Sprężyna 10 służy do wyważenia urządzenia.



Rys. 9.

Po naciśnięciu hamulców, koło samochodu przyhamowuje bęben rowkowany, wskutek czego koło 6 usiłuje potoczyć się po kole 1' w lewo pod działaniem siły reakcji, równej teoretycznie sile hamowania. Ruch koła 6 powoduje odchylenie w lewo ramienia 4, czemu przeciwdziałają ciężar spoczywający na bębnie 1, równy części ciężaru samochodu, przypadającej na dane koło.

Z ramieniem 2 jest sztywno połączona wskazówka 12, która na skali 11 podaje siłę hamowania w procentach ciężaru przypadającego na dane koło. Z tego wynika, że na urządzeniu tym należy

badać wóz z pełnym obciążeniem, zaś przy niepełnym obciążeniu odpowiednio to uwzględnić.

Wyżej opisane urządzenia mierzą, ściśle biorąc, siłę potrzebną do obracania koła danym urządzeniem, która równoważy się z oporami własnymi tych przyrządów, oporami toczenia koła samochodu na walcu i siłą hamowania wywartą na obwodzie koła przez hamulec. Dwie pierwsze wielkości, jako bardzo małe w stosunku do trzeciej, możemy pominąć.

Dodając maksymalne siły hamowania czterech kół, otrzymamy maksymalną siłę hamowania całego samochodu. Siła hamowania dla każdego poszczególnego koła nie może w ruchu samochodu przekroczyć siły adhezji i dlatego możemy sumować tylko wielkości co najwyżej równe sile adhezji.

Jeżeli zmierzona maksymalna siła na jakimś kole przekracza siłę adhezji, oznacza to, że koło to będzie blokowane w czasie hamowania i nadwyżka tej siły hamowania nad siłą adhezji nie poprawi wcale ewentualnego braku siły hamowania na innym kole.

Ze zmierzonej maksymalnej siły hamowania możemy wyliczyć maksymalne opóźnienie hamowania dla danych hamulców:

$$p_{\max.} = \frac{P_{\max.}}{M} = \frac{P_{\max.}}{G} \cdot g.$$

Na urządzeniu H & F odczytujemy wprost stosunek $\frac{P'_{\max.}}{G'}$ dla każdego koła, ale należy pamiętać

o tym, że średnia arytmetyczna odczytów dla czterech kół pomnożona przez całkowity ciężar samochodu nie da nam prawdziwej całkowitej siły na hamulcach. Należy wyliczyć siły osobno dla każdego koła i zsumować je.

Wstawiwszy wyliczoną z $P_{\max.}$ maksymalną wartość opóźnienia, co najwyżej jednak równą $g \cdot \mu$ (p. wzór 3) we wzór 4:

$$s_1 = \frac{v_1^2}{2p}$$

otrzymamy teoretyczną, najkrótszą możliwą drogę hamowania w czasie ruchu wozu. Chcąc jednak otrzymać wynik bardziej prawdopodobny, należałoby w powyższy wzór wstawić jakąś wartość średnią opóźnienia $p_{sr.s}$. Do przeliczenia $p_{sr.s}$ z $p_{\max.}$ można z wystarczającą dla praktyki dokładnością*) użyć współczynnika x prof. Langerera (rys. 5a).

3. Wybór metody badania

Na koniec pozostają do omówienia wybór metody i kryteriów oceny, jak również przyrządów pomiarowych w zależności od celu, do jakiego badania mają służyć.

Pod tym względem możemy je podzielić trojako: na badania naukowe, badania w celach użytkowych przy regulacji i naprawie hamulców oraz badania kontrolne organów bezpieczeństwa ruchu.

1) Badania naukowe, poszukiwawcze, mogą być oczywiście bardzo rozmaite, zasadniczo jednak idą one w kierunku oceny hamulców jako całości. Dla celów tych nadają się tylko aparaty najdokład-

niejsze bez względu na pewne niedogodności, jak większa strata czasu, trudność manipulacji etc. Należy więc wybrać, jako zasadniczy przyrząd „piąte koło“ (drugiego typu), kreślące dokładnie drogę i czas. Pomiary należy przeprowadzać na drodze o możliwie najrówniejszej nawierzchni, aby uniknąć drgań koła, mogących powodować błędy. W miarę potrzeby uzupełnia się aparaturę przyrządami zupełnie specjalnymi.

2) Dla stacyj obsługi, względnie warsztatów naprawczych najodpowiedniejsze są metoda i urządzenie, pozwalające na pomierzenie siły hamowania na każdym kole, gdyż tylko w ten sposób można sprawdzić należycie wyregulowanie hamulców, względnie wyregulować je. Poza tym tylko te urządzenia pozwalają na wykrycie innych niedokładności w działaniu hamulców. Wreszcie urządzenia te działają szybko i pewnie.

Hamulce powinno się tak regulować, aby maksymalne przyspieszenie $p_{\max.}$ wyliczone z sumy maksymalnych sił hamowania na wszystkie koła $P_{\max.}$ (p. wyżej) było mniej więcej równe $g \cdot \mu = 6 \text{ m/sek}^2$ (po wstawieniu $\mu = 0,6$ dla szosy zwirowanej). Dla uniknięcia zbyt łatwego blokowania kół nie powinno przekraczać się znacznie tej wartości. Różnice w sile hamowania dla kół na jednej osi nie mogą przekraczać 15%. Hamulców nie należy regulować tak, aby tylne koła hamowały silniej niż przednie jak to się praktykuje, powodując się większym obciążeniem tylnej osi. W czasie hamowania ciężar przenosi się w kierunku osi przedniej*), wobec czego najlepiej i najprościej regulować hamulec jednakowo na tył i przód.

3) Kontrola organów bezpieczeństwa ruchu może oczywiście stosować tylko ocenę działania hamulców jako całości. Wielkością sprawdzającą, jak powiedziano powyżej, może być albo droga hamowania, albo opóźnienie hamowania. Pomiar drogi hamowania da się bezwzględnie przeprowadzić dokładniej, lecz należy tu użyć „piątego koła“ przy czym dla otrzymania drogi hamowania nie trzeba przeprowadzać żmudnych rachunków, względnie różniczkowania wykresłnego, jak to ma miejsce z wyliczaniem opóźnienia. „Piąte koło“ posiada jednak inne niedogodności w zastosowaniu do tego celu a więc: wysoka cena, zabiera stosunkowo dużo miejsca, wymaga montowania na każdy badany samochód, specjalnych papierów wykresowych etc., dlatego należy jako wielkość sprawdzającą wybrać opóźnienie hamowania, a do pomiaru jego, aparaty bezpośrednio wskazujące czyli przyspieszoniomierze.

Z będących obecnie do dyspozycji przyrządów, najodpowiedniejszym jest przyspieszeniomierz SSW, dla którego metoda pomiarowa jest już opracowana i sprawdzona. Można by również bez specjalnych trudności przeprowadzić odpowiednio

*) Ciężar zwiększający obciążenie przedniej osi w czasie hamowania można obliczyć ze wzoru otrzymanego z równania momentów sił działających na wóz:

$$G'_p = \frac{G}{g} \cdot p \cdot \frac{w}{l},$$

gdzie oznaczają:

w [m] — wysokość środka ciężkości wozu od ziemi,
 l [m] — rozstęp osi.

Pozostałe oznaczenia jak wyżej.

*) Współczynnik ten uwzględnia jeszcze, jak podano wyżej, błąd przyspieszeniomierza SSW wskutek pochylenia się wozu do przodu w czasie hamowania.

pomiary i badania kwalifikacyjne jakiegóś dobrego aparatu, wyprodukowanego w kraju.

Przed podaniem ścisłych cyfrowych wielkości, należy jeszcze ustalić warunki badania. Otóż żądania stawiane przez niektóre zagraniczne przepisy, aby sprawdzanie hamulców odbywało się z maksymalnej szybkości jest niewłaściwe dlatego, że jest to w pierwszym rzędzie niebezpieczne, a po drugie jest to nieraz kłopotliwe ze względu na miejsce do tego potrzebne. Wiadomo z poprzednich wywodów, że opóźnienie hamowania w zależności od szybkości wyjściowej albo jest stałe, albo zmienia się według prawa znanego z dostateczną dla praktyki dokładnością. Wobec tego będzie racjonalne ustalić szybkość wyjściową badania na 40 km/godz, to jest szybkość jazdy po mieście, gdzie hamulce najczęściej są w użyciu. Wóz powinien mieć pełne obciążenie według omówienia tej sprawy na początku niniejszego artykułu. Droga powinna być pozioma, sucha, najlepiej żwirowana lub betonowa, o równej nawierzchni.

Minimalna dopuszczalna wartość opóźnienia średniego $f_{sr.s}$, otrzymana w tych warunkach — biorąc pod uwagę możliwe do osiągnięcia opóźnienie — nie powinna być mniejsza od 4 m/sek² dla hamulców na cztery koła. Droga hamowania s_1 wynosi wtedy 15,4 m.

Przepisy np. niemieckie podają niższe wartości minimalnego średniego opóźnienia¹⁰⁾. Tłumaczy się to tym, że wymagają one badania hamulców z maksymalnych szybkości, przy których średnie opóźnienia są mniejsze (p. rys. 5b), a oprócz tego uwzględniają też wozy hamowane tylko na dwa koła.

Jeżeli do pomiarów użyjemy przyśpieszoniemierza SSW, to według rys. 5a powinien on pokazać opóźnienie nie mniejsze niż $4/0,86 = \text{ok. } 4,6 \text{ m/sek}^2$. W tym wypadku występuje jeszcze jedna korzyść przyjęcia szybkości wyjściowej 40 km/godz., gdyż wtedy współczynnik korekcji dla aparatu SSW jest praktycznie taki sam, zarówno według badań prof. Langer'a, jak i wiedeńskiego instytutu samochodowego.

Literatura

- 1) Neuzeitliche Automobil - Wertung, ADAC, Berlin 1929. Springer.
- 2) Kritik der gesetzlichen Bestimmungen über die Bremsfähigkeit von Kraftwagen, Dr. Deiters, A.T.Z. 1930.
- 3) Automobiltechnisches Handbuch, R. Bussien, Berlin 1931, Krayn.
- 4) Arbeitsweise Bruhnschen Bremswegschreibers und richtige Auswertung der Diagramme, Dipl. Ing. F. Barth u. K. Pohle. A. T. Z. 1932.
- 5) Bremsendienst, Dipl. Ing. W. Loewentahl, Halle a. d. S. 1933. Boerner.
- 6) Deutsche Motorwacht, paźdz. 1933.
- 7) Fahrbeschleunigung von Kraftfahrzeugen, Prof. P. Langer, Arch. f. Wärmewirt. 1934.
- 8) Prüfung der Bremswirkung an Kraftfahrzeugen, Prof. P. Langer. Z. V. D. I. 1934.
- 9) Einfluss des Betriebszustandes auf die Wirkung von Kraftwagenbremsen, Dr. Ing. G. Müller, Z. V. D. I. 1934.
- 10) Bremsenprüfung nach den neuesten gesetzlichen Vorschriften. Dipl. Ing. W. Langguth, Deutsches Autrecht 1935.
- 11) Der Bremsvorgang, R. Schuster u. P. Weichsler, A. T. Z. 1936.
- 12) Der Bremsweg, Dipl. Ing. E. A. Wedemeyer, A. T. Z. 1936.
- 13) Automobiltechnisches Jahrbuch - Stuttgart 1937.
- 14) Katalogi firmy Siemens - Schuckert - Werke.

•••

Sur les essais des freins d'automobiles et du procès du freinage

Sommaire:

L'importance du travail correct des freins. Défauts des freins. Considérations générales sur le freinage. Essais de l'action des freins basés sur la détermination de la voie de freinage et du retard du freinage. Méthodes et appareils d'essais; 5-me roue, accéléromètres. Essais de l'action des freins sur chaque roue. Choix de la méthode et de l'appareil suivant le but de l'essai.

PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH

LOTNICTWO

Samolot stratosferyczny Lockheed XC-35

Departament lotnictwa wojskowego USA ogłosił wyniki próbnego lotu samolotu podstratosferycznego Lockheed. Samolot ten został zbudowany w ciągu ub. roku w zupełnej tajemnicy na zamówienie departamentu.

Na trasie 352 km przebytej w 38 minut, osiągnięto szybkość maksymalną 560 km/godz. Załogę stanowiło dwóch pilotów i dwóch obserwatorów. Cały przelot odbył się na wysokości 5 700 ÷ 6 400 m, bez aparatów tlenowych i krępujących ubrań ogrzewanych, dzięki szczelnej kabine.

Konstrukcja tego płatowca różni się zasadniczo od konstrukcji znanych typów komunikacyjnych samolotów Lockheed. Kabina jest zaopatrywana w powietrze z kompresorów. Silniki Pratt & Whitney „Wasp“ są wyposażone w sprężarki, zwiększające ciśnienie ładowania na wysokości.

Na podstawie osiągniętych wyników wytwórnia Lockheed jest zdania, że już w niedalekiej przyszłości będzie możliwe zbudowanie samolotów handlowych, zdolnych do latania na tych wysokościach z taką samą szybkością. W ten sposób zostanie zrealizowana komunikacja, zapewniająca prawie dwukrotne zmniejszenie czasu przelotu, bez jakiegokolwiek niewygody (w postaci maski tlenowej lub ubrania szczelnego) dla pasażerów.

Cały szereg zagadnień związanych jest z przygotowaniem i budową takiego samolotu. Rozwiązaniu tych zagadnień poświęcono wiele pracy i przeprowadzono setki doświadczeń. Oto najważniejsze z tych problemów:

A) Zagadnienia konstrukcyjne:

1) Kształt, typ i wymiary kadłuba. Współczynnik bezpieczeństwa. Kabina powinna być kołowo cylindryczna z dwoma półkulistymi końcami. Wymiary kabiny, o ile możliwości, duże. Współczynnik bezpieczeństwa 1,5 jest wy-

starzejący. Okna winny być automatycznie uszczelniane w wypadku uszkodzenia.

2) Szczelność — nitowanie nitami większymi i w znacznej odległości dla przeniesienia naprężeń i małymi — blisko siebie — dla szczelności.

3) Odształcenia pod wpływem ciśnienia — nieznaczne.

4) Naprężenia termiczne — pożądane przyjęcie mniejszej wytrzymałości materiałów używanych, ze względu na niskie temperatury.

5) Spadek ciśnienia w wypadku uszkodzenia uszczelnień — należy przewidzieć specjalne wentyle, zwiększające wydajność sprężarki. Nagły spadek ciśnienia na krótki czas jest nieszkodliwy dla ludzi.

B) Zagadnienia mechaniczne:

1) Drzwi — otwierane do wnętrza. Dla zrównoważenia różnicy ciśnień zastosować sprężyny.

2) Uszczelnienie linii sterujących — winno być najprostsze. Wypróbowano uszczelnienie ślizgowe, utworzone z rurki brązowej, przylutowanej do linki, uszczelnionej oliwą i zabezpieczone od zamarznięcia.

3) Zamarzanie okien — mechaniczne oczyszczanie jest niewystarczające. Należy skierować na okna ogrzane powietrze ze sprężarki.

4) Klapy automatycznego zamykania okien w razie uszkodzenia (na samolotach handlowych instalowanie takich urządzeń jest niepotrzebne).

5) Wpływ ciśnienia w kabinie na przyrządy pokładowe — przyrządy muszą być umieszczone w skrynce uszczelnionej od strony kabiny, a połączonej z atmosferą.

C) Zagadnienia dotyczące utrzymywania ciśnienia w kabinie:

1) Sprężarka — napędzana motorkiem elektrycznym lub silnikiem spalinowym; pożądane dwa zespoły niezależne. Powietrze musi być oczyszczone.

2) Wentyle sprężarki mogą być sterowane bezpośrednio ciśnieniem w kabinie lub za pomocą serwowatora; zawory zwrotne muszą zabezpieczyć od wypływu powietrza przez sprężarkę, zawory bezpieczeństwa — nie dopuścić do określonego ciśnienia maksymalnego.

D) Zagadnienia fizjologiczne:

1) Zapotrzebowanie powietrza — 100÷200 l na minutę i pasażera;

2) ciśnienie — wydaje się wystarczające utrzymywanie ciśnienia odpowiadającego 2500 m wysokości.

Inne zagadnienia, jak: projekt zapasowej instalacji tlenowej, regulacja temperatury i wilgotności oraz wentylacji, mogą być rozwiązane tylko po próbach w locie. (*Aircraft Engineering*, zes. 109, *Les Ailes*, zes. 868).

W. D.

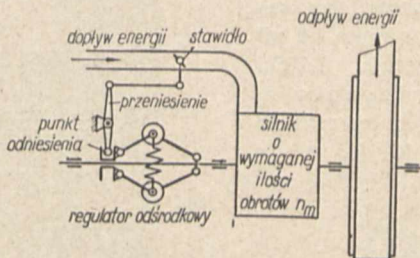
MECHANIKA

Ogólna teoria regulacji

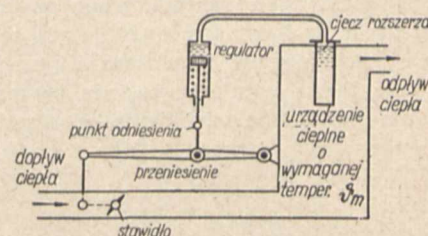
Przed kilkudziesięciu laty termin „regulator“ oznaczał dwie ciężkie kule umieszczone na pionowym wale maszyny parowej. Z rozwojem budowy maszyn cieplnych, a zwłaszcza silników spalinowych, regulator ulegał wielu zmianom i ulepszeniom, ale do niedawna jeszcze znajdował on zastosowanie niemal wyłącznie w dziedzinie silników, a pojęcie „regulacji“ związane było ściśle z ilo-

ścią obrotów maszyny. Obostrzenia wymagań co do jakości i dokładności wytworów przemysłowych, zwiększenie sprawności przebiegów produkcyjnych oraz dążenie do zwiększenia bezpieczeństwa pracy prowadzą obecnie do coraz szerszego stosowania regulacji w różnych dziedzinach techniki.

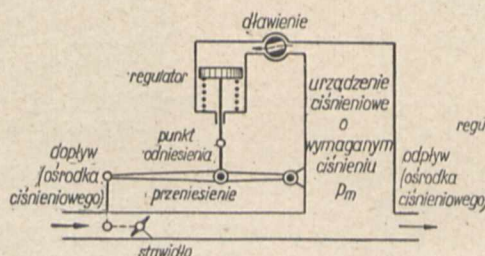
W. Schmidt podaje w Z. VDI zasady nowej, ogólnej teorii regulacji bezpośredniej (w przeciwstawieniu do pośredniej, tj. posługującej się serwowatorem), zasto-



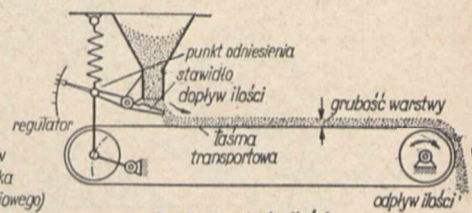
Rys.1. Regulacja ilości obrotów



Rys.2. Regulacja temperatury



Rys.3. Regulacja ciśnienia



Rys.4. Regulacja ilości.

Rys. 1—4.

Schematy urządzeń regulacyjnych.

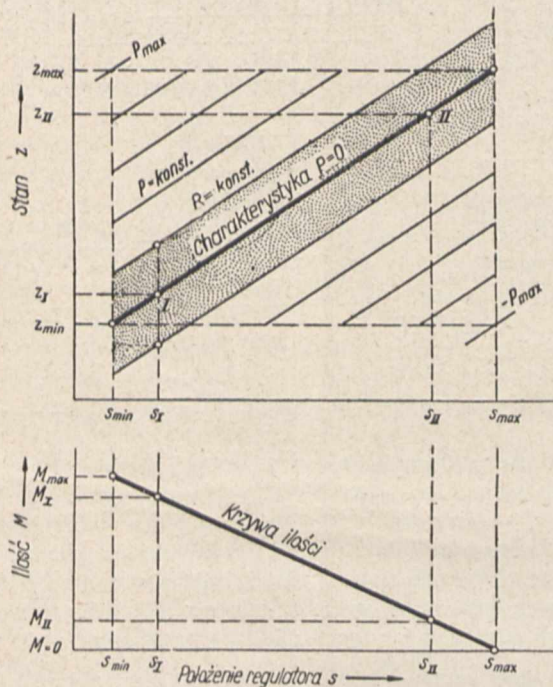
wanej nie tylko do liczby obrotów, lecz również do temperatury, ciśnienia i ilości. Rys. 1—4 podają schematy działania urządzeń regulacyjnych w czterech wymienionych zastosowaniach. Jak widać z tych schematów, we wszystkich przypadkach można ustalić pewne wspólne podstawowe pojęcia, na których można oprzeć ogólną teorię regulacji w szerszym ujęciu, niż dotychczas znane.

Układ regulowany (maszyna, piec, zbiornik itp.) posiada pewien stan wymagany (liczba obrotów maszyny, temperatura pieca, ciśnienie zbiornika itp.). Do układu doprowadzana jest w jednostce czasu pewna wielkość — dopływ, oraz odprowadzana inna wielkość — odpływ. Wielkościami, o których mowa, mogą być ilości energii (mechanicznej, elektrycznej, cieplnej, chemicznej), lub ilości materii (gazu, płynu, ciał stałych). Układ znajduje się w stanie równowagi, jeśli dopływ jest równy odpływowi. Zadaniem regulatora jest utrzymywanie tego stanu równowagi.

W większości wypadków regulator oddziałuje na dopływ, dostosowując go do każdorazowego odpływu, może być jednak i przeciwnie. Aby umożliwić to oddziaływanie, musi być każdemu położeniu regulatora s podporządkowana pewna określona ilość dopływu M_{do} ; zależność $M_{do} = f(s)$ nazywa autor krzywą ilości. W najprostszym wypadku jest to linia prosta (rys. 6).

Aby regulator mógł samoczynnie zajmować położenie, w którym dopływ byłby dostosowany do odpływu, musi on reagować na odchylenia od stanu równowagi. Każdemu stanowi układu z musi więc odpowiadać pewne położenie regulatora s, przy którym znajdowałyby się on w równowadze. Tę zależność $z = f(s)$ nazywa autor charakterystyką regulatora (rys. 5). (Ma ona inne znaczenie, niż znana z teorii regulatorów odśrodkowych charakterystyka Tolle'go). W najprostszym wypadku będzie ona również linią prostą. Podstawową cechą regu-

latora jest jego zdolność do powracania w położenie równowagi, określone wspomnianą powyżej charakterystyką. Czym dalej odsuniemy regulator od położenia równowagi, tym większa będzie siła ustalająca, która stara się przesunąć go z powrotem do położenia równowagi. Powrotowi regulatora do położenia równowagi przeciwdziałają siły tarcia R , na które składa się tarcie własne regulatora i tarcie przekładni. Na rys. 5 linie $P = \text{const.}$ odpowiadają stałym wielkościom siły ustalającej; przestrzeń zakropkowana przedstawia zaś zakres tarcia, w którym siły ustalające są mniejsze od sił tarcia mechanizmów regulatora i przeniesienia. Dzięki istnieniu tarcia regulator posiada pewną nieczułość, tzn. nie reaguje na odchylenia od stanu z , mieszczącego się w granicach zakresu tarcia.

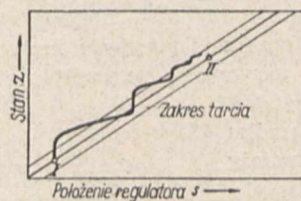


Rys. 5—6. Charakterystyka regulatora i krzywa ilości.

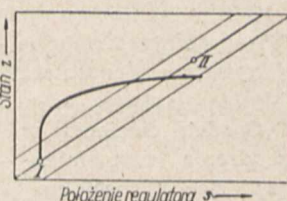
Najważniejszą cechą regulatora, decydującą o jego zdatości do pracy, jest zachowanie się jego przy przejściu od jednego stanu równowagi do drugiego przy nagłej zmianie stanu z (punkty I i II na rys. 7—10). Do osiągnięcia należytego zachowania się regulatora w tym wypadku nie wystarczy proste statyczne obliczenie regulatora, gdyż gra tu rolę cały szereg czynników związanych z jego ruchem.

W idealnym przypadku przejście od stanu I do stanu II odbyłoby się po linii charakterystyki; w rzeczywistości droga przejścia będzie zawsze od tej linii odbiegać; przejście do nowego stanu równowagi odbywa się zawsze wahaniami, które — zależnie od różnych czynników — przybierają jedną z form, podanych na rys. 7—10. Czynniki, które mają wpływ na charakter przebiegu regulacji, są: 1) szybkość reagowania regulatora na zmiany stanu; szybkość ta jest w regulatorze odśrodkowym, połączonym stale z maszyną, nieskończona wielka, lecz np. w regulatorze temperatury jest skończona, gdyż polega na zjawisku przepływu ciepła; 2) częstotliwość własna wahań regulatora, wynikająca z wielkości siły ustalającej i masy biorącej udział w ruchu regulatora; 3) czas napełniania układu regulowanego, który wyraża się stosunkiem pojemności układu (w granicach stanu $z_{\text{max.}}$ — $z_{\text{min.}}$) do największego dopływu w jed-

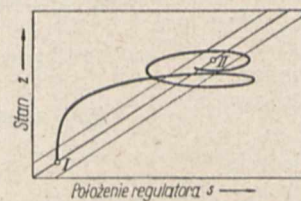
nostce czasu; w wypadku urządzenia ciśnieniowego, np. zbiornika, którego ciśnienie regulujemy, pojęcie czasu napełniania jest jasne; w wypadku silnika o regulowanej



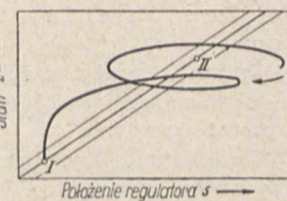
Rys. 7. Regulacja małymi wahaniami.



Rys. 8. Regulacja aperiodyczna.



Rys. 9. Regulacja dużymi wahaniami.



Rys. 10. Regulacja wzrastającymi wahaniami.

ilości obrotów chodzi o stosunek pojemności energetycznej układu w granicach $n_{\text{max.}}$ — $n_{\text{min.}}$ (GD^2 koła zamachowego $\times n^2$) do mocy silnika, a zatem o znane z teorii regulatorów odśrodkowych pojęcie „czasu rozruchowego“. Wreszcie mają wpływ na przebieg regulacji: 4) tłumienie, 5) tarcie. Jak widać z tego wyliczenia, skonstruowanie należytą działającą regulacji nie zawsze będzie rzeczą prostą, wymaga bowiem spełnienia szeregu dość skomplikowanych warunków.

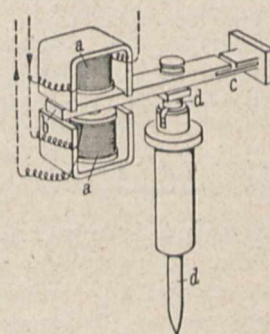
Opierając się na wyprowadzonym przez siebie ogólnym równaniu różniczkowym ruchu regulatora, określa autor warunki, jakim muszą odpowiadać należytą działające urządzenia regulacyjne i podaje zasadnicze formy przebiegu działania regulacji (rys. 7—10). Spośród tych zasadniczych sposobów trzy pierwsze (regulacja małymi wahaniami, aperiodyczna i dużymi wahaniami) mogą być w praktyce użyteczne; czwarty sposób przebiegu (regulacja wzrastającymi wahaniami) jest praktycznie nieużyteczny. (Z. VDI, zes. 50 z 11 grudnia 1937 r.)

J. B.

OBRÓBKA METALI

Kopiarka z elektrycznym sterowaniem syst. AEG

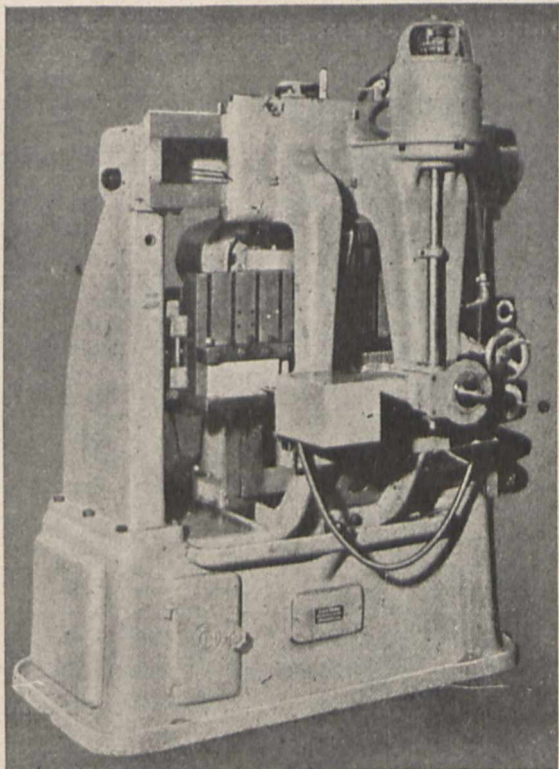
Kopiarka ta przeznaczona jest do frezowania matryc dowolnych kształtów podług wzorca, wykonanego z jakiegokolwiek łatwo obrabialnego materiału. Urządzenie do elektrycznego sterowania oparte jest na zupełnie innych zasadach niż w kopiarkach dotychczasowej konstrukcji. Zbudowany przez firmę AEG pilot elektryczny pracuje bez kontaktów na tej samej zasadzie, co i precyzyjne czujniki elektryczne tej firmy (Eltas-Lehre). Rys. 1 obrazuje schematycznie ustrój pilota tej kopiarki. Składa się on z 2-ech cewek a , kotwicy b , napiętej za pomocą sprężyny c i palca d , który podczas pracy dotyka powierzchni



Rys. 1. Konstrukcja pilota.

Składa się on z 2-ech cewek a , kotwicy b , napiętej za pomocą sprężyny c i palca d , który podczas pracy dotyka powierzchni

matrycy. Palec ten, pod działaniem sprężyny, zawsze dotyka kotwicy *b*. Ruch palca wywołuje odchylenia kotwicy, wskutek czego w przyłączonym do cewek obwodzie mostka Wheatstone'a powstaje siła elektromotoryczna, która — wzmocniona za pomocą lampy tyratronowej —

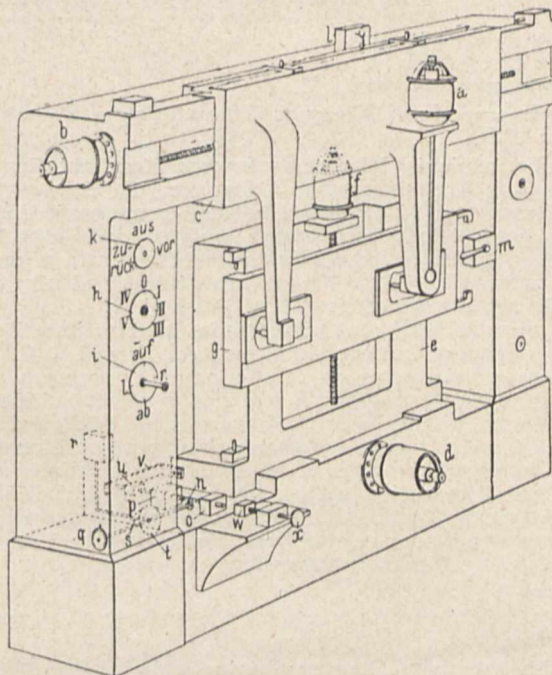


Rys. 2. Automatyka kopiarka ze sterowaniem elektrycznym.

włącza lub wyłącza automatyczne przełączniki silników. Czułość urządzenia jest nadzwyczaj duża, nieosiągalna przy jakimkolwiek mechanicznym urządzeniu, i może być regulowana przez dodatkowe ujemne napięcie siatki lampy. Poza tym kopiarka posiada samoczynne urządzenie bezpiecznikowe, które usuwa możliwość zepsucia obrabianej matrycy wskutek np. uszkodzenia pilota lub przerwy w przewodnikach. Przy nadmiernym odchyleniu palca niezwłocznie reaguje przyłączony do mostka Wheatstone'a dodatkowy, bezpiecznikowy obwód z lampą tyratronową. Na dużych kopiarkach nierzadko wykonywa się matryce o wadze do 40 000 kg, takie więc urządzenie bezpiecznikowe jest niezbędne.

Rys. 2 podaje widok maszyny, rys. 3 — schemat perspektywiczny. Napęd otrzymuje maszyna od 4-ch silników prądu stałego o regulowanej liczbie obrotów od 1 000 do 3 000 na minutę, 3 silniki służą do posuwów w trzech kierunkach, czwarty — do napędu narzędzia. Maszyna może pracować półautomatycznie lub automatycznie na 5 różnych sposobów; w zależności od tego przełącznik elektryczny *h* ustawia się w jedno z 5-ciu położen: a) automatycznie odbywa się tylko przesuw na głębokość, sterowanie zaś ruchów w innych kierunkach odbywa się ręcznie; b) półautomatycznie po liniach poziomych; macka przejeżdża stopniowo linia za linią cały wzorec i w krańcowym położeniu zatrzymuje się; c) półautomatycznie po linii pionowej d) automatycznie po liniach poziomych; frezowanie odbywa się kilka razy, stopniowo powiększa się głębokość frezowania, po osiągnięciu ostatecznej głębokości maszyna automatycznie zatrzymuje się; e) automatycznie po liniach pionowych, również kilka razy.

W wypadku a) sterowanie ręczne odbywa się za pomocą kulowego przełącznika *i*, który posiada 4 położenia: w prawo, w lewo, do góry, na dół. Posuw na głębokość odbywa się automatycznie. Jak tylko macka napotyka na podwyższenie profilu, silnik *d* do ustawiania na głębokość zostaje włączony, wzorec i przedmiot odsuwają się; po przejechaniu podwyższenia macka i frez znów automatycznie dosuwają się.



Rys. 3. Schemat kopiarki. Lewe ramię na saniach *c* posiada mackę, na prawym znajduje się narzędzie.

W wypadku b) przełącznik ustawiony jest w położenie II, tj. do półautomatycznej pracy po liniach poziomych, maszyna frezuje automatycznie. Uruchomienie odbywa się za pomocą przełącznika guzikowego, przełącznik kulowy służy wtedy tylko do ustawianiażądanego kierunku ruchu. Długość ruchu poziomego tam i z powrotem reguluje się za pomocą wyłącznika krańcowego *l*, włączanego za pomocą nastawnych zderzaków. Odległość między liniami, po których odbywa się frezowanie, reguluje się za pomocą wyzwalacza czasowego w granicach od 0,5 do 20 mm. W końcu każdej linii silnik *f* otrzymuje prąd, w rezultacie czego przedmiot i wzorec przesuwają się do góry o ustaloną miarę, wyzwalacz wyłącza silnik i sarnie *c* przesuwają się z powrotem. W ten sposób maszyna przejeżdża linię za linią, póki pilot nie osiągnie dolnej krawędzi wzorca, wtedy włącza się krańcowy wyłącznik *m* i maszyna automatycznie zatrzymuje się.

Gdy pracuje się w sposób wymieniony w punkcie c) — przy III położeniu przełącznika *h* — maszyna działa w sposób analogiczny, lecz po liniach pionowych.

Praca wg d) i e). Jeżeli matryca posiada stosunkowo duże wgłębienia, to frez nie może wgłębić się za jednym przejściem. W tym celu przewidziane jest samoczynne sterowanie na głębokość, które pracuje w ten sposób, że narzędzie wgłębia się w przedmiot tylko odpowiednio do ustawionej głębokości skrawania, krańcowy wyłącznik z nastawnym zderzakiem wyłącza posuw na głębokość, chociaż pilot jeszcze nie dotyka wzorca, przy następnym przejściu zderzak zostaje odpowiednio przeregulowany, póki ostatecznie nie natrafi na drugi krańcowy wyłącznik, ustawiony na całkowitą głębokość, wyłączający cały

napęd. Odległość między liniami, po których odbywa się frezowanie, można znacznie powiększyć, o ile frezowanie odbywa się raz po liniach poziomych, drugi raz — po liniach pionowych.

Kopiarka nie posiada żadnych sprzęgieł elektromagnetycznych, które przy tak dużej ilości przełączeń nie mogą pracować bez zarzutu. Silniki niezwłocznie po wyłączeniu zostają zahamowane elektrycznie. (*Werkstattstechnik* 1938 r., zes. 4, str. 32).

S. J.

KRONIKA

Międzynarodowy Kongres Odlewniczy w Polsce w r. 1938

Z upoważnienia Międzynarodowego Komitetu Związku Technicznych Stowarzyszeń Odlewniczych, Stowarzyszenie Techniczne Odlewników Polskich przystępuje do zorganizowania Międzynarodowego Kongresu w r. 1938. Kongres ten odbędzie się w Warszawie i Krakowie w dniach 8—17 września 1938 r. Wysoki protektorat nad nim objął Pan Prezydent Rzeczypospolitej Polskiej.

Organizacja Kongresu powierzona jest Komitetowi Wykonawczemu, w którego skład wchodzi Zarząd S. T. O. P. oraz osoby dokooptowane ze sfer nauki i przemysłu.

Członkowie Stowarzyszeń reprezentowanych w Międzynarodowym Komitecie Stowarzyszeń Odlewniczych (CIATF), o ile pragną wziąć udział w pracach Kongresu, obowiązani są nadesłać w odpowiednim terminie swoje zgłoszenie i opłaty wpisowe, uprawniające do udziału w posiedzeniach Kongresu i korzystania ze wszystkich ulg i uprawnień zarezerwowanych dla członków Kongresu (zwiedzenie zakładów przemysłowych, ulgi kolejowe i hotelowe itp.).

Dla uczestników Kongresu ustalono wpisowe od jednej osoby:

- a) dla członków Stowarzyszenia Technicznego Odlewników Polskich — zł. 15,
- b) dla członków SIMP, jako jednego ze Stowarzyszeń współpracujących ze S. T. O. P. — zł. 20,
- c) dla in. osób — zł. 30.

Rzeczywiści członkowie Kongresu mają prawo wpisania jako gości członków rodzin (żony i dzieci do lat 21), opłacając obniżone składki w wysokości zł. 10 od osoby. Członkom-gościom przysługują wszystkie prawa i ulgi przewidziane dla członków rzeczywistych, z wyjątkiem prawa otrzymania drukowanych prac Kongresu.

Osoby pragnące nabyć drukowane prace Kongresu po jego zakończeniu, bez udziału w pracach Kongresu, opłacają za jeden egzemplarz kompletny zł. 25.

Międzynarodowy Kongres Odlewniczy w Polsce w r. 1938 odbywa się pod ogólnym hasłem:

„Współpraca konstruktora z odlewnikiem i jej wpływ na usprawnienie pracy w odlewni“.

Ostateczny termin nadsyłania referatów jest ustalony

na dzień 1 maja 1938 r. Prace nadesłane po tym terminie mogą nie być umieszczone w pracach Kongresu.

Autorom referatów przysługuje prawo wyboru języka z zastrzeżeniem, że może to być jeden z języków następujących: angielski, czeski, francuski, włoski, niemiecki i polski. Streszczenia referatów muszą być podane, poza językiem autora, w jednym z języków głównych.

Referaty w językach: czeskim, włoskim i polskim powinny być zaopatrzone w tłumaczenia na jeden z pozostałych języków Kongresu. O ile tłumaczenia takie nie będą dostarczone, Komitet Wykonawczy podejmuje się tłumaczenia, zastrzegając się jednak co do ewent. omyłek tłumaczenia, za które odpowiedzialności wziąć nie może.

Dokładne przepisy, dotyczące nadsyłanych referatów oraz regulaminu posiedzeń technicznych, podane są w okólniku Komitetu Wykonawczego M. K. O. Nr. 2; okólniki te znajdują się w Sekretariacie SIMP do użytku zainteresowanych.

Zgłoszenia oraz wszelką korespondencję, związaną z Międzynarodowym Kongresem Odlewniczym w Polsce w r. 1938, kierować należy pod adresem: Warszawa, Polna 3, Politechnika, Zakład Odlewnictwa, Sekretariat M. K. O.

Obrót energii elektrycznej w Polsce w r. 1937

Ilość energii elektrycznej, wytworzonej w Polsce w roku ubiegłym przez zakłady o mocy od 1 000 kW wzwyż, wyniosła 3 355 mio kWh. Całkowitą ilość wytworzonej energii elektrycznej można ocenić na 3600 mio kWh.

Rozwój naszej elektryfikacji w ostatnim czteroleciu wygląda następująco:

Lata	1934	1935	1936	1937
Ilość zakładów elektr.	183	187	184	184
Moc „ „ 10 ³ kW	1 376	1 391	1 398	1 440
Wytwórczość zakładów elektr. w 10 ⁶ kWh	2 427	2 608	2 867	3 355
Ilość godz. użytkowania mocy instalowanej	1 764	1 880	2 050	2 330
	100	107	116	133

W ciągu tego czterolecia powstała tylko jedna większa elektrownia ciepła (w Gdyni); moc zakładów, jak widać z tabelki, wzrosła nieznacznie, natomiast wyraźnie zwiększyła się wytwórczość energii. Średni roczny przyrost wytwórczości wynosi 12% (zgodnie z przewidywaniami Polskiego Komitetu Energetycznego). Przyjmując ten sam wzrost w dalszym ciągu, obliczymy, że obecna moc zakładów elektr. wystarczy tylko na 2—3 lata w założeniu, że ilość godzin użytkowania zainstalowanej mocy wynosić będzie 3 000 rocznie.

Z istniejących 184 zakładów, 147 to zakłady drobne, o mocy 1—10 tys. kW, których łączna moc wynosi ok. 1/3 całkowitej mocy wszystkich elektrowni. Dużych elektrowni, których wytwórczość przekroczyła w r. 1937 100 mio kWh, mamy 7 [Elektro, Elektr. Łódzka, Warszawska, Chórzów, P. F. Zw. Azot., Janów (kopalnia św. Jerzego), Huta Florian], reprezentujących razem 40% całkowitej wytwórczości kraju. (*Przeгляд Elektr.* 1938 r., zes. 4, str. 100).

TREŚĆ:

- Uszkodzenia turbin parowych, nap. dr inż. W. Korewa-Borowicz, profesor Politechniki Lwowskiej.
- Projektowanie przeciagaczy, nap. H. Bobowicz.
- Obróbka termiczna stopów magnezu i jej możliwości, nap. inż. met. K. Kornfeld i inż. met. M. Orman.
- O badaniu hamulców i przebiegu hamowania, nap. inż. H. Wiśniowski.
- Przeгляд czasopism technicznych. Kronika.

SOMMAIRE:

- Endommagements des turbines à vapeur (à suivre), par M. W. Korewa-Borowicz, dr-ing., professeur à l'Ecole Polytechnique de Lwów.
- Construction des broches (à suivre), par M. H. Bobowicz.
- Traitement thermique des alliages du magnésium par MM. K. Kornfeld et M. Orman, ingénieurs métallurgistes.
- Sur les essais des freins d'automobiles et du procès du freinage, par M. H. Wiśniowski, ingénieur mécanicien.
- Revue documentaire. Chronique.

Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, Al. Jerozolimska 8, m. 13, telefon 281-85
Redakcja otwarta codziennie (prócz sobót) od godz. 19-ej do 20-ej . . . telefon 244-78

P. K. O. 14.455

Przedpłata kwart. zł. 10.—
Cena zeszytu . zł. 2.—

Wydawca: STOW. INŻ. MECH. POLSKICH

Redaktor odp. inż. CZESŁAW MIKULSKI, SIMP

Sp. Akc. Zakł. Graf. „Drukarnia Polska”, Warszawa, Szpitalna 12, telefony: 272-06, 587-98, w dzierzawie Spółki Wydawniczej Czasopism Sp. z o. o.