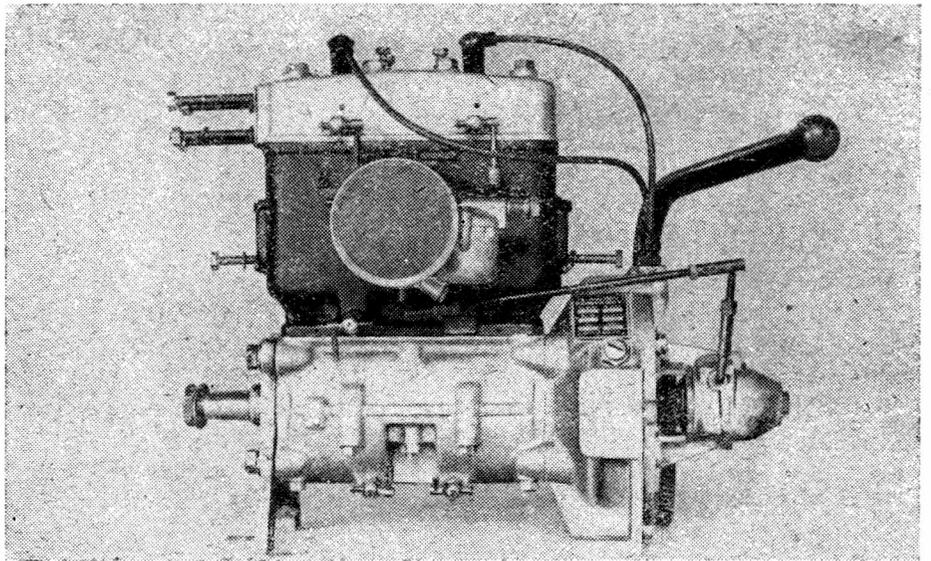


63

technika

MOTORYZACYJNA



NR 4 (26)
1954 R.



KWIECIEŃ

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TRESC ZESZYTU

II Zjazd

Inż. L. Kazalski — Rewizja norm i nowe płace w przemyśle motoryzacyjnym na tle osiągnięć 1953 r.

Mgr inż. Kazimierz Dębski — Produkcja łańcuchów rolkowych Galla

Inż. Stanisław Motyliński — Nowoczesne metody docierania silników nowych

Mgr inż. Edward Zmichorski — Chromowanie cylindrów i pierścieni silników spalinowych

Mgr inż. Aleksander Ogrodzki — Zarys obliczeń gaźników samochodowych

Mgr inż. Henryk Dajniak — Amortyzatory hydrauliczne

Mgr inż. Władysław Nadolski — Korekcja zębów wiórkowaniem — Część II

W. Gr. — Piasta do rowerów typu „Torpedo” z dwu lub trzystopniową przekładnią

W. K. — Nowy samochód małolitrażowy wyczynowy Dyna — Panhard 54

Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

Zamówienia i przedpłaty na prenumeratę czasopism technicznych NOT, począwszy od 1 maja 1953 r., przyjmowane są w nowych terminach: od dnia 11 każdego miesiąca do dnia 10 następnego miesiąca — na najbliższy okres kalendarzowy.

Na okresy miesięczne — co miesiąc.

Na okresy kwartalne — odpowiednio od dnia 10 m-ca grudnia, marca, czerwca i września.

Na okresy półroczne — do dnia 10 m-ca grudnia i czerwca. Na okres roczny — do dnia 10 m-ca grudnia.

Analogiczne dotyczy przyjmowania prenumeraty przez urzędy pocztowe i listonoszy.

Warunki prenumeraty rocznie zł 72.— półrocznie zł 36.— kwartalnie zł 18.— Zamówienia i wpłaty na prenumeratę przyjmują wszystkie urzędy pocztowe oraz listonosze.

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski

Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

Redaktor Techniczny — Józef Izycki

Redaktorzy działów: inż. Wiesław Stypulkowski, inż. Karol Piannier, inż. Karol Biedrzycki i inż. Tadeusz Szujski.
Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9³⁰ do 16³⁰ oraz dodatkowo w każdy piątek od godz. 17 do 18. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 6.74.61 wew. 35.

TECHNIKA

MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

ROK IV

KWIECIEŃ 1954

ZESZYT 4

II ZJAZD

Pięcioletni okres między Kongresem Zjednoczeniowym, a II Zjazdem Polskiej Zjednoczonej Partii Robotniczej był niezwykle doniosły i twórczy w dziejach naszego narodu; a okres prawie dziesięcioletni — od wyzwolenia do II Zjazdu jest okresem największych przeobrażeń społecznych, jakie naród polski przeżył w ciągu całego swego istnienia. W okresie tym odbudowano zniszczony kraj i rozbudowano jego przemysł, hutnictwo, górnictwo, środki transportu, komunikację, handel uspołeczniony, szkolnictwo, życie kulturalne, świadczenia socjalne itd.

Z kraju zacofanego gospodarczo, będącego bazą rolniczo-suwrowcową dla zagranicznego przemysłu, przekształcamy się w państwo socjalistyczne o ciągle rosnącym potencjale przemysłowym.

Wzrost produkcji jest tak olbrzymi, że warto przytoczyć dla ilustracji choćby kilka cyfr. W 1937 r. wyprodukowano w Polsce energii elektrycznej 3,6 miliarda kWh, w 1953 r. — 13,5 kWh; stali w 1937 r. 1,5 miliarda ton, w 1953 r. — 3,6 miliarda ton. Produkcja obrobionych walców wzrosła z 1740 ton do 20300 ton, czyli 12-krotnie. Ciągników w Polsce sanacyjnej nie produkowano; obecnie produkcja ta osiągnęła cyfrę 6700 szt. rocznie. Wyniki te nie obejmują jeszcze takich obiektów przemysłowych jak: Huta im. Lenina pod Krakowem, Fabryka Samochodów Osobowych na Żeraniu, Fabryka Samochodów Ciężarowych w Lublinie, zakłady przemysłu azotowego w Kędzierzynie, kombinat chemiczny w Oświęcimiu, kombinat bawełniany w Zambrowie, przędzalnia w Andrychowie, 8 olbrzymich kopalni węgla i wiele zakładów i kombinatów będących w budowie lub w trakcie uruchamiania.

5 lat temu w czynie przedkongresowym, dla uczczenia Zjednoczenia partii robotniczych, robotnicy Fabryki Samochodów Ciężarowych w Starachowicach wyprodukowali na Kongres kilkanaście pierwszych samochodów swojej produkcji „Star 20“. Dziś już kilkanaście tysięcy „Starów“ służy budowie socjalizmu w Polsce.

W ciągu ostatnich pięciu lat wybudowano Fabrykę Samochodów Osobowych na Żeraniu, Fabrykę Samochodów Ciężarowych im. B. Bieruta w Lublinie, Fabrykę Motocykli w Warszawie i wiele fabryk i kombinatów w każdej dziedzinie techniki.

W okresie do 1953 r. uwaga Partii i Państwa była skierowana na socjalistyczne uprzemysłowienie kraju, na szybki wzrost środków wytwórczych dla stworzenia podstaw rozwoju całej gospodarki narodowej. Te podstawowe zadania zostały zrealizowane pomyślnie. Przemysł artykułów codziennego spożycia również rosł, jednakże nie zaspokajał on w dostatecznym stopniu szybko rosnących potrzeb ludności pracującej.

Podstawowym celem II Zjazdu postawionym przed Partią i całym narodem jest wydatne podniesienie poziomu życiowego mas pracujących naszego kraju. Ten cel jest główną osią wszystkich naszych poczynań i dążeń na obecnym etapie. Program walki o szybszy niż dotychczas wzrost stopy życiowej obejmuje najbardziej żywotne interesy mas pracujących naszego kraju i przewiduje w ciągu najbliższych 2 lat wzrost dochodów chłopów pracujących o 15 — 20%, w porównaniu z 1953 r. W tym celu trzeba walczyć o dalszą mechanizację rolnictwa. Dotychczasowe osiągnięcia w tej dziedzinie, jakkolwiek bardzo poważne,

są niewystarczające. Za mało mamy maszyn rolniczych, ich jakość jest niedostateczna, brak części zamiennych itd.

Wiceprezes Rady Ministrów tow. H. Minc określił zadania dla przemysłu maszynowego następująco:

w latach 1954 — 1956 przemysł maszyn rolniczych podejmie produkcję seryjną 34 typów maszyn i narzędzi, dotychczas w kraju nie produkowanych, a mających decydujące znaczenie dla oszczędzenia siły roboczej i dla mechanizacji prac polowych i hodowlanych. Jedną z głównych maszyn będą kombajny zbożowe samobieżne. Pierwsza partia tych kombajnów zostanie wyprodukowana w bieżącym roku, z tym że w roku 1956 produkcja tego typu kombajnów powinna osiągnąć około 1500 szt. Również w bieżącym roku należy rozpocząć produkcję seryjną sнопowiązałek ciągnikowych, z tym żeby doprowadzić ją w roku 1955 do ilości 5 tysięcy sztuk.

II Zjazd podsumował dotychczasowe osiągnięcia i wytknął jasny program działania na najbliższe lata. Wskazał on na konieczność podniesienia rolnictwa i szybszego wzrostu stopy życiowej ludności. Wniósł on wielki twórczy wkład w podstawowe zadania naszego budownictwa socjalizmu.

W przemówieniu końcowym I Sekretarz KC PZPR tow. B. Bierut określił rolę Partii i II Zjazdu: Obrady te potwierdziły całkowitą jedność myśli, nieugiętą jedność woli, niewzruszoną zwartość i spójność dążeń i uczuć, które ożywiały wszystkich bez wyjątku uczestników tego Zjazdu, które kierowały natężoną, ale tak niezwykle doniosłą dla Partii, dla całego narodu pracą Zjazdu.

Cóż odzwierciedla ten fakt, że mimo ostrych niekiedy słów krytyki, jakie padały z trybuny Zjazdu — krytyki pozytywnej i twórczej, bijącej śmiało w nader liczne jeszcze braki i niedomagania w naszej pracy państwowej i partyjnej — Zjazd podejmował swoje uchwały z tak pełną jedynomyślnością? O czym świadczą, czego dowodzi ta przepojona wspólną troską i serdeczną miłością dla Partii postawa delegatów na Zjazd, miłością dla jej dzieła, dla jej wielkich zadań, które ustalał i wytyczał nasz Zjazd?

Świadczy ona, że Partia nasza stała się wielką, niezłomną, twardą jak skała, spojona do głębi z narodem, bezgranicznie wierzącą w jego potrzebom, siłą nieugiętą i niezawodną.

Na II Zjeździe bardziej niż kiedykolwiek ujawniła się niezaprzeczalna i potwierdzona przez cały przebieg naszego rozwoju prawda, że od siły i zwartości naszej Partii zależy postęp i szczęście całego narodu.

Partia przeprowadziła narodowi w jego walce wyzwolenieczej w dźwiganiu całego kraju z ruin i zniszczeń wojennych; Partia była duszą wielkiego dzieła uprzemysłowienia Polski. Partia mobilizuje dziś wszystkie siły w narodzie dla realizacji wielkiego zadania szybszego podnoszenia rolnictwa, szybszego wzrostu stopy życiowej, zwycięskiego zakończenia wielkiego planu 6-letniego.

Kontynuując najpiękniejsze postępowe tradycje narodu polskiego, Partia stanowi dziś trzon Frontu Narodowego i jest główną siłą, kierującą w ścisłej łączności z narodem wszystkimi organizacjami mas pracujących, państwowymi i społecznymi.

Inż. L. KAZALSKI
Członek Egzekutywy Podstawowej
Organizacji Partyjnej przy CZPMot.

REWIZJA NORM I NOWE PŁACE W PRZEMYSLE MOTORYZACYJNYM NA TLE OSIĄGNIĘĆ 1953 R.

Rok 1953 — czwarty rok planu 6-letniego — charakteryzował się walką o pełne i rytmiczne wykonywanie planów produkcyjnych, o podniesienie jakości produkcji i o wykorzystanie wszystkich rezerw wewnętrznych produkcji. W związku z tym spotęgowała się w kraju walka o stworzenie techniczno-organizacyjnych warunków zapewniających stale i systematyczne zwiększanie się wydajności pracy i walka o wzrost produkcji, z czym musi iść w parze wzrost zarobków robotniczych.

Analizując zagadnienie siły roboczej na VII Plenum KC PZPR Bolesław Bierut mówił: „Żadne zasoby ludzkie nie wystarczą na zabezpieczenie zaplanowanej przez nas skali wzrostu budownictwa i produkcji bez szybkiego wzrostu wydajności pracy“.

Realnym i potężnym bodźcem ekonomicznym do zwiększenia wydajności pracy stała się uchwała Prezydium Rządu z dn. 29. IV. 1953 r. w sprawie rewizji norm i płac. Uchwała ta stworzyła realne warunki do podniesienia stopy życiowej mas pracujących, jednak osiągnięcie tego podstawowego celu, do jakiego dąży społeczeństwo socjalistyczne, wymaga systematycznego zwiększania produkcji na bazie postępowej techniki i ustawicznego wzrostu wydajności pracy. Zagadnienie wzrostu wydajności pracy — to w pierwszym rzędzie prawidłowa i racjonalna organizacja pracy oparta o zasady technicznego normowania pracy. Ażeby lepiej zrozumieć istotę uchwały Rządu w sprawie rewizji norm i płac, należy w kilku zdaniach nakreślić rolę i zadania technicznego normowania pracy w socjalistycznym przedsiębiorstwie.

Każda społeczna organizacja wymaga ustalenia ilościowych norm i proporcji między robotnikami wykonującymi poszczególne czynności w procesie produkcyjnym — czyli normowania pracy.

Normowanie pracy prowadzi poprzez dokładne poznanie i opisanie organizacji pracy i jej poszczególnych elementów do zaprojektowania racjonalnej organizacji pracy oraz do naukowego określenia niezbędnego czasu potrzebnego dla wykonania zadanej pracy. Podstawą technicznego normowania pracy winna być dokładna analiza możliwości produkcyjnych stanowiska roboczego. Dzięki prawidłowo opracowanej normie pracy, można osiągnąć najracjonalniejsze wykorzystanie urządzeń produkcyjnych i zastosować postępowe metody wykonania każdego zadania produkcyjnego, ustalając najekonomiczniejszy czas dla wykonania pracy przez pracownika. Normowanie pracy dostarcza danych dla planowania mocy produkcyjnej maszyn i urządzeń, agregatów, wydziałów produkcyjnych i zakładów pracy. Normowanie pracy jest więc podstawą dla planowania zatrudnienia, dla opracowania planów wydajności oraz dla zaplanowania wskaźników obniżki kosztów własnych.

Techniczna norma czasowa zatem — w wyniku prawidłowego normowania pracy — stanowi podstawę do opracowania planów i równocześnie staje się dźwignią w walce o ich wykonanie. Z tego wynika, że popełniali błąd ci wszyscy, którzy rozpatrywali i chcieliby rozpatrywać normowanie pracy jako podstawę do ustalania stawek płac dla robotnika pracującego w akordzie. Błędne to podejście do zagadnienia technicznego normowania pracy doprowadzić musi do sprowadzenia normy pracy do poziomu płac, a więc w swym niewłaściwym założeniu przekreśla możliwość opracowania technicznej normy pracy.

W naukowym spojrzeniu na zagadnienie normowania pracy normy techniczne opracowujemy na takim poziomie i w tym celu, aby zmobilizowały robotników do podwyższenia wydajności, do lepszego wykorzystania maszyn i narzędzi, do wydatnego zmniejszenia zużycia surowców i materiałów na jednostkę produkcji oraz do polepszenia jakości produkcji. Normy pracy jednak, chociażby były ustalone w sposób technicznie uzasadniony, nie stanowią granicy wydajności pracy, lecz przeciwnie po pewnym okresie czasu „dezaktualizują się“ i są wykonywane przez większość robotników z dość znaczną nadwyżką. Jest to wynikiem stałego postępu technicznego w dziedzinie rozwoju techniki, rozwoju socjalistycznego współzawodnictwa pracy oraz wpływu na wzrost wydajności pracy takich czynników jak racjonalizacja, nowatorstwo produkcji itp.

Przestarzałe, zdezaktualizowane normy pracy nie mobilizują robotników do walki o wzrost wyrobienia norm i hamują przez to wzrost wydajności pracy i dlatego zachodzić musi konieczność rewizji norm techniczno-ekonomicznych. Te momenty spowodowały u nas w kraju powzięcie przez Rząd uchwały z dn. 29. IV. 1953 w sprawie rewizji norm i płac. Rewizję norm w okresie do 30. VI. br. przeprowadzono przy udziale pracowników inżynieryjno-technicznych, mistrzów i przodowników pracy ze specjalnym uwzględnieniem przodujących racjonalizatorów i nowatorów. Rewizja norm, która obowiązuje od 1 lipca 1953 r., była poprzedzona szeroką kampanią polityczną wyjaśniającą istotę i cel normowania pracy oraz rewizji norm. Jednym z podstawowych momentów przyświecających przy rewizji norm było stworzenie pełnej mobilizacji robotników do wzrostu wydajności pracy przez wzrost wyrobienia nowych norm pracy i w wyniku tego wzrost zdolności produkcyjnej danego stanowiska roboczego, brygady, wydziału produkcyjnego czy zakładu pracy.

„Właściwe bowiem normowanie pracy — mówił Józef Stalin na I Wszechzwiązkowej Naradzie Stachanowców w 1935 r. — decyduje o walce o wzrost wydajności pracy, normy techniczne

TABLICA I

L. p.	Nazwa zakładu	a — przed rewizją b — po rewizji	N o r m y					
			techniczne		statystyczne		szacunkowe	
			ilość operacji w % do ogółem	ilość rob-godz. w % do ogółem	ilość operacji w % do ogółem	ilość rob-godz. w % do ogółem	ilość operacji w % do ogółem	ilość rob-godz. w % do ogółem
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	C. Z. P. Mot.	a	12%	10%	26%	42%	62%	48%
		b	13%	11%	38,6%	44%	48,4%	45%
2.	Zakłady Starachowickie	a	19,5%	2,6%	36,5%	1,1%	44%	96,3%
		b	47,5%	3,3%	26,5%	1,7%	26%	95%
3.	Z. M. Ursus	a	21%	17%	68%	62%	11%	21%
		b	21%	18,8%	68%	62,5%	11%	18,7%

TABLICA III

Zakład	L i p i e c				S i e r p i e ń 1 9 5 3				W r z e s i e ń 1 9 5 3				
	średni zarobek w zł na 1 rob.- godz. efekt.				średni zarobek w zł na 1 rob.- godz. efekt.				średni zarobek w zł na 1 rob.- godz. efektywną				
	przed rewizją	w lipcu	% 4 : 3	potrz. wyrob. dla utrzym. zarobku	przed rewizją	w sier- pniu	% 8 : 7	potrz. wyrob. dla utrzym. zarobku	przed rewizją	we wrze- śniu	% 12 : 11	potrz. wyrob. dla utrzym. zarobku	% 12 : 4
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
C. Z. P. Mot.	6,71	5,43	81,1	213%	6,71	6,05	90,3	213%	6,71	5,58	89,5	213%	110%
W. S. M. 1	5,31	5,76	108,4	—	5,31	5,51	103,8	—	5,31	6,18	116,5	—	107%
W. S. M. 2	6,02	5,43	90,2	184%	6,02	6,40	106,3	—	6,02	6,85	114	—	126%
W. S. M. 3	5,23	5,49	104,9	—	5,23	6,28	120	—	5,23	6,12	117	—	111%
W. S. M. 4	6,46	5,92	91,6	191%	6,46	6,11	94,5	191%	6,46	6,26	96,8	191%	106%

powej technologii, zmniejszającej pracochłonność wyrobów i ułatwiającej szybkie wykonanie zadanej pracy. Te zadania, tak konieczne dla dokonania pełnej realizacji uchwały Rządu — to nowe dyrektywne zamówienia społeczne dla ruchu racjonalizatorskiego, a przede wszystkim dla nowej jego formy — brygad robotniczo-inżynierskich.

W wyniku masowego rozwoju socjalistycznego współzawodnictwa oraz stałego rozszerzania się ruchu racjonalizatorskiego powstała od dwóch lat nowa forma organizacji pracy wynalazczej w postaci zespołowych brygad pracowników inżyniersko-technicznych i przodujących robotników. W takiej brygadzie wiedza i doświadczenie wysokokwalifikowanych konstruktorów, technologów, metalurgów, kalkulatorów itp. w połączeniu z twórczą inicjatywą oraz praktycznym doświadczeniem przodujących robotników zapewnia ujawnianie oraz wykorzystanie rezerw produkcyjnych zakładów pracy. Znaczenie działalności brygad racjonalizatorskich, zwłaszcza obecnie w okresie walki o pełne wykorzystanie dnia roboczego, o racjonalną organizację i wyposażenie stanowisk roboczych, wyeliminowanie zbędnych ruchów roboczych i stałe ulepszanie technologii produkcji, jest bardzo poważne i odpowiedzialne. Dwuletnia praktyka wykazała, że problemy bardziej skomplikowane, dotyczące np. małej mechanizacji lub usprawnień technologii procesów produkcyjnych, a więc łączące w sobie problemy techniczne z problemami organizacji produkcji, mogą być najlepiej wykonywane przez brygady. Członkowie tych brygad bowiem reprezentują różne specjalności fachowe, łatwiej im więc jest rozwiązywać wszechstronnie dany problem organizacyjno-techniczny.

Kolektywnie i wszechstronnie opracowany projekt przedłożony komisji wynalazczości umożliwia podjęcie dość szybkiej i ekonomicznie uzasadnionej decyzji do dalszej realizacji.

Brygada robotniczo-inżynierska w godzinach pozasłużbowych sama wykonuje dokumentację, prototyp, próby i wreszcie wprowadza projekt do normalnej produkcji. W porównaniu z normalną pracą techniczną działów głównego technologa, gł. konstruktora czy gł. metalurga lub z indywidualnym racjonalizatorstwem od momentu zatwierdzenia projektu do jego realizacji skraca się przy brygadach inżyniersko-robotniczych czas na opracowanie rysunków wykonawczych w biurach konstrukcyjnych lub technologicznych oraz czas na wykonanie prototypu konstrukcji urządzenia czy przyrządu.

Przy indywidualnym bowiem racjonalizatorstwie wykonawstwo w.w. prototypu czy konstrukcji urządzenia ulega dłuższej zwłoce z powodu przeciążenia wydziałów produkcyjnych i narzędziowni. Dogodność wykorzystania brygad inżyniersko-robotniczych przy planowej akcji wykonywania usprawnień organizacyjno-technicznych dla walki o wzrost wydajności pracy w wyniku rewizji norm i płac, polega ponadto na tym, że dla zabezpieczenia prawidłowej realizacji zaplanowanych usprawnień można oddziaływać przez odpowiedni dobór składów brygad racjonalizatorskich i planowe udzielanie pomocy.

W wyniku powyższych rozważań stwierdzić należy, że brygady robotniczo-inżynierskie:

1. poprzez nową formę ruchu racjonalizatorskiego ułatwiają zakładom na obecnym etapie pełne wykorzystanie aktywu racjonalizatorskiego i technicznego przy realizacji planu usprawnień organizacyjno-technicznych dla zabezpieczenia dalszego wzrostu wydajności pracy jako pełnego efektu techniczno-ekonomicznego w wyniku rewizji norm i płac.

2. umożliwiają tematyczne kierowanie tym ruchem dla stałego podnoszenia kultury technicznej oraz wzrostu produkcji na bazie wzrostu wydajności pracy,

3. zwiększają udział inżynierów i techników w ruchu racjonalizatorskim, przełamując przedzenia i sceptycyzm części kadr technicznych oraz obawy przed dodatkowym wysiłkiem, którego wymaga każda zmiana organizacji pracy,

4. podnoszą poziom fachowych wiadomości robotników — członków brygad, przyspieszając proces politechnizacji, który poważnie wpływa na lepsze i szybsze opanowanie techniki wytwarzania oraz przyspiesza zacieranie istotnej różnicy między pracą fizyczną i umysłową,

5. dają bardziej wartościowe projekty racjonalizatorskie, niezbędne dla opanowania techniki wytwarzania na bazie wzrastającej wydajności i gwarantują szybkie ich wprowadzenie do produkcji,

6. odciążają biura konstrukcyjne i technologiczne oraz narzędziownie, zwiększając ich przepustowość dla realizacji innych projektów,

7. zapewniają inżynierom, technikom i robotnikom specjalne wynagrodzenie zgodnie z zarządzeniem przewodniczącego PKPG z dn. 15. XII. 1951 r. i zapewniają robotnikom, członkom brygad stałe podwyższanie ich zarobków dzięki zwiększonemu wyrobieniu norm pracy — oraz zapewniają dodatkowe wynagrodzenie za udział w realizacji projektów w ramach tychże brygad bez potrącenia podatku.

Jakie zadania stoją na obecnym etapie przed kierownictwem zakładu przy planowym organizowaniu i kierowaniu brygad robotniczo-inżynierskich?

Jak wiemy z dotychczasowej praktyki, inicjatywa tworzenia brygad nie może być pozostawiona samym tylko racjonalizatorom, względnie komórcze wynalazczości, ale powinna należeć do kierownictwa gospodarczego i politycznego zakładów pracy. Zakład pracy powinien pomagać racjonalizatorom w organizowaniu brygad, przede wszystkim w doborze odpowiednich składów osobowych, oraz dostarczać odpowiednie tematy wynikające na obecnym etapie z walki o wzrost wydajności pracy na nowych warunkach. Główny inżynier na podstawie analizy dotyczącej pracy na nowych normach winien opracować w porozumieniu z kierownikami wydziałów plan tematyki tych brygad. Na podstawie opracowanych dla tej tematyki harmonogramów opracowuje zarządzenia wewnętrzne z uwzględnieniem form pomocy funkcjonalnych działów zarządu dla sprawnej pracy brygad robotniczo-

inżynierskich. W trakcie pracy brygad stale kontroluje jej realizację, dokonując okresowo odprawy tychże dla nadania im właściwego kierunku prac i usuwania trudności, jakie mogą napotykać w swej działalności.

Praca brygad włączonych do szerokiej akcji usprawnień organizacyjno-technicznych winna być przede wszystkim przedmiotem szczególnej troski kierownika komórki wynalazczości.

Kierownik komórki wynalazczości na podstawie danych dotyczących pracy na nowych normach, w porozumieniu z kierownikami wydziałów, starszym technikiem normowania w dziale zatrudnienia i płac oraz głównym technologiem — przygotowuje do zatwierdzenia przez głównego inżyniera tematykę, kontroluje wykonawstwo na podstawie kopii harmonogramów, oraz w specjalnych przypadkach czynnie pomaga w realizacji usprawnień przez bezpośrednie pośrednictwo między brygadą a funkcjonalnymi komórkami w otrzymywaniu potrzebnych zleceń, kart roboczych i kwitów materiałowych.

Dla zapewnienia właściwego wzrostu wydajności pracy w wyniku rewizji norm, tematykę dla brygad robotniczo-inżynierskich należy opracować w dwóch kierunkach:

1. Na podstawie analizy wąskich gardeł w produkcji, które mają miejsce z powodu małej wydajności pracy, dokonania usprawnień organizacyjno-technicznych dla zwiększenia wykorzystania dnia roboczego, zmniejszenia do minimum przez małą mechanizację strat na transport międzyoperacyjny, prawidłowego i terminowego dostarczenia materiału i narzędzi, oraz przechodzenia na nowe metody pracy jak: szybkościowe skrawanie, skrawanie nożem Kolesowa itp. Na podstawie dostarczonych przez sekcję kalkulacji dokładnych materiałów informujących o danej metodzie pracy, w postaci fotografii dnia roboczego, karty głównej operacji, karty kalkulacyjnej, wyrobienia norm na danym stanowisku roboczym itp. brygada robotniczo-inżynierska rozpoczyna odpowiednie badania istniejących metod pracy, konstrukcji maszyn itp. — po to, aby w wyniku wnikliwej analizy zaprojektować takie usprawnienie organizacyjno-techniczne, dzięki któremu wzrośnie wydajność pracy, zwiększy się wykorzystanie maszyn i narzędzi, zmniejszy się ilość braków.

2. Na podstawie szczegółowej i wnikliwej analizy procesu technologicznego na odcinku jednej lub kilku operacji opracowanie wydajniejszego i ekonomiczniejszego przyrządu, przygotowania specjalnych narzędzi z prawidłowym zaplanowaniem takiej geometrii ostrza, która pozwoli na zwiększenie parametrów skrawania, ustalenie prawidłowej kolejności poszczególnych czynności z uwzględnieniem prób łączenia poszczególnych czynności lub operacji itp.

MGR INŻ. KAZIMIERZ DĘBSKI

PRODUKCJA ŁAŃCUCHÓW ROLKOWYCH GALLA

Na podstawie artykułów ogłoszonych w czasopiśmie „Machinery” 1953 r.

W niniejszym artykule opisane są metody produkcji łańcuchów typu Galla, jak również urządzenia specjalne produkcyjne zaprojektowane przez firmę Perry Chain w Birmingham.

Różne rodzaje łańcuchów rowerowych, motocyklowych i przemysłowych pokazane są na rysunku 1.



Rys. 1 — Rodzaje łańcuchów rolkowych.

Łańcuchy rolkowe Galla składają się z następujących części: płytki boczne wewnętrzne i zewnętrzne, tulejki, rolki i sworznie.

Fabryka łańcuchów rolkowych opisana w niniejszym artykule jest wytwórnią opartą na wysokiej specjalizacji produkcji. Przebieg produkcji przedstawia się w krótkim zarysie następująco:

Jak poważnym zagadnieniem dla zapewnienia szybkiego wzrostu wydajności pracy wg nowych norm, jest zagadnienie między innymi ulepszenia technologii w kierunku zmniejszenia pracochłonności i materiałochłonności, wykazuje nam w dalszym ciągu analiza obniżki pracochłonności podstawowych asortymentów produkcji zakładów podległych C.Z.P.Mot. Z analizy tej niezbitnie wynika, że w dalszym rozwoju techniki w zakładach przemysłu motoryzacyjnego obniżka kalkulacyjnej pracochłonności w podstawowych asortymentach utrzymuje się w granicach pracochłonności w III lub IV kwartale 1953 r. zaistniałej w wyniku przeprowadzenia z dniem 1.VII br. rewizji norm pracy.

Wynika z tego fakt, iż zamierzenia na r. 1954 w planie technicznym w niedużym stopniu wpływają na obniżkę pracochłonności. Z tego powodu wynika niezwykle ważna dyrektywa dla pokierowania tematyką działalności brygad robotniczo-inżynierskich w kierunku ulepszenia technologii przez realizację wniosków racjonalizatorskich zmierzających do zastosowania wydajniejszych metod obróbki, lepszego oprzyrządowania, trwalszych narzędzi itp. Niezwykle ważnym zagadnieniem koniecznym dla pełnego udokumentowania skutków obniżki pracochłonności w wyniku realizacji usprawnienia brygady robotniczo-inżynierskiej jest dopilnowanie przez kierownika komórki wynalazczości zarejestrowania tego faktu w planie operacyjnym, w katalogu norm oraz w dokumentacji zarobkowej. Pozwoli to na wymierną ocenę przez sekcję kosztów własnych ekonomicznego skutku działalności brygady robotniczo-inżynierskiej.

Wykonanie napiętych planów produkcyjnych wymagających od zakładów przemysłu motoryzacyjnego pełnej mobilizacji załogi, przy stałym wzroście wydajności pracy stanowi bojowe zadanie dla wszystkich racjonalizatorów, a przede wszystkim dla brygad robotniczo-inżynierskich, które na obecnym etapie walki o zwiększenie wyrobienia norm i zwiększenie zarobków robotników mogą w znacznej mierze przyczynić się do operatywnego rozwiązania zagadnień organizacyjno-technicznych i do usuwania w krótkim czasie wielu przeszkód w produkcji.

Prawidłowe i dyrektywne organizowanie brygad robotniczo-inżynierskich dla rozegrania bojowego zadania zwiększenia wydajności pracy w wyniku rewizji norm, winno stać się codziennym hasłem dla zrealizowania postępu technicznego i lepszej organizacji pracy w przemyśle motoryzacyjnym. Poziom technicznego wytwarzania i kultura techniczna winny podciągać cały przemysł maszynowy do poziomu, od którego w poważnej mierze zależy pokojowy rozwój całej gospodarki narodowej — rozwój służący przebudowie ustroju społecznego dla szczęścia całego narodu walczącego o pokój i realizację planu 6-letniego.

Materiały otrzymane z zewnątrz kierowane są do magazynów. Z każdej partii materiałów brane są próbki do sprawdzenia w obróbce cieplnej, po czym do stwierdzenia, czy odpowiadają warunkom technicznym. Po zakończeniu badań, partię materiałów przekazuje się do produkcji. Badania te prowadzone są w laboratorium fabrycznym, wyposażonym w niezbędne urządzenia jak: zrywarki, przyrządy do pomiaru twardości, spektrograf, stanowisko do badań dynamometrycznych i inne.

Zakwalifikowane materiały z magazynu przechodzą do wydziału pras i wydziału mechanicznego. Obok wydziału pras umieszczony jest wydział obróbki cieplnej i oczyszczalnia. Stąd części łańcuchów przechodzą do kontroli fabrycznej, po czym idą do montowni na linię montażową. Po przejściu przez linię montażową gotowe łańcuchy kierowane są na próbę ostateczną, a następnie do magazynu i do wysyłki.

A. Produkcja płytek bocznych

Płytki boczne łańcuchów rowerowych są wytłaczane z taśmy stalowej o dużej wytrzymałości, walcowanej na zimno. Taśma nie wymaga dodatkowej obróbki cieplnej z wyjątkiem oksydacji na niebiesko gotowych płytek przed montażem.

Płytki łańcuchów przemysłowych wykonywane są z taśmy stalowej o zawartości 2,5% Ni, utwardzonej powierzchniowo. Wykonane płytki poddawane są dodatkowej obróbce cieplnej dla poprawienia wytrzymałości i odporności na zużycie.

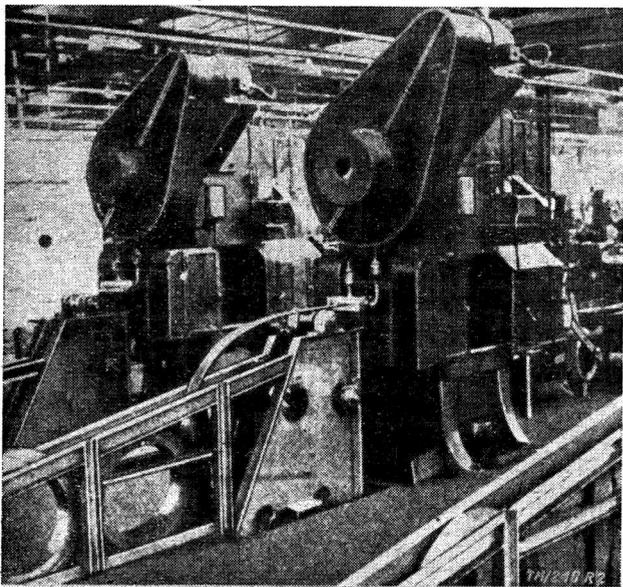
Na wytwarzanie płytek bocznych składa się następujący cykl operacji:

1. Doprowadzenie taśmy

Zwój taśmy dostarczany jest z magazynu na prowadnice prasy szybkoobrotowej. Mechanizm doprowadzający przesuwając taśmę, a zwój obraca się na rolkach. Po drugiej stronie prasy odpadkowa część taśmy po wytłoczeniu płytek nawija się w zwój i odwożona jest do magazynu.

2. Wytłaczanie płytek

Poniżej na rys. 2 pokazana jest prasa Bliss Nr 630 do wytwarzania płytek bocznych. Przy 300 skokach na minutę wykonuje ona w tym czasie 2100 płytek rowerowych z taśmy o grubości 0,99 mm.



Rys. 2 — Prasa Bliss Nr 630 do produkcji płytek bocznych.

Na rys. 3 pokazany jest komplet matryc i stempli. Stemple wykonane są z pręta i szlifowane są przy pomocy profilowej tarczy szlifierskiej. Stemple są często przeszlifowywane ze względu na wymagane dokładności wykonania płytek.

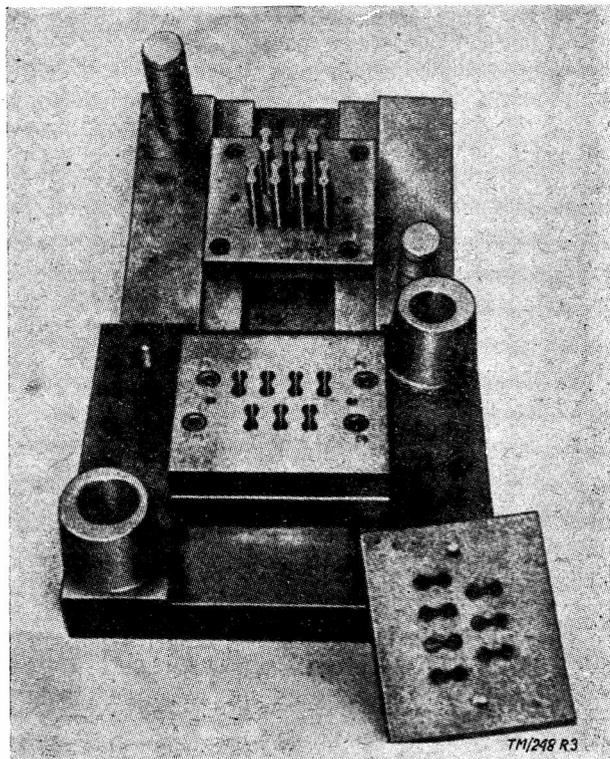
3. Gradowanie płytek

Gradowanie płytek wykonuje się celem usunięcia gradu i zapewnienia dokładnego prowadzenia płytek w późniejszych operacjach. Podczas gradowania w bębnach uzyskuje się zaokrąglenie krawędzi płytek o promieniu $r = 0,381$ mm.

4. Wytłoczenie napisów firmowych

5. Zgniatanie krawędzi wewnętrznych płytek

Zgniatanie wykonywane jest na stożek o kącie 15° , na prasie „Sweeney & Blocksidge Nr 9” przy pomocy stożkowego stempla i ma na celu zapewnienie łatwego zazębienia się koła łańcuchowego z łańcuchem. Doprowadzenie płytek pod stempel odbywa się przy pomocy specjalnego urządzenia podajnikowego. Podczas ruchu jałowego stempla do góry zgnieciona płytka jest usuwana spod stempla przy pomocy sprężynowego wyrzutnika. W tym

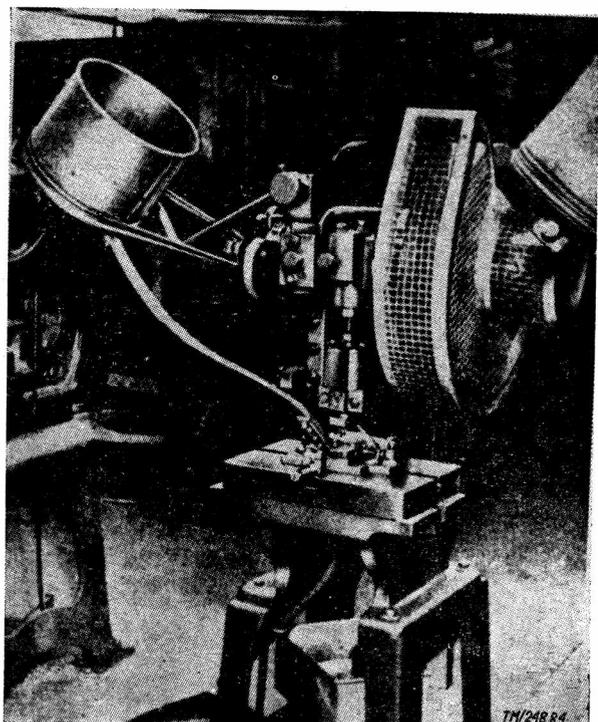


Rys. 3 — Komplet matryc i stempli.

czasie urządzenie podajnikowe doprowadza następną płytkę. Płytki winna być ustawiona pod stemplem z dokładnością 0,10 — 0,12 mm. Płytki zewnętrzne nie podlegają zgniataniu krawędzi.

6. Przebijanie otworów w płytkach bocznych

Poniżej na rys. 4 pokazana jest prasa „Sweeney & Blocksidge Nr 6” stosowana do przebijania otworów w płytkach bocznych, a na rys. 5, części składowe bębna tej prasy. Zadaniem bębna jest doprowadzanie płytek właściwie ustawionych do przewodu zasilającego prasy.

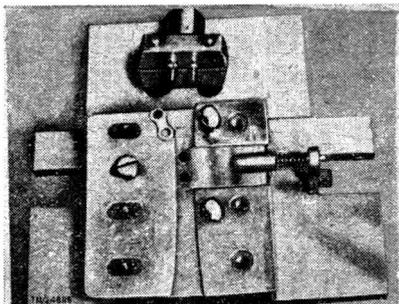


Rys. 4 — Prasa „Sweeney & Blocksidge Nr 6”.

Bęben jest przymocowany do korpusu prasy częścią „A”, wg rys. 5 przy pomocy wspornika. Wspornik zakończony jest częścią tulejową z łożyskiem, na którym obraca się bęben „B”. Bęben ten napędzany jest pasem z koła pasowego, umieszczonego na wale korbowym. Na członie „A” nacięte jest wyżłobienie nieco szersze niż płytka łańcucha. Wyżłobienie to poprowadzone jest do górnej powierzchni pod kątem w ten sposób, że zaczyna się na jednym końcu kołnierza, schodząc głębiej do drugiego końca. Człon „A” posiada 2 otwory, które po założeniu bębna „B” umożliwiają założenie górnej płytki „C” na kołki. W członie „C” znajduje się klin ścięty pod tym samym kątem co wyżłobienie w członie „A”. Wysokość klina jest takiej wielkości, że po złożeniu obydwu członów przy pomocy klina w wyżłobieniu — pozostaje wolny przelot o wymiarach nieco większych aniżeli wymiary części, która ma przez ten przelot przechodzić.

Płytki poruszając się wewnątrz bębna i napotykać na żeberka, układają się w wyżłobieniach bębna. Gdy przy obrocie bębna płytki znajdują się w głównym położeniu — spadają, a płytka znajdująca się w wyżłobieniu naprzeciw przelotu wpada do niego i zsuwa się do przewodu zasilającego z wyżłobieniem jak w członie „A”.

Przewód zasilający składa się z taśmy z żłobkiem, ponad którym przymocowane są z obydwu stron paski. Przez to wzdłuż przewodu powstaje przelot odpowiadający wymiarom płytkom łańcuchowym. Przewodem tym płytki wprowadzane są do urządzenia pokazanego na rys. 6.



Rys. 6 — Urządzenie doprowadzające z matrycą do przebijania otworów płytek.

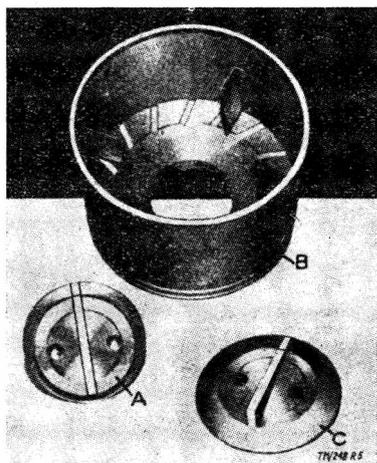
Urządzenie to posiada stożkowy kanał, wytworzony przez dwie taśmy stalowe. Ruch płytki wzdłuż tego kanału powoduje odciągnięcie blaszki (z krawędzią odpowiadającą płytce), osadzonej na sprężynie. Pod naciskiem sprężyny płytka ustawia się w położeniu roboczym z dokładnością do 0,025 mm. Przy suwie roboczym prasy następuje przebicie otworów, po czym przy ruchu jałowym następna płytka spycha z kanału przebitą płytkę do przewodu prowadzącego do skrzyni. Prasa pracuje z szybkością 140 skoków na minutę.

Ponieważ dokładność wykonania płytki zależy od dokładności kanałów prowadzących i stanu przebijaaków, przebijaaki zużyte wymieniane są na nowe. Po przebiceniu otworów następują końcowe operacje, a mianowicie:

7. Ponowne gradowanie płytek, oraz

8. Oksydacja

Płytki łańcuchów motocyklowych i przemysłowych są utwardzane powierzchniowo i chłodzone w oleju przed gradowaniem i oksydacją. Operacje te będą opisane w dalszym ciągu artykułu.



Rys. 5 — Bęben zasilający prasy „Sweeney & Blackside”

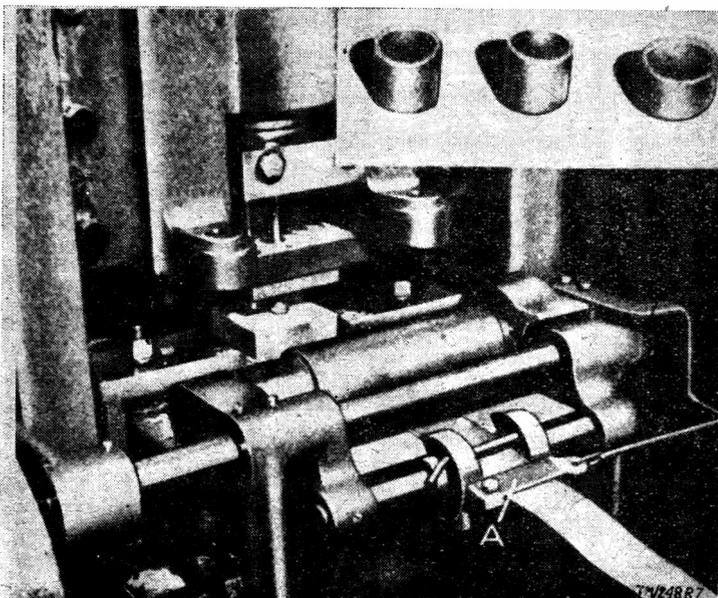
B. Produkcja rolek

Większość rolek używanych w łańcuchach rolkowych wytłaczana jest z blachy głębokotłocznej przy zastosowaniu jednej lub więcej operacji. W wyniku tego powstaje wytłoczka, której denko zostaje następnie przebite, po czym rolka uzyskuje kształt ostateczny przez przeciąganie.

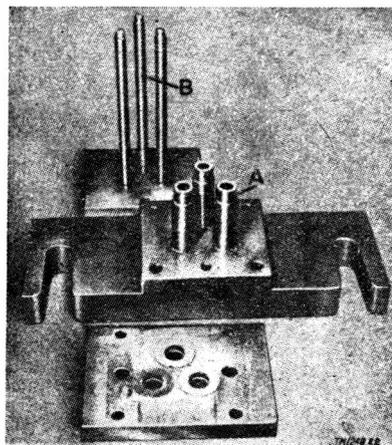
Niżej opisany jest przebieg obróbki rolek łańcuchów przemysłowych o wymiarach $7,222 \times 12,7$ mm.

1. Wytłoczenie rolki i przebicie denka

Operacje te są wykonywane na prasie korbowej Lindego podwójnego działania, jak na rys. 7, przy użyciu narzędzi pokazanych na rys. 8.



Rys. 7 — Prasa korbowa Lindego do wytłaczania rolki i przebicia denka.



Rys. 8 — Matryce i stemple do wytłaczania rolek i przebicia denka.

Narzędzie „A” wycina z taśmy o wymiarach $0,990 \times 50,8$ mm krążek o średnicy 16,433 mm, po czym wykonuje pierwszą operację tłoczącą, w której powstaje wytłoczka z zamkniętym denkiem. Gdy narzędzie „A” dojdzie do dolnej granicy w matrycy — następuje druga operacja, w której stemple „B” przechodząc przez narzędzie „A”, przebijają denko wytłoczki. Narzędzia „A” i „B” są wykonane ze stali szybko tnącej a wkładki w matrycy ze stali szybko tnącej lub z węglików wolframu.

Taśma na rolki poddawana jest przy odbiorze dokładnemu badaniu, przy czym sprawdzane są: twardość, tolerancja wymiarów oraz wykonywana jest próba na rozwarstwianie. Ważne jest, aby wymiary taśmy były utrzymane w wymaganych granicach. Każde odchylenie od ustalonej grubości taśmy powoduje poważne niedomagania przy montażu i w pracy łańcucha. Nadwyżka np.

grubości taśmy wynosząca zaledwie 0,025 mm spowoduje, że wykonane rolki będą o 0,203 mm dłuższe od wymaganych.

Mniejsze odchylenia mogą być skorygowane przy następnej operacji przeciągania. Dla ułatwienia kontroli i korekcji, rolki spod każdego stempla odprowadzane są oddzielnymi przewodami do oddzielnych zbiorników.

Prasa użyta do wytłaczania rolek pracuje z szybkością 60 suwów roboczych na minutę. Dla chłodzenia i smarowania matrycy i stempli doprowadzony jest do nich płyn, stanowiący mieszaninę oleju i wody w stosunku 1:20.

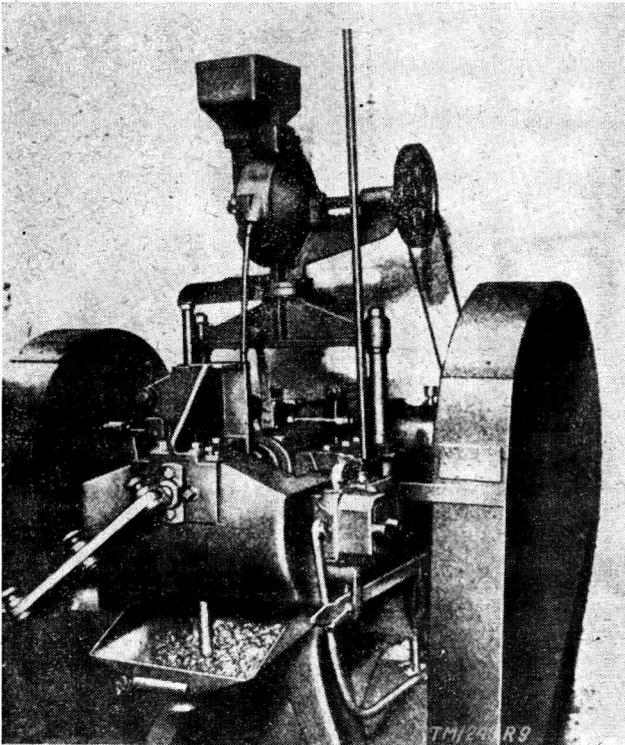
2. Oczyszczanie w kwasie

Ma ono na celu usunięcie zendry przed następną operacją przeciągania.

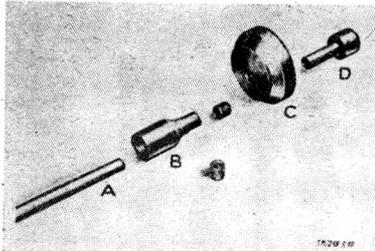
3. Powtórne przeciąganie

Przeciąganie pierwsze miało miejsce przy pomocy stempla „A” podczas przebijania denka. Przy powtórny przeciągnięciu rolka zredukowana jest ze średnicy 9,759 na 8,475 mm. Operacje te wykorzystywane są na prasie automatycznej.

Wyżej wymienione operacje mogą mieć inny przebieg przy wykorzystaniu specjalnej maszyny automatycznej, pokazanej na rys. 9 i użyciu narzędzi, jak na rys. 10.



Rys. 9 — Maszyna automatyczna do przeciągania, przebijania i prostowania rolek na wymiar ostateczny.



Rys. 10 — Narzędzia stosowane w maszynie wg rys. 9.

Stempel „A” przechodzi przez stempel pierścieniowy „B” włączając wytłoczkę do matrycy „C”. Matryca posiada wkładkę z węglików wolframu.

W wyniku tej ostatniej operacji otrzymuje się wytłoczkę kalibrowaną na wymiar średnicy $8,375 \pm 0,0062$ mm. Podczas włączania wytłoczki w matrycę, tylny stempel pierścieniowy „D” posuwa się naprzód, wchodząc do tylnego otworu matrycy. Stempel

„A” w dalszym ruchu wciska wytłoczkę w stempel „D”, przez co następuje przebicie zamkniętego końca wytłoczki. Wskutek dalszego posuwania się stempla „B” końce wytłoczki prostują się i wygładzają pomiędzy stemplami „B” i „D”, przy czym długość rolki jest doprowadzana do 7,500 — 7,625 mm. Po wyprostowaniu rolki i jej wygładzeniu tylny stempel „D” cofa się, po czym stemple „A” i „B” wracają równocześnie. Rolka usuwana jest z matrycy z końca stempla „A” i przy pomocy ściązacza sprężynowego odrzucana jest do zbiornika.

Wybite denka wytłoczek przechodzą przewodem w dół do oddzielnego zbiornika.

Wszystkie rolki do łańcuchów przemysłowych przechodzą przez 3 operacje przeciągania, natomiast rolki węższe do łańcuchów rowerowych są 2 razy przeciągane.

4. Po ostatniej operacji przeciągania rolki są nawęglane i oczyszczane w bębnoch, co będzie opisane niżej.

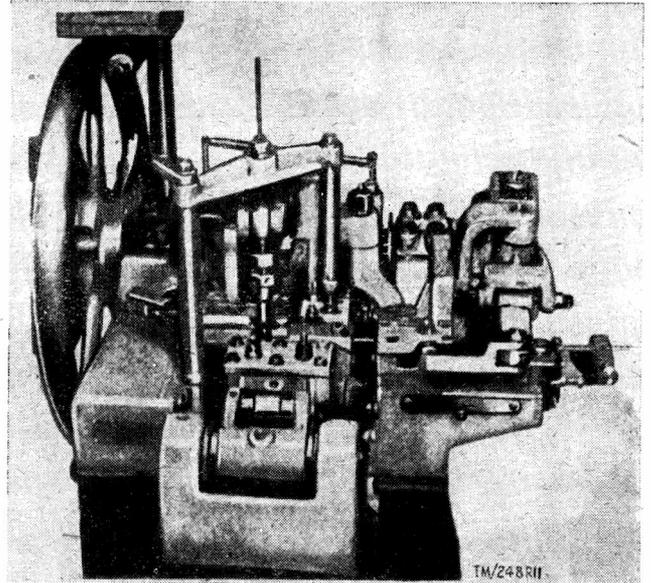
C. Produkcja tulejek

Tulejki łańcuchów rolkowych są zwijane z miękkiej taśmy stalowej utwardzonej powierzchniowo.

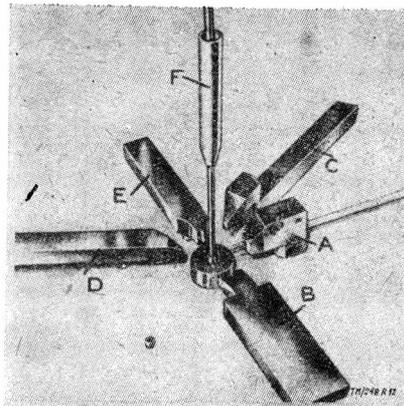
Materiał na tuleje przed wydaniem z magazynu jest poddany dokładnej kontroli, w celu upewnienia się, że posiada wymaganą twardość dla zachowania nadanego kształtu po zwinięciu.

Taśma użyta na tulejki w opisanym niżej przykładzie posiada wymiary: $5,88 \times 0,762$ mm, a wykonane z tej taśmy tulejki — średnicę zewnętrzną 5,280 mm, średnicę wewnętrzną 3,708 — 3,714 mm.

Dla zwijania tulei stosowana jest wielosuwakowa maszyna Lindego, pokazana na rys. 11, przy użyciu narzędzi, jak na rys. 12.



Rys. 11 — Maszyna Lindego do wytwarzania tulejek.



Rys. 12 — Narzędzia do wytwarzania tulejek

Dla wykonania tulei, narzędzia wykonują 6 operacji. Narzędzia te są pokazane na rys. 12, gdy są zdjęte z maszyny i umieszczone w pozycjach, jak na maszynie.

Ruch narzędzi jest powodowany przez ruch dźwigni w płaszczyźnie pionowej i poziomej i jest nadawany przez krzywki umieszczone na wale w tylnej części maszyny.

Przed ruchem zasilającym wysuwa się nóż, który nacina taśmę we właściwym miejscu, po czym człon zasilający „G” pokazany na rys. 11, posiadający palec chwytający posuwa się naprzód wraz z taśmą. Prowadnica taśmy „A” wg rys. 12, która jest częścią członu zasilającego, doprowadza taśmę naprzeciw pionowego trzpienia. Trzpień przechodzi w dół poprzez matrycę.

Trzpień jest wykonany z wysokowęglowej stali i w celu zwiększenia jego żywotności pokryty jest powłoką twardego chromu. Grubość powłoki chromowej wynosi ... 0,00625 mm.

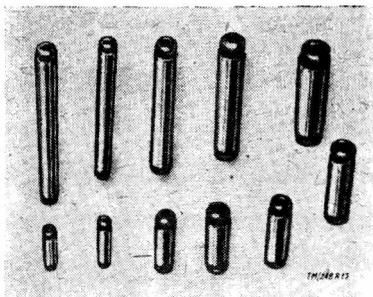
Gdy taśma jest położona centrycznie w stosunku do trzpienia — narzędzie przednie „B” wysuwa się do przodu i odcina płytkę w miejscu przedniego nacięcia, opierając się o prowadnicę „A”. Narzędzie „B” w dalszym ruchu zagina odciętą płytkę wokół trzpienia i utrzymuje ją w miejscu. Narzędzia „C” i „D” wykonują jednoczesny ruch, kontynuując zaginanie płytki, po czym wycofują się, aby umożliwić działanie narzędzia „E”, które łączy zwiniętą płytkę, formując w ten sposób tulejkę. W tym czasie narzędzie rurowe „F”, które otacza trzpień — posuwając się w dół — wtlacza uformowaną tulejkę do niżej położonej matrycy. Gdy tylko tulejka wejdzie w otwór matrycy — promieniowo osadzone narzędzia zaczynają się cofać, podczas gdy narzędzie „F” przesuwa się dalej naprzód. Skutkiem tego działania tulejka jest wyrównywana do wymaganych kształtów i wymiarów przez docisk pomiędzy matrycą i trzpieniem. W ten sposób ukształtowana tulejka wchodzi do matrycy i wypycha do zbiornika tulejkę poprzednią. Po ukształtowaniu tulejki są oczyszczane w bębnie, następnie są poddawane obróbce cieplnej i po ponownym oczyszczeniu w bębnie przekazywane do montażu.

Ostatnie ulepszenie łańcuchów Perrygo polega na wprowadzeniu moletowania końców tulejek dla zapewnienia mocniejszego wcisku tulejek do bocznych płytek i zabezpieczenia przed obracaniem się. Ponadto uzyskuje się przez to zabezpieczenie przed ruchem jednej płytki w stosunku do drugiej, otrzymując w wyniku mocniejsze i trwalsze połączenie przy montażu.

D. Wykonywanie sworzni

Sworznie stosowane w łańcuchach rowerowych nie muszą być pocieniane na końcach. Są one wykonywane z drutu stalowego wysokiej jakości nadającego się do powierzchniowego utwardzania i o odpowiednich wymiarach. Sworznie są wykonywane na zimno na prasach typu Greenbat Nr 1 firmy Greenwood & Batley Ltd.

Poniżej na rys. 13 pokazane są przykładowo sworznie o różnych wymiarach z końcami pocienionymi stosowane w łańcuchach przemysłowych i motocyklowych.



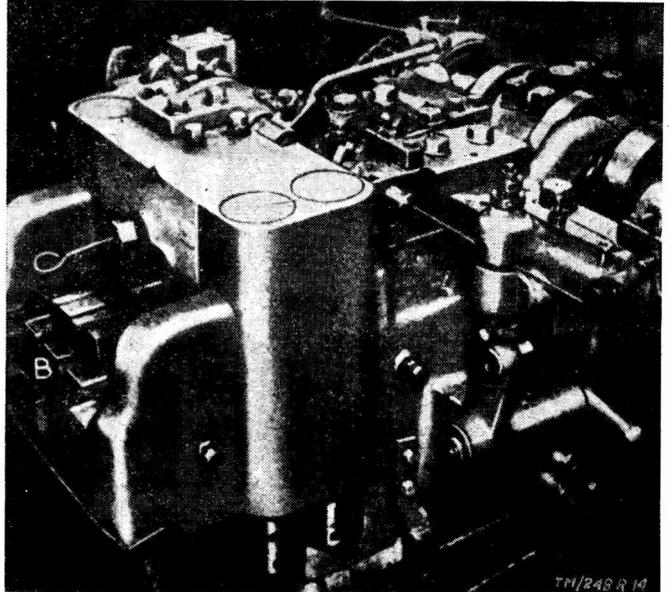
Rys. 13 — Sworznie z końcami zredukowanymi.

Sworznie te mają zwykły kształt cylindryczny i są zgniecione na końcach, aby ułatwić montaż. Są one wykonywane w matrycach, które pozwalają na wykonanie 2 operacji.

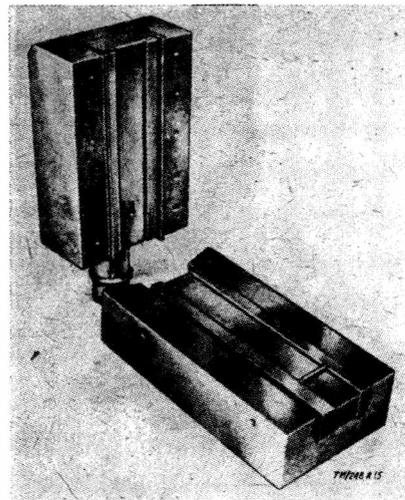
Podczas pierwszej operacji odcina się drut na odpowiednią długość. W drugiej operacji zgina się końce. Obie operacje są

wykonywane z wydajnością 188 sworzni na minutę. Sworznie produkowane na maszynach Greenbat są oczyszczane w bębnach, następnie obrabiane cieplnie i w końcu szlifowane na ostateczny wymiar na szlifierkach bezkołowych typu Scrivener. Operacje te opisane są niżej.

Gdy wielkość produkcji pozwala na wykonanie matryc i użycie odpowiedniego oprzyrządowania, to sworznie mogą być produkowane z drutu ze stali niklowej o zawartości Ni — 2,5%, całkowicie na maszynie Lindego. Maszyna taka pokazana jest na rys. 14, a matryce do rolowania na zimno na rys. 15.



Rys. 14 — Maszyna Lindego do wykonywania sworzni o zredukowanych końcach.



Rys. 15 — Górna i dolna matryca do rolowania końców sworzni.

Górna matryca jest ustawiona czołową powierzchnią w dół w kierunku dolnej części odlewu ciężkiego „A”, jak na rys. 14. Matryca ta jest podobnej konstrukcji jak do zestawu narzędzi wg rys. 15.

Dolna matryca umieszczona jest w obsadzie człona suwakowego „B” wg rys. 14. Człon suwakowy porusza się ruchem posuwisto-zwrotnym wskutek działania krzyżulca i korbowa, poruszanego wałem korbowym.

Matryca wykonana jest ze stali szybko tnącej i składa się z części środkowej i dwu części bocznych o ściętych ukośnie ramionach. Ramiona te służą do pocieniania końców sworzni. Boczne części narzędzia szybko zużywające się mogą być przeszlifowane lub wymieniane.

Drut doprowadzony jest do maszyny z kręgu i przechodzi przez dwa układy rowkowanych rolek prostujących. W jednym układzie rolki są umieszczone pionowo, w drugim zaś poziomo. Pionowy układ rolek jest widoczny z prawej strony na rys. 14. Po

wyprostowaniu drut jest prowadzony do napędzanego od krzywki narzędzia odcinającego w chwili, gdy dolna matryca zbliża się do krańcowego tylnego położenia.

W czasie ruchu dolnej matrycy ku przodowi sworzni znajduje się między płaskimi powierzchniami matrycy, powodującymi jego ruch obrotowy.

W dalszym ruchu matrycy końce sworzni doprowadzone zostają do zetknięcia się z podnoszącymi się ramionami bocznych części matrycy. Materiał sworzni wypływa wówczas na zewnątrz i tworzą się na końcach zagłębienia, jak to widać na rys. 13. Średnica sworzni pocienia się na końcach o około 0,45 mm na długości odpowiadającej grubości płytki bocznej i dodatkowego odpowiedniego luzu na osadzenie.

Gdyby wskutek stosowania specjalnych matryc do rolowania produkcja sworzni o określonych wymiarach okazała się zbyt droga, wówczas sworznie mogą być pocieniane na końcach przez obróbkę mechaniczną. Do tego celu stosuje się automaty Wickmana.

Należy zaznaczyć, że dla tłoczenia, kształtowania, obcinania i wyrównywania krawędzi stosowane są narzędzia z końcówkami napawanymi stellem. W obróbce stosuje się szybkości przekraczające 3000 obr./min, przy których osiąga się cykl obróbki 10-sekundowy.

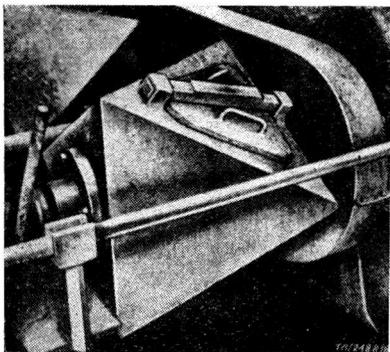
Przez zmianę krzywki i dobór odpowiednich obrotów można przejść na obróbkę 8 innych typów sworzni od średnicy 3,25 mm do 5,65 mm i długości od 9,625 do 81,25 mm.

E. Metody obróbki cieplnej i czyszczenia

1. Oczyszczanie płytek bocznych

Jak wspomniano uprzednio, boczne płytki łańcuchów rowerowych wykonywane ze stali o wysokiej wytrzymałości przechodzą kilka operacji czyszczenia.

Pierwsze czyszczenie następuje po wytłoczeniu płytki z taśmy. Jest ono potrzebne dla uzyskania zaokrąglenia krawędzi płytek o promieniu około 0,375 mm. Płytki czyszcza się w bębnach typu opisanego na rys. 16. Do bębna ładuje się jednocześnie mieszaninę 12- do 19-stopniowego krzemienia, wapna i sody, z wodą. Tak załadowany bęben obraca się bez przerwy 48 godzin.



Rys. 16 — Bęben do czyszczenia części łańcuchów rolkowych.

Po wyjściu z bębna płytki są najpierw w zimnej wodzie, następnie w wodzie z sodą. Po umyciu płytki suszy się w suszarce odśrodkowej, a następnie przez 4 godziny w bębnie wypełnionym trocinami, gdzie są równocześnie polerowane. Ta operacja zapewnia ciągłość zasilania podajników w późniejszych operacjach.

Po przebicciu otworów płytki są ponownie czyszczone w bębnie graniastym — w mieszaninie podobnej do opisanej uprzednio — celem usunięcia pozostałego gradu.

Po tej operacji następuje płukanie w gorącej wodzie, po czym suszenie w trocinach dla usunięcia śladów smaru przed operacją oksydacji.

2 Obróbka cieplna płytek bocznych

Płytki boczne łańcuchów przemysłowych, które zazwyczaj są wykonywane ze stali niklowej do powierzchniowego utwardzania

o zawartości 2,5% niklu, poddaje się również wyżej opisanym operacjom czyszczenia.

Po oczyszczeniu następuje nawęglenie na głębokość około 0,175 mm, chłodzenie w oleju, a następnie czyszczenie w kwasie — w bębnach otwartych dla usunięcia zgorzeli — przed następną operacją oksydowania.

Płytki łańcuchowe zazwyczaj oksyduje się ze względu na wygląd i zabezpieczenie przed korozją. Ponadto, podczas oksydacji usuwane są naprężenia szczątkowe, jak również przez polepszenie własności rdzenia — płytki utwardzane powierzchniowo znacznie zyskują na wytrzymałości.

Aczkolwiek proces oksydacji polega jedynie na ogrzewaniu płytek do stanu, gdy nabiorą one koloru niebieskiego, to jednak ze względu na duże ilości płytek podlegających równocześnie tej operacji, należy zwrócić baczna uwagę, aby wszystkie płytki we wsadzie były jednakowo nagrzane.

Ponadto płytki po nagraniu muszą być powoli i równomiernie studzone. Dlatego nie mogą być pozostawiane w stosach, aby płytki wewnątrz stosu nie nagrzewały się od płytek otaczających i nie zmieniały koloru na szary.

Oksydację płytek wykonuje się przez nagrzewanie w bębnie obrotowym w strumieniach gazu w temperaturze do 400°C, przy czym temperatura jest regulowana przy pomocy termometru. Czas nagrzewania wynosi maksymalnie 25 minut.

Pod koniec tego okresu pobierane są próbki dla sprawdzenia, czy nabrały one koloru niebieskiego, po czym płytki wysypuje się z bębna do płaskich naczyń z dnem z siatki drucianej. W naczyniach tych płytki rozsypuje się w celu równomiernego odprowadzenia ciepła.

3. Obróbka cieplna rolek i tulejek

Roleki i tulejki po uprzednim czyszczeniu podlegają powierzchniowemu nawęglaniu. Wyposażenie do tego celu będzie opisane niżej. Roleki i tulejki nawęglane są na głębokość 0,175 mm w czasie 1¼ godziny, po czym hartuje się je w wodzie.

Po zahartowaniu tulejki są ponownie poddawane obróbce w bębnach przez 48 godzin w mieszaninie wapna, sody i wody. Nie stosuje się domieszki materiałów ściernych, gdyż mogłyby się one przedostać na montaż i powodować później przedwczesne zużywanie się połączeń.

Części, które były obrabiane w bębnie, są następnie dokładnie myte i suszone odśrodkowo.

4. Oczyszczanie i obróbka cieplna sworzni

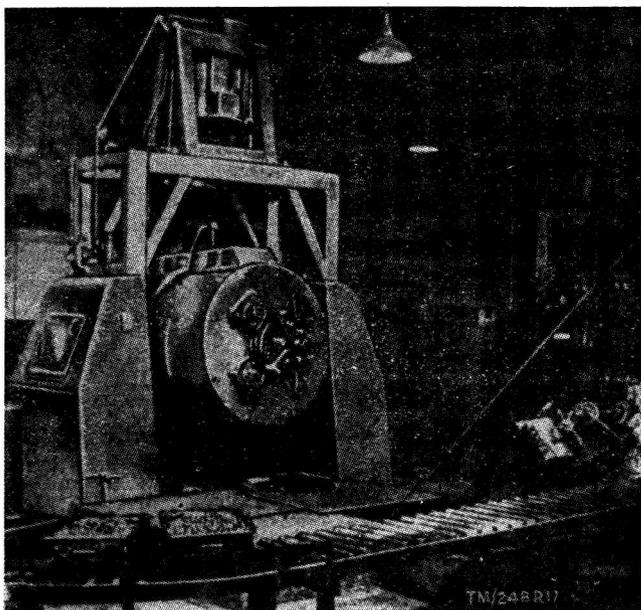
Sworznie do łańcuchów rowerowych poddaje się podobnej obróbce, są one jednak uprzednio czyszczone w bębnach dla usunięcia ostrych krawędzi i uzyskania zaokrąglenia o promieniu 0,375 mm. Zaokrąglenie to uzyskane przez obtaczanie w bębnie nie ulega zmianie przy następnym zdejmowaniu ze sworzni warstwy 0,0075 mm podczas szlifowania.

Krótkie sworznie wykonywane z drutu o średnicy 3,7 mm są ładowane do bębna graniastych, jak to pokazano na rys. 16. W bębnach tych znajduje się piasek o n-rze odpowiadającym 60 oczkom sita, i mieszanina czyszczalnika z wodą. Obróbka w bębnie trwa 48 godzin. Po tej obróbce końce sworzni otrzymują zaokrąglenia, a średnica sworzni ulega nieznacznemu zmniejszeniu. Dlatego średnica drutu musi być dobrana z odpowiednim nadmiarem.

Po obrobie w bębnach, sworznie są nawęglane przez 2 godziny w piecu obrotowym. Warstwa nawęglona posiada głębokość od 0,300 — 0,375 mm. Po nawęgleniu sworznie hartuje się w wodzie.

5. Piec obrotowy do nawęglania Birleca

Poniżej na rys. 17 pokazany jest piec Birleca do nawęglania rolek, tulei i sworzni. W skład wsadu do pieca wchodzi część podlegająca obróbce, sproszkowany węgiel drzewny oraz granulowany grafit. Temperatura w retorcji pieca utrzymywana jest



Rys. 17 — Piec do nawęglania Birleca.

w granicach 900 — 920° C przy pomocy termostatu. Podczas nawęglania piec obraca się o kąt 90° w czasie 5 minut.

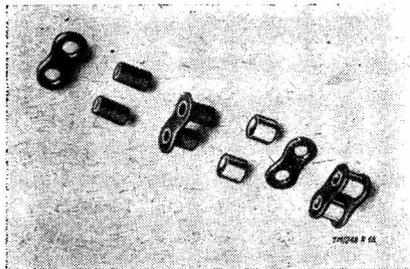
Bezpośrednio pod wylotem pieca, gdy jest on w pozycji do wyladowania, znajduje się przewód zakończony dziurkowanym stożkiem. Dla szybkiego chłodzenia na części wysypywane z pieca do zbiornika skierowany jest silny strumień wody.

6. Szlifowanie sworzni

Wszystkie sworznie są szlifowane na szlifierce bezkłowej, po czym w czasie 6 godzin są dogładzane w bębnie do wymaganej tolerancji na średnicy $\pm 0,005$ mm. Podczas tej operacji zbiera się warstwę o grubości około 0,0075 mm na średnicy.

F. Montaż łańcuchów rolkowych

Kolejne fazy montażu ogniwa pokazane są na rys. 18.

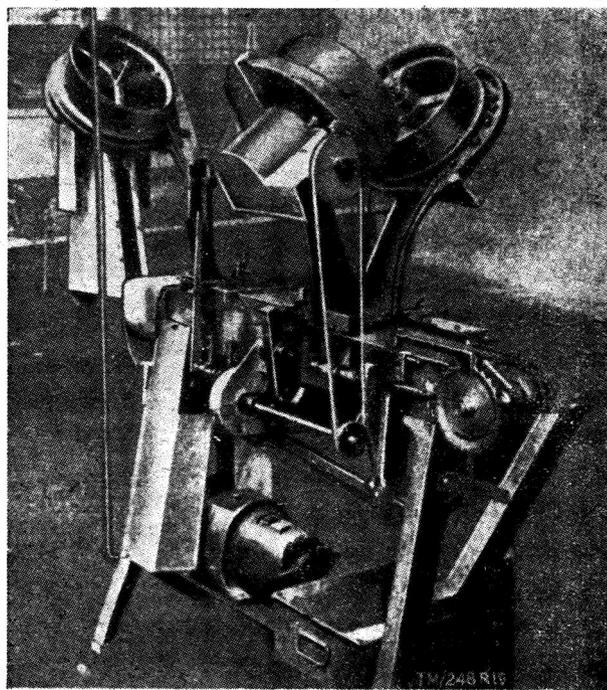


Rys. 18 — Montaż ogniwa

Montaż ogniwa odbywa się w następującej kolejności: dwie tulejki są wkładane do płytki bocznej, po czym nakłada się na nie rolki. Następnie na przeciwne końce tulejek wciska się drugą płytkę boczną. Takie ogniwa są składane przy pomocy prostego oprzyrządowania; w razie potrzeby używany jest młot sterowany nogą.

Dla montażu łańcuchów w masowej produkcji są projektowane specjalne maszyny montażowe. Jedna z tego rodzaju maszyn stosowana do montażu łańcucha rowerowego pokazana jest na rys. 19.

Maszyna ta posiada wąskie łoża w kształcie skrzyni oparte na 4 nogach. Pod łożem znajduje się silnik o mocy 1 KM, który napędza główny wał. Wał ten napędza mechanizmy zasilające i inne. Po prawej stronie łoża jest zamocowane koło łańcuchowe na wałku, na którym znajduje się również koło zapadkowe. Szereg połączeń i dźwigni powoduje obrót koła zapadkowego i koła łańcuchowego o jeden ząb przy każdym obrocie wału rozrządczego. Wzdłuż koła maszyny prowadzony jest łańcuch montażowy napędzany kołem łańcuchowym z prawej strony maszyny. W każdym ogniwie tego łańcucha znajduje się wgłębienie o kształ-



Rys. 19 — Maszyna do montażu łańcucha rowerowego.

tach, które pozwalają na umieszczenie dwóch rolek montowanego łańcucha. Podczas każdego obrotu wału rozrządczego, w pewnym określonym położeniu łańcuch przesuwają się wzdłuż łoża wskutek działania mechanizmu zapadkowego na długość odpowiadającą jednemu wgłębieniu w ogniwie i w tym położeniu zatrzymuje się przez resztę obrotu wału rozrządczego.

Rolki, tulejki i płytki boczne o konstrukcji pokazanej na rys. 18 lecz mniejsze, są doprowadzane z bębnowi do pozycji montażowych przy pomocy urządzeń podajnikowych i przewodów, rozmieszczonych po obydwu stronach maszyny montażowej. Dolne powierzchnie wewnętrzne bębnowi posiadają na obwodzie szereg skośnie umieszczonych wgłębnień o takich wymiarach, które umożliwiają wejście do nich części składowych łańcucha w prawidłowym położeniu. Wskutek pochylego ustawienia bębna części składowe łańcucha opadają na dno i wchodzi do wgłębienia w chwili, gdy wgłębienie znajduje się w najniższym położeniu. Z tego miejsca przechodzą przewodem zasilającym na odpowiedniej pozycji taśmy montażowej.

Gdy taśma montażowa, przesuwająca się wzdłuż łoża maszyny zatrzyma się, wówczas do jej odpowiedniego wgłębienia doprowadzane są z kanału zasilającego dwie rolki. Przy następnym ruchu taśmy, rolki przechodzą do następnej pozycji naprzeciw drugiego przewodu zasilającego, z którego doprowadzone są dwie tulejki. Przy tej operacji tulejki wsuwają się do rolek.

Tulejowane rolki przechodzą do następnej pozycji zasilania, w której inne urządzenie podajnikowe doprowadza z przewodu zasilającego boczną płytkę. Płytkę ta jest wtlaczana na końce tulejek przy pomocy innego mechanizmu, otrzymującego napęd od krzywki i umocowanego przy pomocy wspornika do łoża maszyny.

W następnej kolejnej pozycji podobnie doprowadzana druga płytkę z przeciwnej strony wtlaczona zostaje na rolki.

Po tej ostatniej operacji montażowej ogniwo przesuwają się dalej pozostając w wgłębieniu taśmy montażowej, aż dojdzie do końca stołu. Wówczas przewodem odprowadzającym spada do skrzynki.

Po zmontowaniu końce sworzni łańcuchów rowerowych nie posiadające rowków są roztlaczane na specjalnych maszynach f-my „Turner Machine Toalse Ltd.”

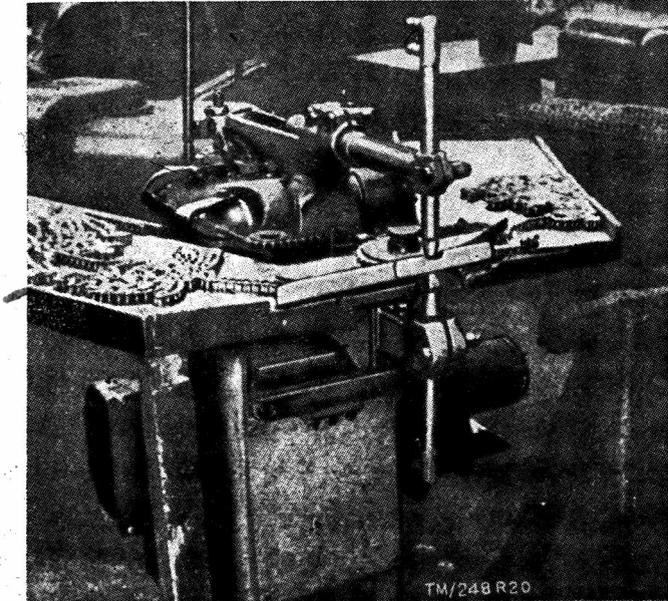
Dla łańcuchów o większych rozmiarach końce sworzni przed roztlaczeniem są zmiekczone przy pomocy ogrzewania oporowego, a to w celu zwiększenia plastyczności materiału podczas roztlaczania. Do ogrzewania stosowana jest spawarka f. Haldem

& Hunt, pokazana na rys. 20. Podczas ogrzewania łańcuch jest automatycznie prowadzony pomiędzy elektrodami. Cykl pracy trwa 2 do 3 sekundy.

G. Próby łańcuchów rolkowych

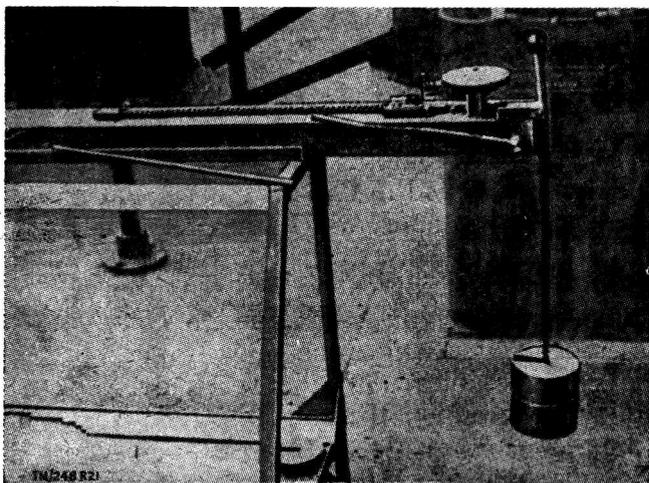
1. Próba na wydłużenie łańcucha rolkowego

Po rozłoczeniu końców sworzni każdy łańcuch poddawany jest próbie na rozciąganie przy użyciu odpowiedniego urządzenia pneumatycznego. Siła rozciągania wynosi przy próbie 892 kg.



Rys. 20 — Spawarka punktowa do zmiękczenia końców sworzni.

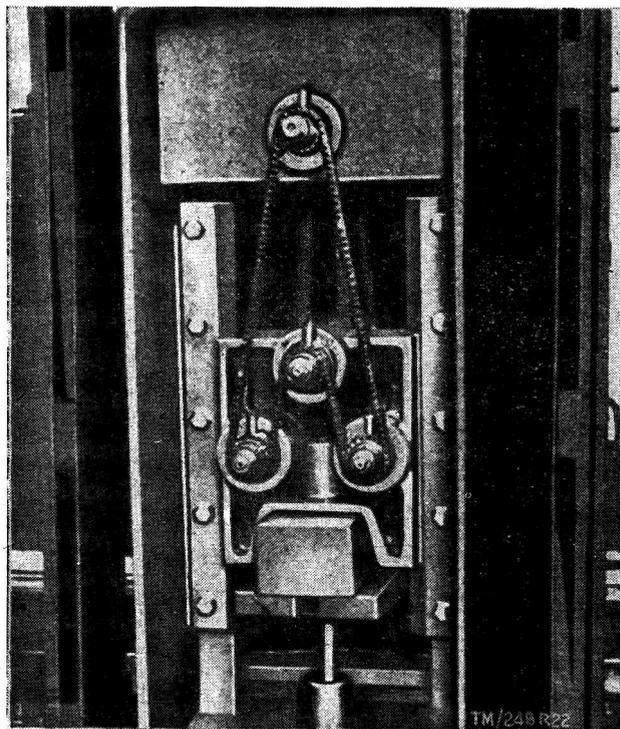
Ponadto pobiera się próbki łańcucha dla sprawdzenia zgodności z formą brytyjską B.S. 228—1934. Do tego celu stosuje się urządzenie pokazane na rys. 21.



Rys. 21 — Urządzenie do próby na wydłużenie.

Dla dokonania pomiaru używa się płaskiego pręta, na końcach którego znajdują się otwory rozstawione na odległość z ustaloną dokładnością. Dla tej odległości ustawia się mechanizm z tarczą zegarową na „0”. Pręt jest przymocowany do wspornika za pomocą sworzni, wstawionego w otwór na jednym końcu pręta. Wspornik może być położony na poziomym stole w dowolnej pozycji. Do drugiego końca pręta przymocowany jest człon ślizgowy, którego pionowe ramię styka się ze wskazówką mechanizmu zegarowego. Do tego członu przymocowany jest łańcuch, prowadzony na końcu wspornika na kółku. Łańcuch ten może być obciążony ciężarami.

Po ustawieniu pręta przez pokręcenie oprawki mechanizmu zegarowego ustawia się punkt „0”-owy na tarczy naprzeciw wskazówki. Po ustawieniu zegara na „0” na miejsce wzorcowego prę-



Rys. 22 — Urządzenie do próbnej pracy łańcucha rolkowego.

ta wstawia się badany łańcuch, jak to jest pokazane na rys. 21. Na tarczy zegarowej odczytuje się wydłużenie łańcucha pod tym obciążeniem. Nie może ono przekroczyć granicy 0,15% długości łańcucha badanego.

2. Próba pracy łańcucha rolkowego

Wszystkie łańcuchy motocyklowe i przemysłowe po zanitowaniu poddawane są próbie pracy w określonym okresie czasu i w warunkach znacznie ostrzejszych niż występujące w pracy. Dla tego celu używane jest specjalne urządzenie, pokazane na rys. 22.

Na ciężkiej podstawie spoczywa kadłub maszyny, w której środku umieszczona jest półka teownika. W półce osadzony jest wałek z kołami zębatymi umieszczonymi na obydwu jego końcach. Pod półką znajduje się ciężki odlew prowadzony w pionowych trapezowych prowadnicach. W odlewie tym umieszczone są dwa wałki, na których końcach znajdują się koła zębate.

Łańcuchy poddawane próbie przeprowadzone są przez koła w taki sposób, aby pracowały na dużej ilości krzywizn. Górny wałek w półce otrzymuje napęd od silnika o 1200 obr./min. Do odlewu w prowadnicach, który w całości zawieszony jest na badanych łańcuchach, dodawane jest obciążenie takiej wielkości, aby łańcuch pracował pod obciążeniem żądanym. Opisana próba pracy trwa 30 minut. W czasie tej próby łańcuchy są natryskiwane olejem doprowadzonym przez pompę. Olej sływa po łańcuchach do zbiornika, znajdującego się pod podstawą maszyny. Po oczyszczeniu i przefiltrowaniu olej wprowadzony jest ponownie do obiegu.

H. Zapinacze do łączenia końców łańcuchów rolkowych

Dla normalnej pracy określonej przeznaczeniem, końce łańcuchów są łączone przez zanitowanie sworzni, bądź przez zastosowanie zapinacza sprężynowego.

Zapinacz składa się z płytki z dwoma wałeczkami, z drugiej płytki z otworami dla wałeczków i pierścienia sprężynującego — zabezpieczającego, który wchodzi w wyłobienie na końcach wałeczków.

Wałeczki dla zapinaczy są wykonywane na automatach Wickmana z drutu stalowego.

Wtłaczanie wałeczków do płytek odbywa się przy użyciu młota spadowego i oprzyrządowania stosowanego przy montażu ręcznym.

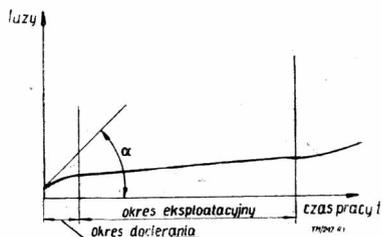
INŻ. STANISŁAW MOTYLIŃSKI
KATEDRA BUDOWY SAMOCHODÓW
POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

NOWOCZESNE METODY DOCIERANIA SILNIKÓW NOWYCH

Zagadnienie określenia właściwych warunków docierania silników spalinowych nowych lub po kapitalnym remoncie posiada duże znaczenie techniczne i ekonomiczne. Wprowadzenie w tym zakresie pewnej metodyki jest rzeczą niezbędną dla uniknięcia przykrych następstw nieprawidłowo przeprowadzonego docierania. Autor, po dokonaniu przeglądu metod określania warunków docierania silników, omawia zebrany materiał doświadczalny, którego analiza pozwala na wytyczenie dróg właściwego postępowania z przebadanymi typami silników w stanie nowym.

Nowy silnik samochodowy po złożeniu na pasie montażowym powinien być wstępnie dotarty przed zamontowaniem do wozu. Powodem tego jest fakt, że metody obróbki stosowane przy produkcji silników nie zapewniają jeszcze dostatecznej gładkości współpracujących powierzchni. Także pasowanie elementów nie jest dostateczne. Niektóre powierzchnie elementów, które się wzajemnie docierają w czasie pracy, obrabia się specjalnie zgrubnie, aby osiągnąć szybsze dotarcie i tym samym lepsze dopasowanie powierzchni, jak np. pierścienie tłokowe. Lecz także powierzchnie szlifowane bądź polerowane, jak np. gładz cylindrowa posiadają jeszcze nierówności powierzchni rzędu $0,5\mu$. Dlatego silnik nowy powinien być wstępnie dotarty, tzn. powinien pracować przez pewien okres czasu w warunkach specjalnych, aby usunąć w miarę możliwości niedokładności obróbki.

Okres żywotności silnika można podzielić na dwie zasadnicze części: okres, kiedy luzy są jeszcze zbyt małe, a powierzchnie współpracujące niedość gładkie i wzajemnie niedostatecznie dopasowane, oraz okres, kiedy luzy są właściwe, tzn. normalny okres eksploatacyjny. Ten drugi okres ze zrozumiałych względów powinien być jak najdłuższy, natomiast okres docierania, w którym następuje wzajemne dopasowanie się części w specjalnie lekkich warunkach pracy dla silnika staramy się jak najbardziej skrócić.



Rys. 1

Na rys. 1 przedstawiono schematyczny wykres powstawania luzów między współpracującymi elementami maszyn w funkcji czasu. Z wykresu widać, że gdy w czasie normalnej eksploatacji szybkość powiększania luzów powinna być jak najmniejsza, to w okresie docierania silnika, zwłaszcza docierania wstępnego, ze względu na pożądane zmniejszenie tego okresu do minimum, powinna być jak największa ($t_{ga \max}$). Szybkość ścierania się powierzchni jest jednak ograniczona warunkiem uzyskania dostatecznej gładkości powierzchni współpracujących, zbyt szybkie ścieranie prowadzi do uszkodzenia powierzchni, tzn. zatarcia, co obserwujemy w silnikach nieprawidłowo złożonych, bądź przedwcześnie w pełni obciążanych. Aby wyjaśnić te zagadnienia, zostały przeprowadzone badania i obserwacje nad silnikami produkcji zagranicznej i krajowej. Badania te były przeprowadzone w ramach współpracy Politechniki Warszawskiej z przemysłem, konkretnie w ramach współpracy katedr samochodowych z Biurem Konstrukcyjnym Przemysłu Motoryzacyjnego.

METODY BADAŃ

W badaniach wytyczono 2 kierunki. Pierwszy z nich to badanie docierania silników poprzez obserwację zmiany zawartości

metalu w oleju silnika docieranego, drugi to badanie docierania przez pomiary sprawności mechanicznej silnika w czasie docierania.

Obserwując docieranie szeregu silników na stanowiskach próbnych poczyniono pewne spostrzeżenia odnośnie przydatności olejów do docierania i normalnej eksploatacji. W czasie docierania środek smarujący powinien gwarantować tarcie półpłynne oraz powinien mieć znaczną zdolność intensywnego odprowadzania ciepła od miejsc, w których występuje tarcie półsuche lub suche, a zatem wywiązują się znaczne ilości ciepła. Warunki te spełniają oleje o znacznie mniejszej lepkości niż stosowane w eksploatacji. Olej bardziej płynny doprowadzany pod ciśnieniem pomiędzy powierzchnie trącą przepływa znacznie intensywniej i jest zdolny przeto odprowadzić więcej ciepła niż podobny olej o większej lepkości. Należy tu zaznaczyć, że z racji istnienia mniejszych luzów w silniku nowym, przepływ oleju i tak jest utrudniony, a więc chłodzenie olejem gorsze. Poza tym olej o mniejszej lepkości będzie dawał cieńszy film olejowy, przez co nierówności powierzchni szybciej będą się ścierały. Stosowanie jednak zbyt rzadkoplennych olejów może spowodować w miejscach istnienia dużych nacisków pomiędzy powierzchniami trącymi w silniku, bądź w miejscach poddanych wyższym temperaturom (sworzeń, tłok, panewki wału korbowego), zbyt intensywne tarcie, mogące w efekcie doprowadzić do zatarcia, czyli uszkodzenia powierzchni. Aby tego uniknąć, we wstępnej fazie stosuje się docieranie silników na zimno, tzn. silnik taki „obraca się” przy udzielaniu mu napędu z zewnątrz. Do napędu używa się silnika elektrycznego lub po prostu innego silnika spalinowego, który dociera się w tym czasie na gorąco. Próby wykazały, że jako środka smarującego należy używać w tym okresie olejów o lepkości poniżej $3,5^{\circ}E$. Dobrze do tego celu nadają się oleje wrzecionowy i gazowy. Przy stosowaniu tych olejów znacznie szybciej osiąga się efekty docierania niż przy stosowaniu normalnych olejów silnikowych o lepkości $3,5$ do $12^{\circ}E$. Moment oporu silnika docieranego jest wtedy też znacznie mniejszy, a zatem i grzanie także mniejsze.

Aby uzyskać większą gładkość powierzchni w następnym etapie docierania stosuje się już najlżejsze oleje silnikowe o lepkości $2,5$ do $5,5^{\circ}E$, które powodują znacznie mniejszą szybkość ścierania.

Dobór środków smarujących oraz czas docierania przy zastosowaniu poszczególnych olejów winien być ustalony drogą eksperymentalną dla danego typu silnika i określonej dokładności wykonania. Ten sam model silnika wykonywany w różnych wytwórniach z różną dokładnością potrzebuje różnych warunków docierania. Normalnie w wytwórni produkującej lub naprawiającej silniki (seryjnie lub potokowo) należy okresowo — powiedzmy co 1/2 roku — sprawdzać, czy stosowane warunki docierania odpowiadają rzeczywistym potrzebom silnika; w miarę potrzeby zmienić należy jedynie czas okresu docierania.

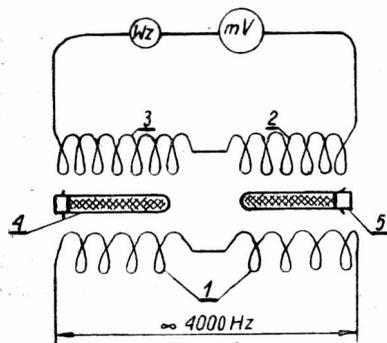
Jak już wspomniano, olej do docierania powinien być tak dobrany, aby przy pewnej gładkości powierzchni ścierających się uzyskać stosunkowo szybkie ścieranie się części. Natomiast silnik całkowicie dotarty powinien pracować na takim oleju, przy którym zużycia będą najmniejsze.

Nasuwa się pytanie; jakie są stosowane sposoby bądź metody doboru olejów z tego punktu widzenia? W obydwu wypadkach są one jednakowe.

Metodą obecnie u nas najczęściej stosowaną jest próba pracy silnika na danym oleju. Silnik — a raczej jego powierzchnie najintensywniej zużywające się — poddaje się przed i po próbie mikrometrażowi. Zaletą tej metody jest jej pewność. Efekt pracy oleju w silniku obserwujemy bezpośrednio. Większe są jednak wady niż zalety tej metody. Przede wszystkim czas trwania próby i koszt jej przeprowadzenia jest bardzo duży. Największą jednak wadą jest to, że na jednym silniku możemy przeprowadzić tylko jedną próbę. Próbę z innym olejem musimy przeprowadzać na innym egzemplarzu silnika, który nie jest przecież identyczny z silnikiem poprzednim. Wyniki przeto, jak widzimy, mogą być niezbyt pewne, chyba że będą powtórzone na kilku silnikach. To jednak przedłuża czas prób i zwiększa ich koszt. Znacznie skraca próby metoda pośrednia polegająca na określeniu zwiększenia się zawartości żelaza w oleju w jednostce czasu w określonych warunkach pracy silnika. Wg tej metody pobiera się próbki oleju z miski olejowej pracującego silnika i metodami stosowanymi w chemii, a więc metodą wagową, przez miareczkowanie, bądź metodą kolorymetryczną wykrywa się zawartość żelaza w oleju. Przyrost zawartości żelaza w oleju po 1 godzinie pracy określa nam intensywność ścierania powierzchni. Próbka oleju pobierana przy tej metodzie wynosi 10 do 25 cm³. Metoda ta aczkolwiek znacznie szybsza od poprzedniej nie pozwala jednak bezpośrednio na stanowisku próbnym określać szybkości zużyć.

Obecnie jest rozpracowywana w przemyśle motoryzacyjnym nowa metoda określania zawartości żelaza w oleju, pozwalająca na natychmiastowe otrzymywanie wyników na stanowisku roboczym. Jest to metoda elektromagnetyczna. Polega ona na określeniu zmian przenikliwości magnetycznej oleju wskutek zmiany zawartości żelaza.

Przyrząd służący do określania zawartości żelaza jest schematycznie przedstawiony na rys. 2. Przyrząd składa się z cewki pierwotnej (1) rozdzielonej na dwie części, zasilanej prądem zmiennym o częstotliwości ~ 4000 Hz. Na uzwojenie pierwotne nawinięte są dwa uzwojenia wtórne (2 i 3) o przeciwnym kierunku uzwojeń, aby prądy wzbudzone wzajemnie znosiły się. W obwód wtórny włączony jest wzmacniacz i miliwoltomierz. Pomiar odbywa się w ten sposób, że do wnętrza cewek wkłada się próbkę z olejem w stanie wyjściowym i olejem badanym, pobranym z miski olejowej silnika (5). Rdzeń, w tym przypadku próbówka z olejem, o większej przenikliwości magnetycznej, będzie powodował silniejsze indukowanie prądu — cewka ta da więc większe napięcie, równowaga zostanie zachwiana i przyrząd kontrolny mV wykaże różnicę potencjałów. Przeskalowanie miliwoltomierza pozwoli na bezpośredni odczyt zawartości żelaza w oleju. Przyrząd tego rodzaju wykonany prowizorycznie wykazywał bardzo dużą czułość. W dalszym etapie prac nad udoskonaleniem przyrządu przewiduje się przystosowanie go do wykazywania zawartości żelaza w oleju przepływającym przez przewód umieszczony w cewce zamiast próbówki z badanym olejem. Takie udoskonalenie pozwoliłoby bieżąco określać zawartość żelaza w oleju silnika pracującego na stanowisku próbnym. Olej musiałby być pobierany z głównego przewodu olejowego silnika za filtrem sze-



Rys. 2

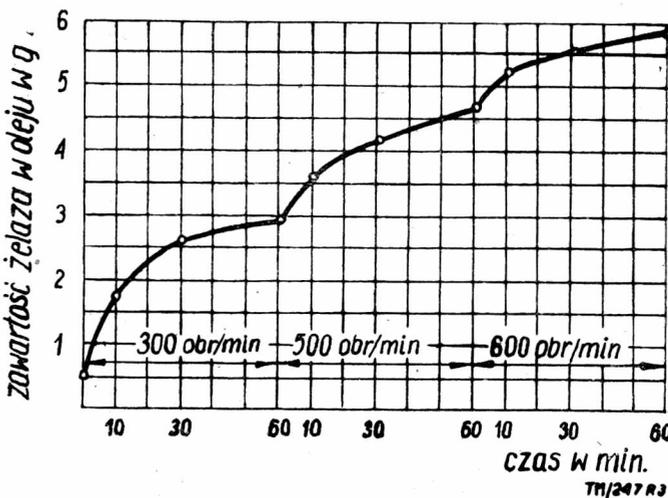
regowym, aby uniknąć błędów spowodowanych przypadkową obecnością w oleju dużych kawałków żelaza, jak wiórki, grady itp.

Nasuwa się tu pytanie, czy obecność innych metali w oleju jak: glin, miedź, ołów, cyna nie będzie zakłócała właściwego obrazu. Otóż nie. Przenikalność magnetyczna żelaza jest około 1000 razy większa, niż każdego z tych metali, zatem gdyby nawet w oleju występowały one w takich ilościach jak żelazo, to wpływ ich na dokładność wyników byłby znikomy. W rzeczywistości sumaryczna zawartość innych metali w oleju jest znacznie mniejsza niż zawartość żelaza.

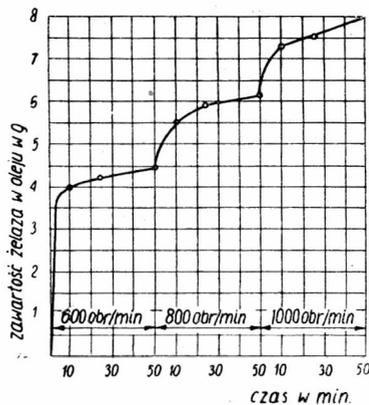
Udoskonalenie metod wykrywania żelaza pozwoli na znacznie staranniejsze dobieranie olejów do różnych silników, a zwłaszcza na właściwą ocenę działania dodatków uszlachetniających do olejów tzw. inhibitorów.

Szybkość docierania się silnika zależy nie tylko od właściwości oleju oraz warunków docierania jak np. obciążenia i temperatura, lecz w bardzo znacznym stopniu od szybkości poślizgu powierzchni trących, a więc od prędkości obrotów silnika.

Pierwsze próby określania wpływu prędkości obrotów na szybkość docierania przeprowadzono w Związku Radzieckim. Do tego celu użyto między innymi silnika 1-Ma ciągnika CZZ-NATI. Silnik ten docierano najpierw na zimno zmieniając co godzinę prędkość obrotów silnika, a następnie na gorąco, na biegu luzem zmieniając prędkość obrotów co 50 minut. Intensywność docierania się silnika określono na podstawie pomiaru zawartości żelaza w oleju w funkcji czasu. Z otrzymanych wyników analiz sporządzono wykresy zawartości żelaza w oleju silnika docieranego w funkcji czasu. Wyniki prób są przedstawione na rys. 3 i rys. 4.



Rys. 3



Rys. 4

Z wykresów wynika, że przy powiększeniu obrotów początkowo intensywność ścierania się powierzchni szybko zwiększa się, a następnie ustala się na określonym poziomie. Stąd nasuwa się wniosek, że przy docieraniu należy stosunkowo często zwiększać obroty lecz niewielkimi skokami, ażeby zachować ciągłość szybkości ścierania się elementów. Próby te także pozwalają określić konieczny czasokres wymiany oleju w silniku docieranym. Podobne próby zostały przeprowadzone w opisywanych badaniach.

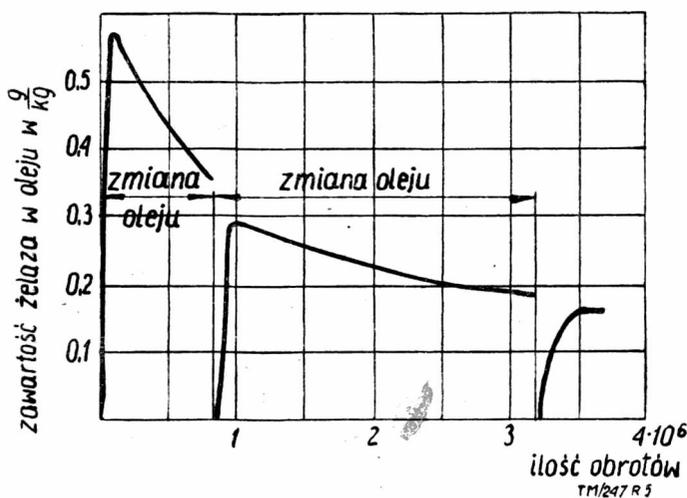
Podobne próby zostały przeprowadzone w opisywanych badaniach.

PRZYKŁADY BADAŃ

Badanie docierania silnika przez pomiar zawartości żelaza w oleju

Do prób użyto seryjnego silnika Fiat 1100 B z kompletnym osprzętem, zaopatrzonego w 2 filtry olejowe: szeregowy (zgrubnego oczyszczania) i bocznikowy (dokładnego czyszczenia). Silnik przeszedł normalne docieranie fabryczne, a następnie był dotarty całkowicie na stanowisku hamulcowym tak, aby bez jakiegokolwiek uszkodzenia mógł pracować na pełnych obciążeniach. Celem próby było sprawdzenie zmian zawartości żelaza w oleju w czasie docierania i na tej podstawie wyciągnięcie wniosków co do konieczności wymiany oleju. Ponieważ wyciągnięte wnioski miały być wykorzystane w eksploatacji, przeto docieranie przeprowadzono z obydwoma filtrami olejowymi, aby zachowane były warunki eksploatacyjne. Z góry liczone się z tym, że wyniki będą zniekształcone przez częściowe wylapywanie zanieczyszczeń przez filtr bocznikowy. Praca filtru szeregowego nie mogła wywierać wpływu na wynik prób, gdyż zatrzymuje on tylko zanieczyszczenia grube nie pochodzące od ścierania się powierzchni, a więc: opiłki, wiórki, zadziory, grady i zanieczyszczenia przypadkowe.

Silnik pracował na stanowisku hamulcowym przy zakresie obrotów i obciążen stopniowo zwiększanych, zgodnie z tym, co poprzednio omówiono. Do smarowania silnika użyto oleju Lux 5. Dla pobierania próbek oleju wykonano urządzenie umożliwiające pobieranie oleju z miski olejowej ze stałego miejsca w pobliżu smoka pompy oleju na wysokości 2 cm od dna miski. Próbkę o objętości 25 cm³ pobierano nie co pewien określony czas, lecz w zależności od ilości wykonanych obrotów. Przed pobraniem próbki olejowej uzupełniano stan oleju do pierwotnego poziomu olejem świeżym*). Zawartość żelaza określano metodą chemiczną. Otrzymane wyniki przedstawione są na rys. 5.



Rys. 5

Jak widać z rysunku, zawartość żelaza w oleju nie tylko nie powiększała się w czasie pracy silnika, lecz wyraźnie zmniejszała się. Zjawisko to należy przypisać dobrej pracy filtru bocznikowego. Poza tym większość zanieczyszczeń w okresie pierwszej zmiany oleju stanowiły prawdopodobnie zanieczyszczenia przypadkowe.

Z powyższej próby wyciągnięto następujące wnioski:

- 1) — pierwsza zmiana oleju powinna być wykonywana jak najwcześniej — po 2 — 3 godzinach pracy silnika,
- 2) — następne zmiany oleju mogą być wykonywane już normalnie, jak przewidziano w eksploatacji,
- 3) — filtr bocznikowy typu zastosowanego dla silnika Fiat, tak dokładnie zatrzymuje mechaniczne zanieczyszczenia oleju, że w początkowej fazie docierania zawartość żelaza w oleju w silniku maleje w czasie pracy. Stwierdzono, że stosowa-

*) W czasie około 40 godzin pracy silnika dołano około 0,5 litra na 2,5 litra pojemności miski olejowej.

nie tego filtru jest bardzo korzystne ze względu na lepszą gładkość dotarcia i stąd — na większą trwałość silnika.

Badanie docierania silnika przez pomiar sprawności mechanicznej silnika

Powyżej omówione badania warunków docierania silników mają raczej charakter i znaczenie laboratoryjne. Pozwalają one na ustalenie pewnych parametrów wyjściowych, jak na przykład dobranie oleju, ustalenie okresów zmian oleju, ustalenie najkorzystniejszych obrotów i obciążen i ich stopniowania, lecz nie określają czasów docierania całkowitego silników, bądź wstępnego „na zimno” lub „na gorąco”.

Silnik uważamy za całkowicie dotarty, gdy można od niego trwale odbierać całkowitą moc. W rzeczywistości sprawność mechaniczna silnika wzrasta jeszcze nieco w czasie normalnej eksploatacji, lecz dzieje się to już bardzo powoli. W silniku niedotartym straty mechaniczne są największe. Można też zatem określać stan dotarcia silnika mierząc jego sprawność mechaniczną.

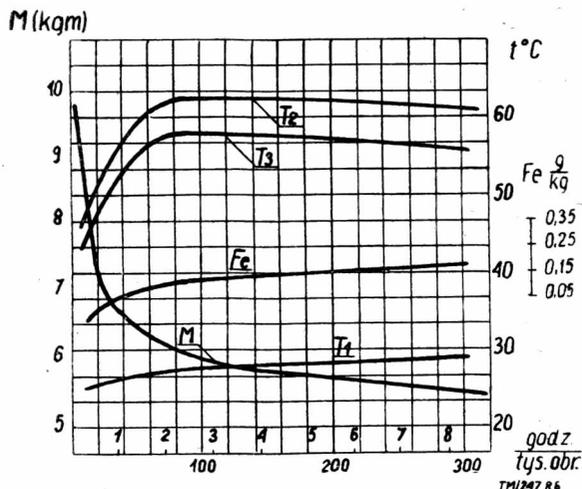
Najłatwiej jest określić stan dotarcia mierząc moment oporu przy napędzaniu silnika. Do tego celu potrzebne jest stanowisko zaopatrzone w hamulec służący dla obciążenia silnika docieranego i silnik — elektryczny lub spalinowy — służący do napędzania silnika docieranego. Silnik taki najpierw dociera się „na zimno”, a następnie „na gorąco” na biegu luzem i pod obciążeniem mierząc okresowo moment oporu. Pomiar momentu odbywa się oczywiście przy wkręconych świecach.

Wykorzystując współpracę z Biurem Konstrukcyjnym Przemysłu Motoryzacyjnego przeprowadzono podobne badania na seryjnym silniku S42 nie docieranym fabrycznie. Silnik ten przygotowano do prób poddając go mikrometrażowi i montując tuż pod powierzchnią panewek wału rozrządczego i korbowego końcówki termopar. Termopary te miały za zadanie wykazywać zmianę temperatur panewek w czasie docierania. Poza tym umieszczono także jedną termoparę w oleju w misce olejowej i termometry wskazujące temp. wody chłodzącej.

Do pomiaru momentu oporu silnika docieranego zbudowano specjalne urządzenie. Silnik umocowano w ramie, której jedną stroną podparto na łożyskach tocznych, drugą zaś stroną zawieszono na dynametrze sprężynowym. Próbę przeprowadzono przy zastosowaniu oleju Lux 5. Dotarcie silnika „na zimno” odbywało się przy stałej ilości obrotów $n = 600$ obr./min.

Próba docierania silnika na zimno trwała 8,5 godziny, co odpowiada 310 000 obrotów silnika.

Wyniki tej próby przedstawiono wykresnie na rys. 6.

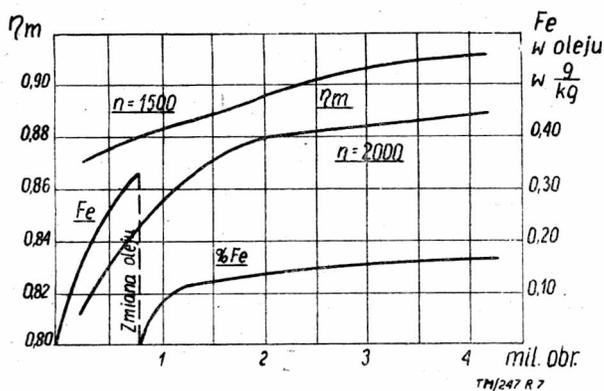


Rys. 6

- Oznaczenia: M — moment oporów silnika
 T_1 — temp. wody chłodzącej
 T_2 — średnia temp. łożysk silnika
 F_e — zawartość żelaza w oleju w %
 T_3 — temp. oleju w misce olejowej

Jak widać z wykresu, największe zmiany w silniku następowały w ciągu pierwszych 2 godzin pracy, kiedy to właściwie silnik nagrzał się. Spadek wartości momentu oporów spowodowany był częściowo dotarciem się silnika, a częściowo nagraniem się oleju. Po 2,5 godzinach docierania silnika zmiany następowały już bardzo powoli. Można zaobserwować ciągły spadek temp. oleju i temp. łożysk pomimo wzrostu temp. wody chłodzącej silnik. Opory, aczkolwiek już powoli, ciągle maleją. Z próby tej można wyciągnąć wniosek, że docieranie na zimno przy tych obrotach silnika i przy zastosowaniu oleju Lux 5 celowe jest przeprowadzać tylko przez przeciąg czasu około 2 godzin. Poza tym duża zawartość żelaza wykazuje, że olej należy po 2 godzinach zmienić.

Następnie silnik docierano na gorąco w ciągu 43 godzin przy stopniowo zwiększanych obrotach od 1000 do 3000 obr/min i obciążeniu od 5 do 14 kgm. W czasie docierania na gorąco pobierano co 200 000 obr. próbki oleju oraz wykonywano pomiary sprawności mechanicznej silnika (metodą wyłączania cylindrów) przy obrotach $n = 1500$ i 2000 obr/min i całkowitym otwarciu przepustnicy. Olej zmieniano tylko raz po 11 godzinach pracy w silniku.



Rys. 7

Na rys. 7 przedstawiono wykresnie zmiany sprawności mechanicznej silnika oraz zawartości żelaza w oleju. W czasie docierania sprawność mechaniczna silnika przy 1500 obr/min wzrosła z 87% do 91%, przy czym do 2,6 mil. obrotów wzrost ten wynosi 90% ogólnego przyrostu sprawności mechanicznej. Dalsza praca silnika powoduje już bardzo powolny wzrost sprawności mechanicznej. Sprawność mechaniczna przy 2000 obr/min wzrosła w trakcie docierania na gorąco z 81 do 89%, przy czym do podanej wyżej ilości obrotów wzrost ten wynosi również około 90% ogólnego przyrostu sprawności mechanicznej.

Co do zawartości żelaza w oleju, to początkowo bardzo szybko ona przyrasta aż do około 1,2 miliona obrotów, a następnie znacznie wolniej. Pod koniec docierania, temperatury łożysk i oleju znacznie wzrosły i wynosiły:

olej — 94°C
łożyska rozrządu — 94 ÷ 102°C
łożyska wału korbowego — 90 ÷ 109°C

Na podstawie powyższych prób oraz prób 60-godzinnych docierania innych silników S42 ustalono krzywą przyrostu momentu obrotowego silnika w funkcji wykonanych obrotów — rys. 8.

Jak widać z wykresu moment obrotowy silnika przyrasta początkowo bardzo szybko do około 0,5 miliona obrotów, a następnie coraz wolniej i przy 7 miln. obrotów silnika nie wykazuje jeszcze maksimum.

Sprawność mechaniczna silnika po tym okresie docierania w odniesieniu do

ilości obrotów dla wartości momentu maksymalnego przeliczona z wykresu wynosi około $\eta = 0,86$.

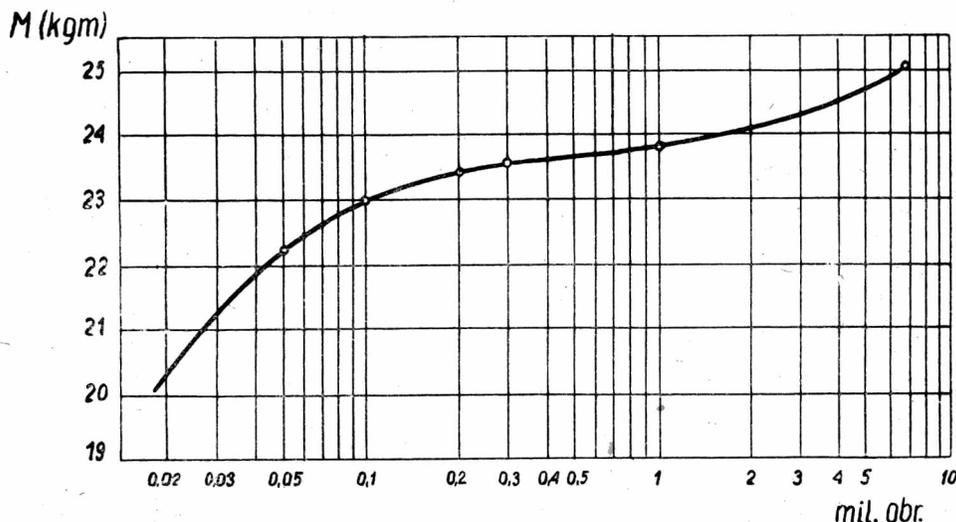
Z wyników powyższych prób wyciągnięto następujące wnioski dotyczące docierania silnika S42:

1. Do docierania silnika S42 na zimno można używać oleju bardziej rzadkoplennego niż Lux 5. Przemawiają za tym stosunkowo niskie temperatury panewek w czasie docierania. Zmiana taka skróci czas docierania silnika.
2. Ze względu na duże opory silnika w czasie docierania, gdy olej jest jeszcze zimny, celowe jest wstępne podgrzanie oleju do temperatury $\sim 90^\circ\text{C}$.
3. Ze względu na znaczną zawartość żelaza w oleju, która w okresie docierania na zimno i wstępnym okresie docierania na hamowni wynosi około 0,5 g na kilogram oleju, należy początkowo jak najczęściej zmieniać olej i starannie przepłukiwać silnik.
4. Okres docierania silnika na zimno przy zastosowaniu oleju Lux 5 w podanych warunkach winien obejmować nie więcej niż 75.000 obrotów.
5. Okres docierania fabrycznego na gorąco winien odpowiadać, przy zastosowaniu oleju Lux 5, około 250 000 obrotom.
6. Po 6-godzinny docieraniu na zimno i 43-godzinny docieraniu na gorąco (4,5 do 5 milion. obrotów) silnik nie jest jeszcze w pełni dotarty, gdyż w dalszym ciągu krzywa sprawności mechanicznej wykazuje tendencję do wzrostu. Praktyka wykazuje jednak, że współpracujące powierzchnie są na tyle dotarte, że można silnik obciążać w pełni na całym zakresie obrotów.

Po zakończeniu próby docierania wspomnianego silnika S42 zmierzono gładkość tulei cylindrowych na profilografie Brusché'a. Na rys. 9 zamieszczono wycinki taśmy profilografu. Jak widać z rysunku, nierówności gładzi cylindrowej przed docieraniem dochodziły do $0,8\mu$, zaś po docieraniu zmalały do $0,5\mu$.

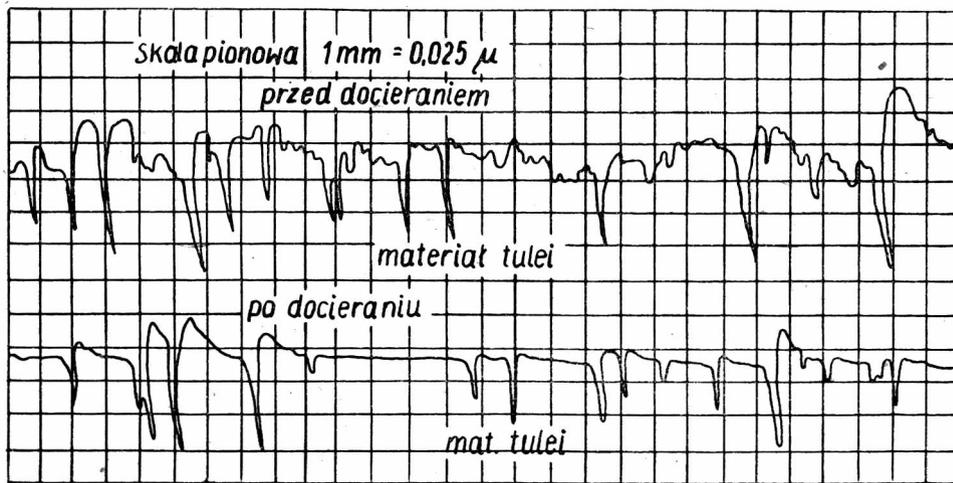
Sama cyfra nie obrazuje jednak dostatecznej jakości dotarcia powierzchni. Przed docieraniem linia wykresu jest linią falistą tak, iż trudno jest wyznaczyć teoretyczny zarys powierzchni tulei z wykresu otrzymanego po docieraniu można wyraźnie wyznaczyć ten zarys. Pochodzi to stąd, że część nierówności powstała w czasie docierania tak, że na tle gładkiej powierzchni pozostały jedynie niektóre głębsze rysy pochodzące z obróbki. Rowki takie nie są już szkodliwe — przeciwnie utrzymuje się w nich olej gwarantując tym lepsze smarowanie powierzchni.

Całkowite dotarcie silnika następuje dopiero w eksploatacji pojazdu mechanicznego. Dlatego we wstępnym okresie eksploa-



Rys. 8

TM/247 R8



TM/247 R 9

Rys. 9

tacji obowiązuje niecałkowite obciążanie silnika oraz rozwijanie mniejszych szybkości jazdy.

Wytwórnice pojazdów określają zwykle warunki docierania samochodów odpowiednimi przepisami. Przepisy te mają na celu zabezpieczenie silnika przed uszkodzeniem wskutek zbyt dużego obciążenia powierzchni jeszcze nie dogładzonych. Okres taki wynosi zwykle około 3000 km przebytych przez pojazd. Nie oznacza to, że sprawność mechaniczna silnika po tym okresie jest najwyższa.

Sprawność mechaniczną maksymalną osiąga silnik znacznie później, a sprawność ogólną najwyższą osiąga mniej więcej po $\frac{1}{4}$ przebiegu międzynaprawczego.

Próby przeprowadzone na silnikach samochodu Z.I.M. wykazały do przebiegu 25.000 km stały wzrost mocy silników i spadek jednostkowego zużycia paliwa. Fakt ten sygnalizuje, że nawet po okresie gwarancyjnym silnik nie może być zbyt intensywnie eksploatowany, gdyż może to ujemnie wpłynąć na jego trwałość.

MGR INŻ. EDWARD ŻMIHORSKI

CHROMOWANIE CYLINDRÓW I PIERŚCIENI SILNIKÓW SPALINOWYCH

W artykule omówiono celowość i korzyści chromowania gładzi cylindrowych i pierścieni silników spalinowych oraz technologię chromowania żeliwnych i aluminiowych gładzi cylindrowych.

Dzięki wielu bardzo cennym własnościom, jakie posiadają elektrolitycznie osadzone warstwy chromu, a w szczególności wysokiej twardości $H_v = 500 - 900 \text{ kG/mm}^2$, małemu współczynnikowi tarcia, dużej odporności na różne korodujące czynniki (co łącznie daje małą ścieralność) i dobrej przyczepności warstw chromu do podłoża oraz możliwości wielokrotnego chromowania zużywających się elementów maszyn — proces chromowania technicznego znajduje coraz szersze zastosowanie.

Jednym z takich celowych zastosowań chromowania technicznego jest chromowanie gładzi cylindrowych i pierścieni tłokowych, przez co osiąga się mniejsze zużywanie się tych elementów, ekonomiczniejsze warunki pracy takich silników i nawet możliwości uzyskania pewnych konstrukcyjnych ulepszeń silników w przypadku wykonywania całych cylindrów ze stopów aluminiowych.

Zużywanie się gładzi cylindrowych zachodzi nie tylko przez zwykłe ścieranie się trących powierzchni, lecz także przez korozyjne działanie gazów spalinowych, uintensywnione przez wysokie temperatury, jakie panują w cylindrach w czasie pracy.

Na zużycie gładzi cylindrowej ma wpływ:

- rodzaj i czystość paliwa oraz smarów
- stopień sprężania
- rodzaj materiału, z którego wykonane są cylindry i same gładzie cylindrowe
- częstotliwość eksplozji
- chłodzenie i inne warunki pracy.

Szczególnie w silnikach spalinowych Diesla przy stosowaniu gorszych gatunków paliw o dużym zanieczyszczeniu siarką i kwasem krzemowym występuje silne chemiczne nagryzanie gładzi cylindrów.

Zastosowanie chromowania zmniejsza zużycia cylindrów 3 — 5-krotnie.

Sprawą, która hamuje i utrudnia chromowanie cylindrów jest duża trudność chromowania normalnego żeliwa. Chromować można tylko specjalne gatunki żeliwa o ścisłej budowie i dobrym rozdrobnieniu grafitu, np. żeliwo sferoidalne lub dobrej jakości żeliwo modyfikowane, przy tym przed chromowaniem wskazane jest trawienie w 5% roztworze kwasu fluorowodorowego przez około $\frac{1}{2}$ minuty.

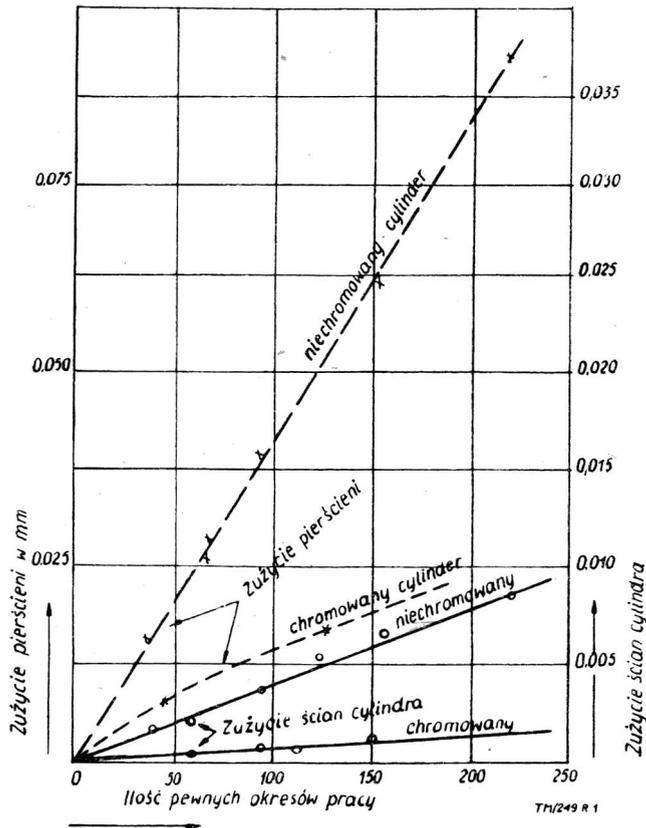
Badania przeprowadzone z cylindrem żeliwnym chromowanym, który poddany był okresowym próbom pracy składającym się z biegu silnika luzem przez 55 minut, następnie 10 minut pełnego obciążenia i 15 minut z chłodzeniem wodnym, przy normalnym smarowaniu — przedstawione są na rys. 1.

Linie pełne przedstawiają zużycie ścian cylindra niechromowanego i chromowanego.

Linie przerywane przedstawiają zużycie górnego pierścienia w cylindrze niechromowanym, górna linia, i w cylindrze chromowanym — dolna linia. Z tego widać, że również niechromowany pierścień w chromowanym cylindrze wykazuje znacznie mniejsze zużycie.

Przeliczając powyższe wyniki na ilość przejechanych kilometrów samochodem, wypada następujące zużycie mierzone na średnicy cylindra:

- przy cylindrze żeliwnym niechromowanym 0,0035 mm na 1000 km
- przy cylindrze chromowanym 0,0005 mm na 1000 km
- przy niechromowanym cylindrze zużycie pierścienia — 0,039 mm na 1000 km
- przy chromowanym cylindrze zużycie pierścienia — 0,009 mm na 1000 km



Rys. 1. Wykres zużycia niechromowanych i chromowanych górnych pierścieni tłokowych oraz gładzi cylindrowych.

Dalsze badania wykazały, że pochromowanie tylko samych pierścieni przy niechromowanych cylindrach daje nie tylko 3 — 4-krotne zmniejszenie zużycia pierścieni chromowanych, lecz również 2 — 3-krotne zmniejszenie zużycia niechromowanych cylindrów.

Tuleje do dużych okrętowych silników Diesla wykazują przeciętnie zużycie około 0,25 mm na 1000 godzin pracy, a przy gorszym paliwie nawet do 0,75 mm. Takie same tuleje chromowane wykazują w tych samych warunkach pracy zużycie tylko 0,015 do 0,035 mm na 1000 godzin pracy silnika. Grubości warstw chromu w tych silnikach stosuje się 0,3 — 0,4 mm.

W silnikach samochodowych stosuje się niższe grubości warstw chromu 0,03 — 0,06 mm, przy tym pożądane jest tak równomierne osadzenie się chromu, aby nie zachodziła potrzeba szlifowania gładzi po chromowaniu, tylko aby wystarczające było lekkie dotarcie.

Otrzymanie równomiernej grubości chromu na całej długości gładzi cylindrów możliwe jest przy centrycznym ustawieniu anody, które powinny być lekko stożkowe od środka anody w dół i w górę zmniejszając średnicę. Wielkość tej zbieżności ustala się doświadczalnie.

Przy dużych cylindrach można stosować również anody przesuwane lub obrotowe, aby zmniejszyć całkowite natężenie prądu.

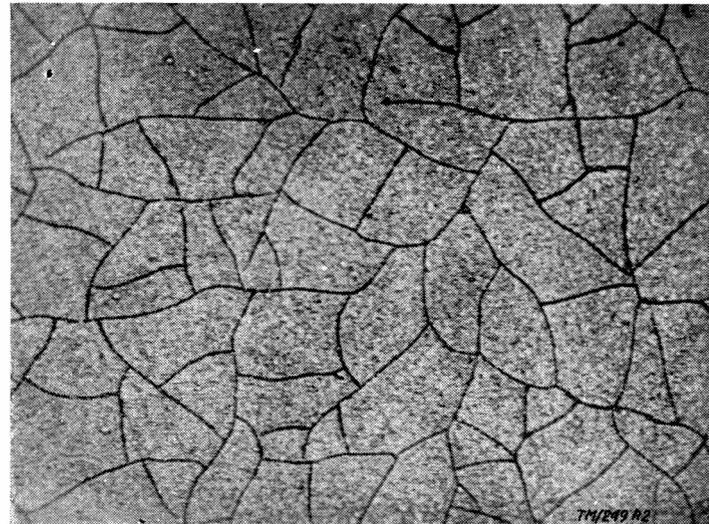
Technologiczne warunki chromowania gładzi cylindrowych powinny być takie, aby sprzyjały otrzymywaniu porowatych warstw chromu, na których lepiej trzyma się smar.

Stosuje się natężenie prądu około 50 — 60 A/dcm² przy temperaturze 45 — 55°C.

W związku z małą przyczepnością smaru do powierzchni chromowanych i przez to gorszymi warunkami smarowania powierzchni trących, stosuje się tak zwane chromowanie porowate, które poprawia trzymanie się smaru na takich powierzchniach.

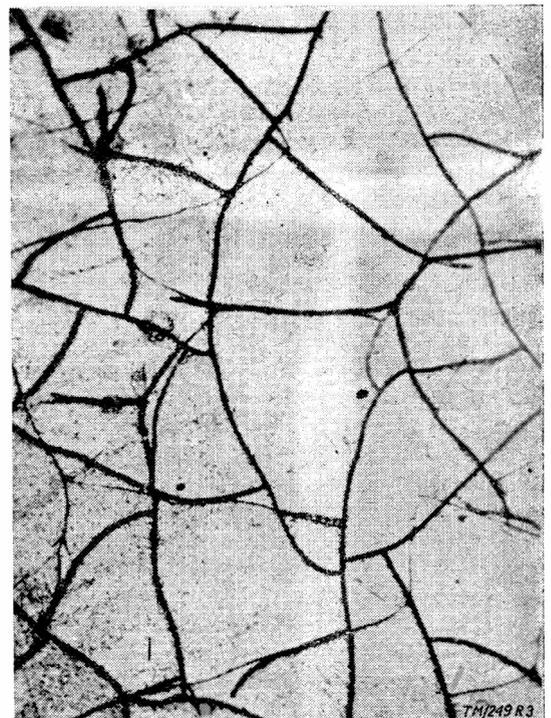
Chromowanie porowate, czyli inaczej otrzymywanie porowatych warstw chromu, opiera się na siatce, jak na rys. 2 i 3, które przez

dodatkowe trawienie są rozszerzane i pogłębiane. Utworzone w ten sposób kanaliki w warstwie chromu doskonale nadają się na magazynowanie smaru i zapewniają przez to dobrą pracę trących powierzchni. Trawienie przeprowadzić można anodowo w roztworze 10% NaOH lub najlepiej w elektrolicie o takim składzie jak do chromowania, a więc w wannie, w której przeprowadza się normalne operacje trawienia przed chromowaniem. Trawienie warstw chromu (celem otrzymania porowatego chromowania) w tej samej wannie, w której przeprowadza się chromowanie, przez zmianę kierunku prądu przełącznikiem, jest niewskazane ze względu na zanieczyszczenie elektrolitu ponad dopuszczalną normę trójwartościowymi związkami chromu.



Rys. 2. Siatka rys na powierzchni warstwy chromu, bardzo dobrej jakości, otrzymanej z elektrolitu o składzie CrO_3 — 200 g/l + $\text{K}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$ — 50 g/l + H_2SO_4 — 2,2 g/l, w temperaturze 54°C, przy natężeniu prądu 50 A/dcm².

Powierzchnia chromowana trawiona anodowo w 10% NaOH — 1 minutę. Pow. 250×.



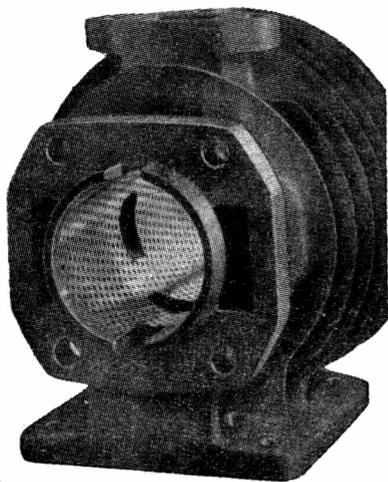
Rys. 3. Siatka rys na powierzchni chromowanej w elektrolicie o składzie CrO_3 — 250 g/l + H_2SO_4 — 0,6% + H_2SiF_6 — 1,6% w temperaturze 54°C, przy natężeniu prądu 50 A/dcm².

Powierzchnia chromowana trawiona anodowo w 10% NaOH — 2 minuty. Pow. 150×.

Czas anodowego trawienia zależy jest od grubości warstw chromu, wysokości natężenia prądu w czasie trawienia oraz charakteru pracy porowatych warstw chromu i wynosi 1 — 6 minut, przy natężeniu prądu ok. 50 A/dcm² i temperaturze około 55°C.

Optymalne warunki trawienia wskazane jest ustalić praktycznie dla poszczególnych zastosowań. Istnieją również jeszcze inne sposoby otrzymywania mniej lub więcej porowatych warstw chromu jak np. przeprowadzanie samego chromowania przy wyższych natężeniach prądu jak normalnie, czyli w warunkach otrzymywania powierzchni matowych.

Zamiast porowatych warstw chromu stosuje się również pewne rodzaje mechanicznego moletowania powierzchni przed chromowaniem, jak to widać na rys. 4, lub nacinań drobniuteknych spiralnych kanałków, lub piaskowania powierzchni przed chromowaniem. Po takich operacjach powierzchnie



Rys. 4. Gładź cylindra mechanicznie moletowana przed chromowaniem.

są przed chromowaniem lekko dotarte, następnie na wymiar chromowane i ponownie lekko dotarte.

Pierścienie tłokowe trawi się tylko anodowo po chromowaniu.

Instrukcja technologiczna chromowania porowatego, pierścieni tłokowych i tulei cylindrów silników spalinowych zamieszczona w czasopiśmie „Więstnik Maszynostrojnia” 1951 r. Nr 2 i 3, str. 51 i 69, przedstawia się następująco:

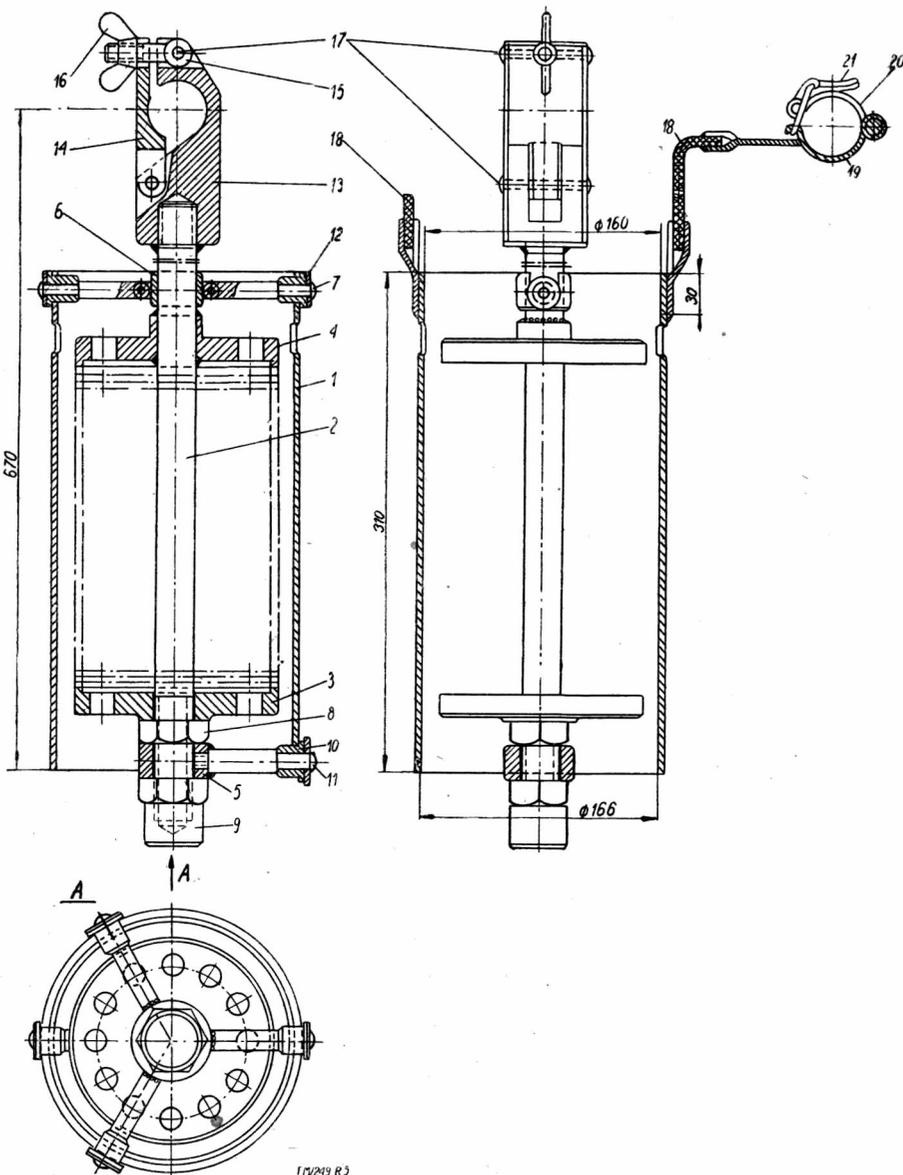
I. Chromowanie porowate pierścieni tłokowych

- a) Pierścienie powinny być wykonane na wymiar zewnętrznej średnicy mniejszej o 0,3 mm oraz krawędzie zewnętrzne i krawędzie przecięcia powinny być zaokrąglone na promień około 0,3 mm, celem zapobiegnięcia zrastaniu się z pierścieniem w czasie chromowania ich w stanie złożonym. Zmniejszenie powierzchni roboczej pierścienia przez zaokrąglenie krawędzi nie powinna przekraczać 5%. Pierścienie dobre przyjęte i po wstępnym oczyszczeniu zawieszane są na uchwyt, nakładając poszczególne pierścienie na siebie tak, aby przecięcia pierścieni znajdowały się na jednej linii. W kanał jaki powstał z przecięć wstawia się pasek z blachy ołowianej, tak aby ołów wypełniał przecięcia do około 0,2 — 0,3 mm poniżej zewnętrznej powierzchni pierścieni. Wszystkie pierścienie są ściśnięte dwiema tarczami stalowymi przy pomocy

trzczenia na końcu gwintowanego, tworząc równą cylindryczną powierzchnię.

Rys. 5 przedstawia taki uchwyt, który składa się z następujących części: 1 — anoda ołowiana lekko stożkowa, 2 — trzpień stalowy gwintowany od spodu, 3 — tarcza stalowa górna zamocowana na stałe, 4 — tarcza stalowa dolna przesuwana, 5 — pierścień dolny do zamocowania anody, 6 — pierścień górny do zamocowania anody, 7 — sworznie do zamocowania anody, 8 — nakrętka, 9 — sworznie do zamocowania anody, 10 — tulejka izolacyjna, 11 — zanitowanie, 12 — podkładka, 13 — łącznik elektryczny, 14 — zaciski wraz ze śrubą, 15 — śruba, 16 — nakrętka motylkowa, 17 — trzpień, 18 — elastyczny przewód elektryczny do anody, 19, 20, 21 — zaciski elektryczne.

- b) Elektrolityczne odfłuszczenie przeprowadza się w kąpeli o składzie: 30 g/l fosforanu trójsodowego, 30 g/l węglanu sodu, 10 g/l ługu sodowego i 20 g/l szkła wodnego, przy natężeniu prądu 5 — 10 A/dcm², temperaturze 55 — 60°C, przez 3 — 5 minut. Odfłuszczenie przeprowadza się przez pierwsze 3 — 5 minut katodowo, a następnie przelacza się na anodowo przez 1 minutę. Płukanie w ciepłej i zimnej bieżącej wodzie.
- c) Trawienie w roztworze 3 — 10% kwasu fluorowodorowego przez 1 — 3 minut.



Rys. 5. Uchwyt do chromowania pierścieni tłokowych.

- d) Przecieranie na mokro wapiem wiedeńskim.
- e) Po starannym przemyciu zamocowuje się centrycznie anodę, która jest odizolowana od katody. Optymalna odległość anody od katody około 30—35 mm. Otwory w górnej części anody ułatwiają cyrkulację elektrolitu.
- f) Zawiesza się cały wsad z anodą do wanny chromującej, czekając 2—3 minuty, aby wsad się nagrzał i włącza się odwrotny kierunek prądu przez około $\frac{1}{2}$ minuty celem trawienia. Następnie przełącza się na chromowanie stosując na początku przez około 1 minutę 1,5 raza wyższe natężenie prądu jak normalnie.
Elektrolit — 250 g/l $\text{CrO}_3 + 2,6$ g/l H_2SO_4 .
Natężenie prądu 50 A/dcm², temperatura 50°C. Chromuje się na grubość warstwy chromu 0,15 — 0,20 mm przez 4 godz. i 45 minut.
Celem skrócenia czasu chromowania wskazane jest stosowanie 100 A/dcm² przy tej samej temperaturze.
Aby otrzymać porowatą warstwę chromu, zaleca się chromować przy natężeniu prądu 150 A/dcm², w temperaturze 60°C.
- g) Anodowe trawienie po chromowaniu celem otrzymania porowatej powierzchni chromu przeprowadza się w kąpeli o takim samym składzie jak elektrolit do chromowania. Anodą są pierścienie zamocowane w uchwycie, katodą jest cylinder ołowiany.

Natężenie prądu w czasie trawienia 45 A/dcm², temperatura 50°C, czas trawienia 10 — 11 minut. Głębokość porowatości chromu około 0,04 — 0,06 mm. Na początku trawienia potrzebne jest

przez 2 — 3 minuty natężenie prądu około 2 razy wyższe niż normalne. Po trawieniu następuje płukanie w zimnej oraz gorącej wodzie i po rozmontowaniu uchwytu pierścienie są gotowe, bez potrzeby docierania powierzchni chromowanych.

II. Chromowanie porowate tulei cylindrów silników spalinowych

Tuleje przetwarzane są czysto i gładko na wymiar o 0,4 mm większy na średnicy, niż normalna wewnętrzna średnica gładzi cylindrowej. Przetoczenie na średnicę większą jest nie na całej długości tulei, lecz tylko na długości 45 mm od górnego brzegu tulei z łagodnym stożkowym przejściem. Chromowanie przeprowadza się tylko na 45 mm długości tulei, to znaczy tę powierzchnię gładzi cylindrowej, która ulega największemu zużyciu. Uchwyt do zawieszania tulei do chromowania wraz z centrycznie umieszczoną anodą przedstawia rys. 6.

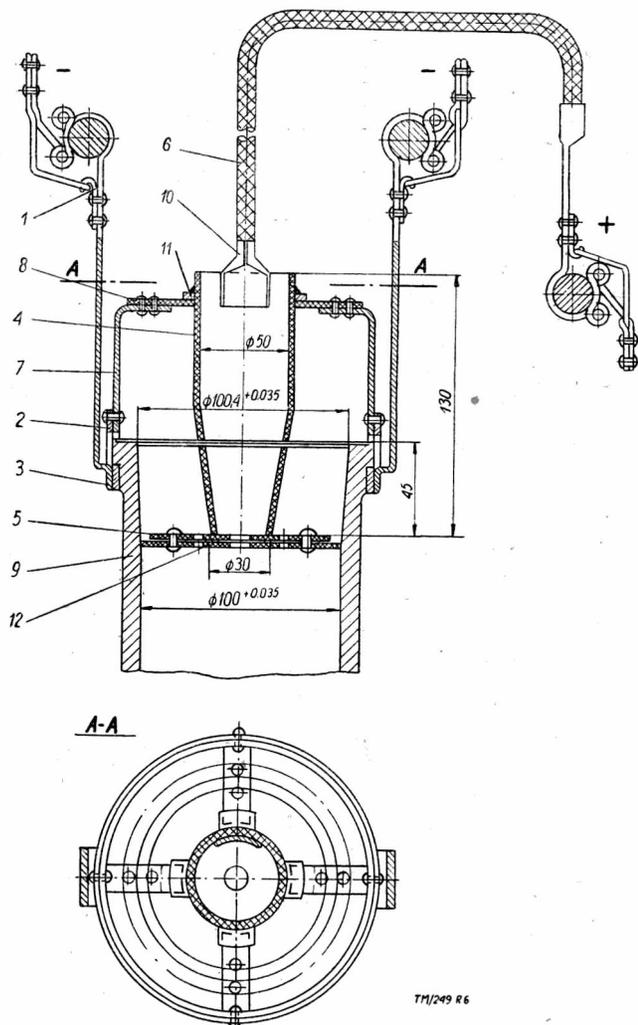
Poszczególne części na rys. 6 oznaczone są numerami, które przedstawiają: „1” zacisk połączenia elektrycznego do katody, „2” pierścień oporowy stalowy do uchwycenia tulei, „3” płaskowniki stalowe do zawieszania całego uchwytu, „4” anoda ołowiana, „5” izolacyjny ekran — zasłona, „6” przewód elektryczny giętki, „7” pierścień stalowy do zamocowania anody, „8” płytka izolacyjna tekstylitowa do zamocowania anody, „9” tuleja cylindrowa żeliwna, „10” połączenie przewodu elektrycznego z anodą, „11” pierścień oporowy do zamocowania anody, „12” płytka izolacyjna ebonitowa, centrująca anodę. Wszystkie operacje przygotowawcze przed chromowaniem są takie same jak dla pierścieni tłokowych. Chromowanie zaleca się przeprowadzać natężeniem prądu 75 A/dcm², w temperaturze 60°C. Trawienie przeprowadza się w warunkach jak dla pierścieni tłokowych przez około 15 minut. Głębokość porowatości chromu wynosi około 0,08 — 0,1 mm. Po trawieniu tuleje dociera się, przemywa dokładnie i oczyszcza sprężonym (5 Atmosfer) powietrzem.

Chromowanie cylindrów aluminiowych

Chromowanie porowate cylindrów silników spalinowych, wykonanych w całości ze stopów aluminiowych wykazało jeszcze większe korzyści niż chromowanie cylindrów żeliwnych. W zagadnieniu tym idzie o polepszenie przewodności cieplnej ścian cylindrów silników spalinowych. Przejście z tworzywa żeliwnego na aluminium i zastosowanie bezpośredniego chromowania porowatego wewnętrznych aluminiowych ścian cylindrów; w pewnej¹⁾ masowej produkcji dwutaktowych silników benzynowych dało wzrost mocy tych silników z 4 KM na 7 KM, przy zachowaniu tej samej ilości obrotów. Po przekonstruowaniu silnika, zmniejszając pojemność cylindra ze 199 cm³ na 130 cm³ (skok zmniejszono z 69,85 mm na 50,8 mm) otrzymano moc 5 KM. Luz między tłokiem a cylindrem zmniejszono do 0,05 mm, tj. 3,5-krotnie w stosunku do silnika o koszulce stalowej. Przejście na tak mały luz umożliwione zostało przez wyrównanie rozszerzalności cieplnej tłoka i cylindra. W ostatecznym rezultacie otrzymano zwiększenie mocy o 32%, zmniejszenie ciężaru silnika o 40%, przy równoczesnym obniżeniu ceny o 35%. Ilość takich silników oddana do użytkowania w 1949 r. wyniosła 60.000 sztuk. Chromowanie przeprowadzano natężeniem prądu od 50 do 100 A/dcm², w temperaturze 60°C. Grubość warstwy chromu wynosiła do 0,15 mm. Rys. 7 przedstawia widok uchwytu do chromowania z 5 szt. cylindrów.

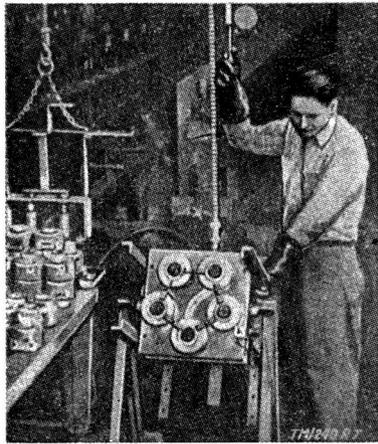
Chromowanie aluminium i jego stopów jest operacją znacznie trudniejszą niż chromowanie stali lub innych metali kolorowych.

Istnieje kilka metod chromowania aluminium i jego stopów, względnie ściślej to określając — przygotowania powierzchni przed operacją chromowania. Sama operacja chromowania aluminium i jego stopów nie różni się od chromowania innych metali. Przygotowanie powierzchni zależne jest w pierwszym rzędzie od składu chemicznego stopu. Najlepszą metodą przygotowa-



Rys. 6. Uchwyt do chromowania tulei cylindrowych.

1) Rev. de l'Aluminium — 1950, Nr 168, str. 273—276.



Rys. 7. Uchwyt do równoczesnego chromowania 5 cylindrów.

nia powierzchni przed chromowaniem aluminium i stopów aluminium takich jak Duraluminium, Silumin, Pantal itp. jest lekkie, równomierne przepiaskowanie powierzchni. Po piaskowaniu i po oplukaniu w wodzie należy zaraz przeprowadzać chromowanie.

Anodowe trawienie aluminium i jego stopów w kąpeli, na bazie kwasu chromowego lub siarkowego jest niedopuszczalne, z powodu tworzenia się warstw tlenkowych (utlenia-

nianie zwane eloksalowaniem) na których nie może być osadzony chrom. Zamiast piaskowania może być stosowane proste trawienie przez zanurzenie w gorącym wodorotlenku sodu lub lepiej przez zastosowanie następującej technologii:

- elektrolityczne odtłuszczanie w 10% roztworze sody, w temperaturze pokojowej
- plukanie w wodzie
- trawienie przez 10—60 sekund w gorącej kąpeli 80—95°C o składzie:

woda	— 100 l
chlorek żelazowy $FeCl_3 \cdot 6H_2O$ (45°Be)	— 3 l
kwas solny HCl (c. wł. 1,18)	— 1 l

W czasie zanurzenia aluminium do wyżej podanej kąpeli, zachodzi silne burzenie wydzielającego się wodoru i równoczesne osadzanie się na powierzchni aluminium cieniutkiej warstewki żelaza. Po starannym oplukaniu w wodzie powierzchnie takie mogą być już bezpośrednio chromowane, tak jak powierzchnie stalowe. Najlepsze wyniki daje jednak piaskowanie powierzchni przed chromowaniem. Grubość osadzanych warstw chromu na stopach aluminium wynosi, zależnie od warunków pracy od 0,03 — 0,3 mm. Mimo znacznej różnicy w rozszerzalności warstwy chromu i podłoża aluminium, przyczepność warstw chromu (które składają się z oddzielnych wysepek) jest bardzo dobra. Elementy konstrukcyjne ze stopów aluminium pracują bardzo dobrze nawet w podwyższonych (200 — 300°C) i silnie wahających się temperaturach oraz dają się dobrze szlifować. Chromowane powierzchnie części aluminium i jego stopów dają bardzo dobre wyniki w takich warunkach pracy, gdzie potrzebna jest wysoka odporność na ścieranie. Natomiast w warunkach dużych nacisków i uderzeń cienkie warstwy chromu mogą ulec wgnieceniu w miękkie podłoża aluminium.

Oprócz wyżej wymienionych, technologicznie trudniejszych zastosowań procesu chromowania technicznego, stosuje się chromowanie wałów korbowych i prowadnic zaworów oraz wiele innych części maszyn tak nowych jak również zużytych elementów konstrukcyjnych.

Proces chromowania technicznego należy do wypróbowanych i gospodarczo ważnych odcinków nowoczesnej technologii.

MGR INŻ. ALEKSANDER OGRODZKI

ZARYS OBLICZEŃ GAŹNIKÓW SAMOCHODOWYCH

Autor przedstawia tok obliczeń ważniejszych elementów gaźnika wychodząc z danych charakterystycznych: pojemności skokowej silnika oraz jego nominalnych obrotów. Obliczenia teoretyczne gaźnika pomimo wprowadzenia szeregu współczynników empirycznych, należy traktować jako pierwsze przybliżenie. Ostateczny dobór elementów winien nastąpić w trakcie przeprowadzania prób na hamowni silników.

Działanie silnika z zapłonem iskrowym na płynne paliwo lekkie wymaga dostarczenia do jego komory spalania w ściśle określonych warunkach właściwej ilości mieszanki palnej. Mieszanka ta musi być dostarczona w okresie czasu około 0,01 sek., a jej stan fizyczny winien zapewnić należyłą ekonomię pracy silnika. Urządzenia spełniające w silnikach powyższe zadanie nazywamy urządzeniami zasilającymi. W skład urządzeń zasilających wchodzi: filtr powietrza, gaźnik, przewód ssący.

Niniejszy artykuł poświęcony będzie wyłącznie gaźnikowi, jako elementowi zasilania mającemu do spełnienia najpoważniejsze zadanie. Należy jednak podkreślić, że przewód ssący odgrywa również bardzo znaczną rolę, uzupełniając w pewnym sensie działanie gaźnika. Problem przewodów ssących stanowi jednak odrębny temat badań. Zadanie, jakie ma spełnić gaźnik, można streścić w czterech punktach:

- Odmierzanie należytej ilości paliwa i powietrza.
- Jak najdalej posunięte rozpylenie paliwa.
- możliwie dokładne wymieszanie paliwa z powietrzem, czyli stworzenie mieszanki.
- Zapewnienie zmienności składu mieszanki w zależności od wymagań silnika.

Teoretyczne obliczenia gaźników odnoszą się przede wszystkim do dwóch pierwszych punktów. Następne zadania gaźnika wchodzą już raczej w zakres doświadczalno-konstrukcyjny i omówione zostaną w drugiej części niniejszego artykułu.

Przed przystąpieniem do właściwych obliczeń teoretycznych wyjaśnić należy, że zjawiska zachodzące w gaźniku są dość skomplikowane i zmuszają do stosowania wielu parametrów empirycznych. Wskutek tego przy obliczeniach konieczne są częste uproszczenia, pomijające niektóre wstępne etapy teoretyczne. Ponadto należy wyjaśnić, że przeniesienie teoretycznie obliczonych danych w sferę praktycznej konstrukcji nie może być potraktowane w dziedzinie gaźników w sposób zupełnie mechaniczny, ale oparte musi być pewnym doświadczeniem i zachowaniem należytej ostrożności.

W czasie pracy przez gaźnik przepływają dwa składniki, a mianowicie powietrze atmosferyczne i paliwo. Wytwarzanie się mieszanki w gaźniku jest oparte na zasadzie wykorzystania zjawiska wypływu cieczy z cienkiej rurki pod wpływem różnicy ciśnienia panującej nad dwoma zwierciadłami płynu — paliwa. Jedna część zbiornika paliwa połączona jest z atmosferą, druga zaś w kształcie cienkiej rurki ustawiona jest w przewodzie, przez który przepływa strumień powietrza o ciśnieniu niższym od atmosferycznego. Dwa parametry stanu powietrza decydują więc o tworzeniu mieszanki: podciśnienie i szybkość przepływu równoznaczna z ilością powietrza dla danego przekroju.

Ilość powietrza zapotrzebowanego określa pojemność skokowa silnika „V ltr.“, oraz obroty „n obr. min.“, odpowiadające nominalnej mocy, na którą dany silnik liczymy.

Zaznaczyć należy w tym miejscu, że uznaje się za zupełnie wystarczające obliczenia parametrów stanu powietrza, tylko dla warunków nominalnych, tzn. przy pełnej mocy nominalnej silnika i odpowiadających obrotach. Podane niżej wzory uwzględniają tylko silnik 4-suwowy.

W pierwszym rzędzie oblicza się ilość powietrza w kG zapotrzebowanego przez silnik 4-suwowy, oznaczając ją przez G.

$$G = \frac{V \cdot 1,29 \cdot n}{10^6 \cdot 120} \cdot \eta_v = \eta_v \cdot n \cdot V \cdot 10,7 \cdot 10^{-6} \quad (1)$$

gdzie: V — pojemność skokowa w ltr.

n — obr./min.

1,29 kg/m³ — ciężar właściwy powietrza

η_v — sprawność wolumetryczna.

Właściwe ustalenie wartości współczynnika η_v ma duże znaczenie, gdyż decyduje o dalszym biegu obliczeń.

Współczynnik ten określić można teoretycznie za pomocą obliczeń, praktycznie z danych porównawczych innych silników, lub doświadczalnie na hamowni silnikowej.

Teoretyczny sposób obliczenia sprawności wolumetrycznej oparty jest na znajomości punktów wykresu indykatorowego. Jak

podaje Lenin w książce „Raboczije prociesy i karbiuracja awtomobilnych dwigatieli” ostateczny wzór na sprawność wolumetryczną wygląda następująco:

$$\eta_v = \left(V \frac{\varepsilon \cdot p_s}{T_s} - \frac{p_w}{T_w} V \right) \frac{T_o}{p_o (\varepsilon - 1)} \quad (2)$$

gdzie: ε — stopień sprężenia

p_s, T_s — ciśnienie i temperatura w końcu suwu ssania
 p_w, T_w — ciśnienie i temperatura w początku suwu wydechu

p_o, T_o — ciśnienie i temperatura otoczenia.

Z wchodzących do równania (2) wartości jedynie ciśnienie ssania p_s jest zależne od obrotów silnika i wyraża się następującym wzorem, wyprowadzonym na podstawie teorii przepływu powietrza przez kanał ssący silnika:

$$p_s = \left(1 - \frac{1}{5,22 \cdot f_c^2 \cdot \varphi^2} \right)^{3,5} \quad (3)$$

Wprowadzony tu jest nowy współczynnik f_c oznaczający ilość cm^2 wolnego przepływu przez kanał ssący silnika odniesiony do 1 litra pojemności skokowej i 1000 obr/min. Współczynnik φ charakteryzuje opory przepływu powietrza. Współczynniki te przyjmujemy następujące wartości:

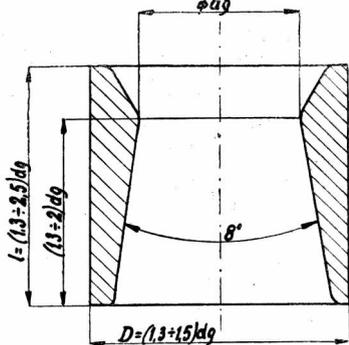
f_c	$n < 2500$ obr/min.	$f_c = 2,1 \div 2,3$
	$n = 2500 - 3500$ obr/min.	$f_c = 2,3 - 2,6$
	$n > 3500$ obr/min.	$f_c = 2,6 - 2,8$
φ dla silników z zapł. iskr.		$\varphi = 0,70 - 0,72$

Ogólnie biorąc parametry równania (2) przyjmują następujące przybliżone wartości:

$p_s = 0,92 - 0,7$ kg/cm ² (wartości mniejsze dla wyższych obrotów)
$T_s = 320 - 380^\circ\text{K}$
$p_w = 1,05 - 1,2$ kg/cm ²
$T_w = 900 - 1200^\circ\text{K}$
$T_o = 288^\circ\text{K}$
$p_o = 10000$ kg/m ²

Sprawność wolumetryczna silnika zależna jest od szybkości przepływu powietrza oraz od oporów, na jakie ten przepływ napotyka i wynosi 0,72 — 0,78 przy około 2/3 obrotów nominalnych, oraz 0,66 — 0,72 przy wyższych obrotach. Począwszy od momentu przymknięcia przepustnicy sprawność wolumetryczna gwałtownie spada poniżej 0,5, co jest zrozumiałe i tłumaczy się poważnym zakłóceniem przepływu powietrza i wzrastającymi oporami.

W wyniku powyższych obliczeń ustala się, jaka ilość powietrza musi być odmierzona przez przeznaczony do tego celu element gaźnika zwany gardzielią. Ponadto gardziel powinna spełniać drugie ważne zadanie, mianowicie wytworzyć należyte podciśnienie w najmniejszym swoim przekroju, gdzie z tej właśnie przyczyny umieszczony jest wylot rozpylacza benzynowego. Przy konstruowaniu gardzieli realizuje się w przybliżeniu zasadę działania rury Venturi'ego i na jej teoretycznych przesłankach opiera się obliczenia. Przeciętny kształt gardzieli przedstawia rys. 1. Nie wnikając w szczegóły rozwiązań konstrukcyjnych różnego typu gardzieli, zatrzymamy się jedynie na interesującej nas średnicy „ d_g ”. Stan fizyczny powietrza w tym przekroju określony jest dwoma parametrami: ciśnieniem i szybkością przepływu. Obliczenie tych parametrów pozwala znaleźć ilość powietrza G , jaka może przepłynąć przez gardziel.



Rys. 1

$$G = \mu_g \cdot W_p \cdot f_g \cdot \gamma' \quad \text{kg/sek.} \quad (4)$$

gdzie: μ_g — współczynnik przepływu powietrza.

W_p m/sek. — szybkość przepływu powietrza

f_g m² — przekrój gardzieli

γ' kg/m³ — ciężar właściwy powietrza zredukowany

p kg/m² — ciśnienie w przekroju d_g .

Przeanalizujemy teraz kolejno wyrażenia równania (4), rozpoczynając od współczynnika przepływu powietrza μ_g . Współczynnik ten oznacza stosunek ilości powietrza rzeczywiście przepływającego przez gardziel do ilości teoretycznej, uwarunkowanej danym przekrojem i kształtem gardzieli. Wielkość tego współczynnika jest zmienna w bardzo niewielkich granicach i zależy od wielkości gardzieli określonej stosunkiem $1/d_g$ oraz od ciśnienia panującego w niej. Współczynnik ten wynosi 0,68 — 0,74. Wzrost stosunku $1/d_g$ oraz wzrost ciśnienia w gardzieli wpływają na niewielkie powiększenie współczynnika μ_g . Jako przykład może służyć wynik badań przeprowadzonych przez autora, w których uzyskano $\mu_g = 0,69$ przy $1/d_g = 1,33$ i ciśnieniu 8830 mm H₂O. Następną poszukiwaną wartością jest szybkość przepływu. Parametr ten wiąże się ściśle z wielkością ciśnienia panującego w gardzieli. W oparciu o teoretyczne wywody szybkość przepływu wyraża się wzorem (5):

$$W_p = \sqrt{2 \cdot g \frac{k}{k-1} \frac{p_o}{\gamma_o} \left[1 - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad \text{m/sek.} \quad (5)$$

gdzie: p_o — ciśnienie otoczenia = 10000 kg/m²

γ_o — ciężar właściwy powietrza = 1,29 kg/m³ przy temp. 0° i ciśnieniu 760 mm Hg

p — ciśnienie w gardzieli m/m H₂O

Po uproszczeniu wzór (5) przyjmuje postać

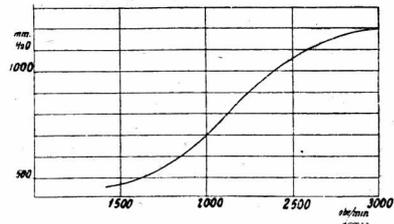
$$W_p = \sqrt{53,1 \cdot 10^4 \left[1 - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{0,29} \right]} \quad (6)$$

Jak widać, szybkość przepływu jest funkcją ciśnienia p panującego w gardzieli. Zanim określimy bliżej to ciśnienie należy wyjaśnić, że jest ono zależne od stopnia otwarcia przepustnicy gaźnika. Występują tu dwa charakterystyczne wypadki. Pierwszy ma miejsce przy całkowicie otwartej przepustnicy. Ciśnienie osiąga wówczas swą najniższą wartość w przewężeniu gardzieli w przekroju d_g . To właśnie ciśnienie minimalne (lub podciśnienie maksymalne) interesuje nas w obecnym stadium obliczeń. Drugim charakterystycznym stanem jest prawie całkowicie przymknięta przepustnica, kiedy to szczytowa wartość podciśnienia przesuwa się z gardzieli do przekroju obok przepustnicy. Bliższe omówienie tego drugiego przypadku nastąpi przy analizie układu biegu jałowego.

Wracając do sprawy ciśnienia i związanej z nim szybkości należy zastanowić się teraz nad tym, jakie wartości osiągają poszukiwane przez nas parametry. Równanie (6) przybierze ostatecznie formę:

$$W_p = 727 \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{0,29}} \quad \text{m/sek} \quad (7)$$

Ze względów pomiarowych ciśnienia p i p_o wyrażamy w mm słupa wody. Wartość ułamka p/p_o będzie względnym ciśnieniem panującym w tym rozpatrywanym przekroju. Dla każdego zespołu zasilającego ciśnienie to ustalić należy na pewnym optymalnym poziomie, będącym kompromisem między możliwie dużą ilością wagową dopływającego powietrza z jednej strony, a z drugiej — najkorzystniejszym wpływem paliwa i jego przemieszczeniem z powietrzem. Podciśnienie ($p_o - p$) jest zmienne w zależności od obrotów silnika i tak wartość jego przy pełnych obrotach silnika zawiera się w granicach 1200 — 2000 mm H₂O. Dla silników do 3200 obr/min. (obroty nominalne) przyjmować należy podciśnienia do 1500 mm H₂O. Na rysunku 2 przedstawiony jest wykres ilustrujący zmienność podciśnienia w gardzieli w tym samym silniku, w zależności od jego obrotów. Wykres ten zdjęty został w czasie badań silnika o pojemności 4,18 ltr. i obrotach nominalnych 2800 obr/min. Mając określoną wielkość ci-



Rys. 2

śnienia p oblicza się na podstawie równania (7) szybkość przepływu powietrza przy całkowicie otwartej przepustnicy i pełnych obrotach silnika. Szybkość ta zawiera się zwykle w granicach 120 — 170 m/sek. Ciężar właściwy powietrza znajdującego się pod zmniejszonym ciśnieniem w gardzieli jest różny od wartości nominalnej 1,29.

Zredukowany ciężar właściwy powietrza wynosi:

$$\gamma' = 1,29 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{0,71} \quad (8)$$

Znając wszystkie składniki potrzebne do obliczenia ilości powietrza przepływającego przez gaźnik równanie (4) określi przekrój gardzieli f_g .

$$f_g = \frac{G}{W_p \cdot \gamma' \cdot \mu_g} \text{ m}^2 \quad (9)$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \cdot f_g}{\pi}} \text{ m} \quad (10)$$

W ten sposób jest znaleziona zasadnicza wielkość charakteryzująca gaźnik. Przy konstruowaniu nowego gaźnika wartość tę należy sprawdzić doświadczalnie, licząc się z tym, że obliczenie nie dostarcza rozwiązania ścisłego i jednoznacznego. Badając gaźnik należy wykonać 2 — 3 gardzieli o wymiarach nieco większych i mniejszych od d_g i zbadać działanie gaźnika w funkcji zmiennych przekrojów gardzieli.

Obliczenia związane z dostarczeniem paliwa

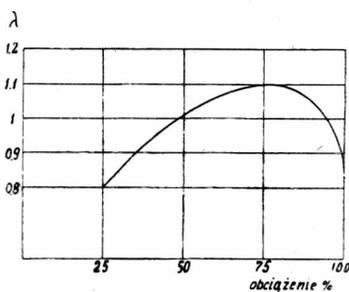
Do silników gaźnikowych stosowane są dwa typy paliw: benzyna i mieszanka benzynowo-alkoholowa. Z punktu widzenia obliczeń istotną cechą paliw jest ciężar właściwy wynoszący 0,65 — 0,70 dla benzyny i 0,75 — 0,80 dla mieszanki. Postępując podobnie jak przy ustalaniu ilości pobieranego powietrza zakłada się najpierw zużycie paliwa przez silnik przy pełnej mocy i nominalnych obrotach. Wynosi ono zwykle dla silników samochodowych 300 — 330 G/KMh. W miarę zmniejszania obrotów zużycie to — zwane jednostkowym — maleje, osiągając minimum przy około ~ 70% obrotów nominalnych, po czym znów wzrasta przy niskich obrotach. Zakładając więc zużycie jednostkowe j G/KMh i N_e KM znajdujemy ogólną ilość paliwa zużytego Q kG/sek:

$$Q = \frac{j \cdot N_e}{3600 \cdot 1000} \cdot 28 \cdot 10^{-8} \cdot j \cdot N_e \text{ kG/sek.} \quad (11)$$

Znając już poprzednio obliczoną ilość powietrza G kG/sek. i odnosząc ją do ustalonego powyżej zużycia paliwa, można ustalić współczynnik nadmiaru powietrza λ charakteryzujący własności palne powstałej mieszanki. Współczynnik ten, określając tak istotną cechę mieszanki staje się jednym z głównych kryteriów jakości gaźnika. Gaźnik winien wytworzyć w każdych warunkach pracy mieszankę o odpowiednim współczynniku λ .

Jaką mieszankę nazywa się odpowiednią?

Nie wchodząc w dłuższą analizę tego tematu, stwierdzić można, że przeciętna regulacja gaźnika, a więc przeciętnie uzyskiwana mieszanka jest wynikiem kompromisu między mieszanką, przy której silnik uzyskuje maksymalną moc, a taką, przy której pracuje on z najniższym jednostkowym zużyciem paliwa.



Rys. 3

Charakterystykę przeciętnej mieszanki pokazuje rys. 3. Jak widać, znalezione wartości G i Q powinny pozostawać dla 100% obciążenia w następującej zależności:

$$\lambda = \frac{G}{15 \cdot Q} \approx 0,8 \div 0,85 \quad (12)$$

Liczba 15 jest ilością kg powietrza potrzebną teoretycznie do zupełnego spalenia 1 kg benzyny. W wypadku paliwa będącego mieszanką benzyny, benzolu i alkoholu, liczba ta jest mniejsza i wynosi około 13.

Obecnie przejdziemy do rozpatrzenia tego elementu gaźnika, który decyduje o odmierzeniu należytej ilości paliwa. Tą częścią w gaźniku jest dysza, wykonana w kształcie małego korka gwintowanego z kalibrowanym otworem w środku. Dysza ta zwana paliwową główną znajduje się zwykle w przewodzie między komorą pływakową a rozpylaczem. Jest to wówczas dysza typu

zatopionego i otworek w niej służy do ustalenia ilości przepływającego paliwa. Rozpylacz wykonany jest przeważnie jako rurka o średnicy otworu 1,5 — 2 mm i długości 15 — 25 mm. Na podstawie teoretycznych rozważań wiemy, że prędkość wypływu cieczy pod wpływem ciśnienia wynosi:

$$v_p = \sqrt{2gH} \text{ m/sek.} \quad (13)$$

gdzie: H jest podciśnieniem wyrażonym w m. słupa wody, znanym z poprzednich wywodów.

Paliwo przepływając przez dyszę napotyka na opór, określony współczynnikiem przepływu paliwa — μ . Rzeczywista szybkość przepływu wynosi zatem:

$$v = \mu \cdot v_p \quad (14)$$

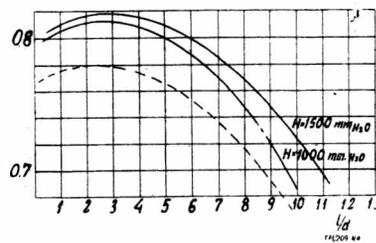
Znając szybkość v oraz przekrój dyszy f_d m² i ciężar właściwy paliwa γ_p oblicza się ogólną ilość paliwa:

$$Q = f_d \cdot v \cdot \gamma_p \text{ kg/sek.} \quad (15)$$

Stąd można określić wymagany przekrój dyszy f_d m². Zajmiemy się teraz istotnym dla otrzymania prawidłowych wyników współczynnikiem przepływu paliwa. Określenie tego współczynnika poparte jest licznymi badaniami i temat ten można uważać za dobrze znany. Stwierdzono, że następujące czynniki mają wpływ na wielkość współczynnika:

- 1) Kształt dyszy wyrażony stosunkiem długości do średnicy otworu l/d .
- 2) Szybkość przepływu paliwa.
- 3) Temperatura otoczenia.

Najważniejszą, pierwszą zależność μ od l/d przy różnych podciśnieniach przedstawia rys. 4.



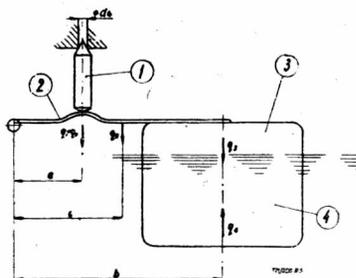
Rys. 4

Istnieje metoda obliczania współczynnika μ na podstawie teorii przepływu, w zależności od wartości liczby Reynoldsa z uwzględnieniem kinematycznego współczynnika lepkości cieczy. Obliczenie to jest dość skomplikowane, przy czym posiłkować się należy specjalnym wykresem obrazującym zależności głównych, wspomnianych wyżej parametrów cieczy. Pomijając więc tę analityczną, ale niewątpliwie bardziej żmudną drogę obliczenia, sprowadza się całe zagadnienie do wynikowego wykresu przedstawiającego z dostateczną dokładnością wartość współczynnika. Linia przerywana na rys. 4 pozwala praktycznie na przyjęcie tego współczynnika jako niezależnego od podciśnienia H . Znaczny wpływ na wielkość tego współczynnika mają również załamania i zaokrąglenia krawędzi otworów dyszy. W miarę wzrastania tych załamania i zaokrąglenia współczynnik powiększa się.

Wielkość otworu dyszy głównej paliwa, uzyskana z obliczeń teoretycznych, podlegać winna w znacznie większym stopniu sprawdzeniu doświadczalnemu aniżeli wielkość gardzieli. Dysza ta ma zasadniczy wpływ na działanie silnika i dobór jej musi być przeprowadzony bardzo starannie.

Mając poza sobą obliczenia głównych elementów gaźnika, zajmę się obecnie omówieniem pomocniczych urządzeń, z których najpoważniejszym jest mechanizm pływakowy. Celem urządzenia pływakowego jest zapewnienie stałego poziomu paliwa w rozpylacz. Poziom ten winien znajdować się stale 1 — 2 mm poniżej wylotu rozpylacza.

Schemat mechanizmu pływakowego przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5

Pływak umieszczony w komorze pływakowej przymocowany jest do punktu obrotu przeważnie za pośrednictwem dźwigni, co wydatnie powiększa czułość urządzenia. Obliczenie układu pływakowego wykonuje się na podstawie równania, określającego stan równowagi tego układu. Oznaczając ciężary poszczególnych części:

- q_1 — ciężar iglicy (1)
- q_2 — ciężar dźwigni (2)
- q_3 — ciężar pływaka (3)
- q_4 — ciężar paliwa odpowiadający zanurzonej objętości pływaka
- q_5 — siła wynikająca z ciśnienia paliwa dostarczanego pompką (ciśnienie na iglicę).

Stan równowagi układu określa równanie (16)

$$(q_1 + q_5) a + q_2 \cdot c + q_3 \cdot b = q_4 \cdot b \quad (16)$$

$$q_5 = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \cdot 0,14$$

gdzie 0,14 kg/cm² jest wielkością ciśnienia wytwarzanego przez pompkę paliwa. Wartość q_4 jest siłą parcia paliwa na zanurzoną w nim część pływaka. Siła ta równa jest ciężarowi paliwa o objętości zanurzonej części pływaka. Dobierając konstrukcyjnie wymiary pływaka należy starać się, aby normalnie był on zanurzony na około 3/4 swej objętości, oraz aby jego wymiary w płaszczyźnie zwierciadła paliwa były możliwie duże, co poważnie zwiększa czułość mechanizmu pływakowego. Kształt pływaka bywa cylindryczny lub prostopadłościenny.

Obecnie przechodzę do omówienia dalszego elementu gaźnika, a mianowicie urządzenia biegu jałowego. Dla doprowadzenia właściwej mieszanki przy przymkniętej przepustnicy wykorzystuje się wspomniany poprzednio fakt, że na linii tej przepustnicy powstaje znaczne podciśnienie, większe niż w gardzieli przy pełnym otwarciu przepustnicy. W komorze mieszankowej tuż za przepustnicą umieszcza się otworek wylotu mieszanki biegu jałowego. Mieszanka ta powstaje w specjalnej studzience, w której następuje zmieszanie się powietrza i paliwa, w ilościach odmierzonych w dyszach biegu jałowego. Obliczenie tych dysz jest znacznie mniej uchwytne niż obliczenie dysz głównych, niemniej jednak należy przyjąć tę samą metodę obliczeń, zakładając jedynie z góry, że wyniki będą przybliżone. Zużycie paliwa ustalić należy z wykresu charakterystyki silnika w zakresie 400 — 600 obr/min. Ilość powietrza ustala się jak poprzednio, uwzględniając tylko znacznie mniejsze η_v (ok. 0,4). Podciśnienie, jakie panuje za przymkniętą przepustnicą, zawiera się w granicach 0,35 — 0,45 kg/cm². Pożądany skład mieszanki określa się na podstawie rys. 3. Obliczenie w ten sposób dysz jest jednak tylko przybliżeniem, dokładne zaś wyniki można uzyskać w czasie badania na hamowni silnikowej.

Wyczerpałem w ten sposób w bardzo syntetycznym skrócie teoretyczne możliwości obliczeniowe, jakie stoją w zakresie gaźników przed konstruktorem. Rozwiązanie dalszych elementów można opierać już tylko na praktycznym doświadczeniu. Zajmę się jeszcze ogólnym scharakteryzowaniem najpopularniejszych w kraju gaźników, aby na tym tle podać kilka praktycznych uwag co do ich doboru.

Cechą przeważającą jest fakt stosowania gaźników opadowych w samochodach osobowych i ciężarowych. Układ ten przez swe zalety zdobył całkowite primat dla większych gaźników. Z najpopularniejszych używanych w Polsce wymienić należy Solex stosowany dotychczas w samochodach Star 20. Gaźniki tego typu budowane są jako jednogardzielowe, z charakterystyczną studzienką kompensacyjną oraz obrotowym zaworkiem rozruchowym. Ponadto mają one membranowe pompy przyspieszacza. Wielkość gaźnika charakteryzuje średnica otworu wlotowego powietrza, która zresztą pozostaje w pewnym związku ze średnicą gardzieli. Średnica ta podana w milimetrach znajduje się na pierwszym miejscu cechy gaźnika.

Gaźniki Solex wykonywane są w wielkościach: 22, 26, 30, 32, 35, 40, 46. Te wielkości gaźników przyjęte są powszechnie przez inne wytwórnie, zwłaszcza przez dawną wytwórnię Zenith i stają się powoli pewnymi normalnymi wielkościami.

Tablica podaje średnice gardzieli stosowane najczęściej dla odpowiednich średnic wlotu gaźnika.

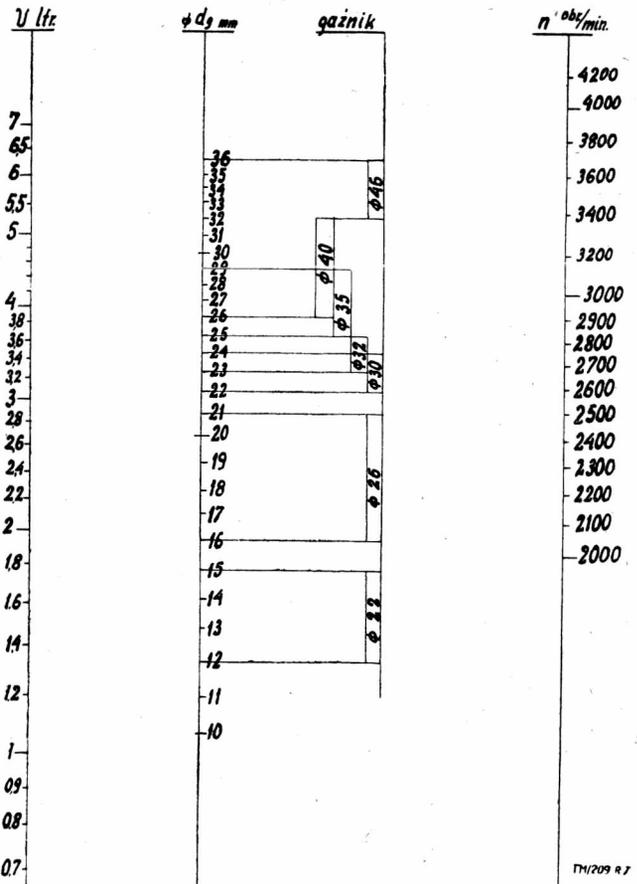
TABLICA

Ø wlotu	22	26	30	32	35	40	46
Ø gardzieli	13	16	22	23	24	26	32
	14	17	23	25	26	29	36
	15	19	24		27	30	
		21			29	32	

Jak widać z podanych liczb, średnica gardzieli wynosi od 60% do 80% średnicy wlotu. Gaźniki Solex są budowane w trzech układach: opadowym dla większych gaźników (od 30 do 46), poziomym dla mniejszych, oraz niekiedy w układzie pionowym, który by można nazwać „górnossącym“. Z innych gaźników samochodowych rozpowszechnionych w kraju wymienić należy gaźniki radzieckie typu K 49 i K 22, stanowiące wyposażenie samochodów „Warszawa“ i „Lublin“. Są to gaźniki 3-gardzielowe z charakterystycznym zaworem przepustowym wykonanym w kształcie płaskich sprężynek. Ponadto gaźniki te zaopatrzone są w tłoczkowe pompy przyspieszające i oszczędzające, oraz na żądanie w regulatory maksymalnych obrotów silnika.

Mówiąc o gaźnikach wielogardzielowych, wspomnieć należy, że konstrukcja ta jest we współczesnych gaźnikach bardzo rozpowszechniona, wykazując duże zalety, polegające na skuteczniejszym wymieszaniu powietrza z paliwem. Istnieją również gaźniki dwu- i trzygardzielowe innych firm, jak np. oprócz już wymienionych gaźników K 49 i K 22 gaźniki Zenith-Stromberg EX, Carter WO czy Ford.

Obliczanie gaźników wielogardzielowych przebiega tak samo, jak dla układu pojedynczego. Jedynie uwzględnić należy w takim wypadku nieco mniejszą sprawność wolumetryczną, co powoduje, że przekrój gardzieli głównej (bo tę tylko można obliczać) wypadnie nieco większy niż dla gaźnika jednogardzielowego. Przy doborze średnic gardzieli pomocniczych kieruje się zwykle względami konstrukcyjno-technologicznymi.



Rys. 6

Na zakończenie podaję nomogram (rys. 6) pozwalający na przybliżone określenie wymiaru wlotu gaźnika w zależności od pojemności silnika i jego nominalnych obrotów. Znajac pojemność silnika „U“, oraz obroty „n“ przeprowadza się przez te punkty prostą, która na skali „Ø d_g “ odczytuje szukaną wartość. Obok skali „Ø d_g “ widać uzależnioną od niej skalę wielkości wlotu gaźnika. Zaznaczyć należy, że otrzymane z nomogramu wartości d_g są raczej dolną granicą przybliżenia.

MGR INŻ. HENRYK DAJNIAK

AMORTYZATORY HYDRAULICZNE

CZĘŚĆ I

Autor podaje pokrótce teorię działania i obliczenia amortyzatora, następnie opisuje konstrukcje nowoczesnych amortyzatorów i w końcu podaje metody badań.

1. Rola amortyzatora w zawieszeniu

Nowoczesne samochody zarówno osobowe, jak i ciężarowe charakteryzują się dużą płynnością ruchu. Osiąga się to przez zastosowanie miękkich zawieszzeń, a więc elementów sprężystych o małej stosunkowo stałej. Wadą tego rodzaju zawieszzeń jest to, że przy przejeździe przez nierówność powstają drgania nadwozia o dużej amplitudzie, które wskutek bezwładności mas trwają stosunkowo długo. Czas ten jest tym większy, im mniejsze jest tarcie w elementach sprężystych zawieszzenia. Drgania te, przy minimalnym tarcniu w zawieszeniu i znacznej początkowej amplitudzie, zostają stłumione po około $8 \div 9$ okresach. Spotyka się jednak samochody, gdzie drgania nadwozia mimo braku amortyzatora wygasają już po $2 \div 3$ okresach. Dawniej, kiedy nie doceniano zagadnienia płynności ruchu, tłumienie drgań samochodu następowało zazwyczaj wskutek tarcia elementów zawieszzenia między sobą, z których największe było tarcie między piórami z gruba wykonywanych resorów. Taki jednak sposób tłumienia drgań samochodu był niewłaściwy, a to z tego powodu, że tarcie między piórami źle lub wcale nie smarowanych resorów było zmienne i nie podlegało żadnej regulacji. Wadą stosowania dużego tarcia do tłumienia drgań nadwozia było także to, że drobne uderzenia, mniejsze od siły tarcia, nie powodowały uginania elementów sprężystych zawieszzenia i były przenoszone bezpośrednio na nadwozie. Dlatego też jazda samochodem, posiadającym miękkie zawieszenie, a stosunkowo duże tracie w zawieszeniu, po drodze z drobnymi nierównościami będzie taka jak samochodu z elementami sprężystymi o dużej sztywności. Obecnie w celu osiągnięcia pożądanej wielkości i charakteru tłumienia drgań samochodu stosuje się urządzenia pracujące równolegle z elementami sprężystymi zawieszzenia, tzw. amortyzatory.

We współczesnych samochodach stosuje się niemal wyłącznie amortyzatory hydrauliczne. Ich zasada działania polega na zamianie energii kinetycznej ruchu kół względem nadwozia w energię cieplną cieczy przy przechodzeniu jej przez zawory dławiące. Intensywność gromadzenia i rozpraszania energii cieplnej w amortyzatorach hydraulicznych jest bardzo wysoka i to było jednym z powodów zastosowania ich w nowoczesnych samochodach. Siła oporu amortyzatora hydraulicznego może być określona ogólnym równaniem:

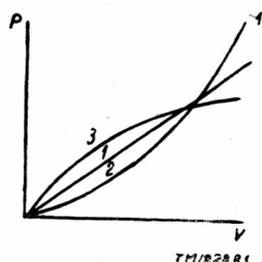
$$P = k \cdot v^i$$

We wzorze tym oznaczają:

k — współczynnik oporu amortyzatora (współcz. proporcjonalności)

v — szybkość ruchu koła jezdnego wzgl. nadwozia

i — wykładnik potęgowy



Rys. 1 — Siła oporu amortyzatora hydraulicznego w zależności od szybkości ruchu koła jezdnego względem nadwozia v i wykładnika potęgowego i ; 1. dla $i = 1$; 2. dla $i > 1$; 3. dla $i < 1$.

Wykładnik potęgowy może być większy, równy lub mniejszy od jedności w zależności od konstrukcji zaworów amortyzatora i lepkości cieczy. Jeżeli kalibrowany kanał zaworu amortyzatora jest bardzo krótki i zastosowana ciecz o małej lepkości, to wykładnik potęgowy i zbliża się do 2. W tym przypadku opór amortyzatora jest nieznaczny przy małych szybkościach ruchu koła jezd-

nego wzgl. nadwozia i szybko wzrasta ze wzrostem tej szybkości (rys. 1 — krzywa 2). Przy zastosowaniu długiego kalibrowanego kanału zaworu i dostatecznie lepkiej cieczy wykładnik potęgowy $i \leq 1$. Opór amortyzatora jest wtedy proporcjonalny ($i = 1$) do szybkości ruchu koła względem nadwozia (rys. 1 — krzywa 1) lub rośnie wolniej ($i < 1$) niż szybkość v (rys. 1 — krzywa 3). Pożądane jest, aby opór amortyzatora hydraulicznego wzrastał wolniej niż szybkość ruchu kół jezdnych względem nadwozia (v) i wzrost ten był wolniejszy przy dużych szybkościach, a więc aby $i < 1$.

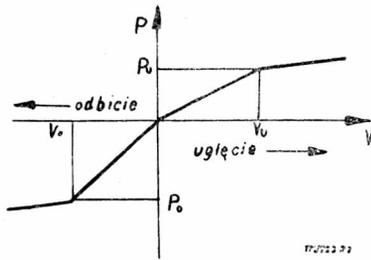
Z zaobserwowanych warunków ruchu samochodu wynika, że szybkość koła jezdnego przy ruchu ugięcia może być znacznie większa od szybkości koła przy ruchu odbicia (np. przy przejeździe wyrwy) i wskutek tego siły przenoszone na nadwozie przy ruchu ugięcia mogłyby być zbyt duże. (Należy przypomnieć, że ruchem ugięcia nazywa się ruch zbliżający koło jezdne do nadwozia, zaś ruchem odbicia ruch w kierunku odwrotnym*). Aby więc zapobiec nadmiernemu przenoszeniu sił na nadwozie, zaczęto stosować takie konstrukcje zaworów, które powodują przy ruchu ugięcia i odbicia różne opory na ramieniu amortyzatora. Na rys. 2 pokazano przykładową charakterystykę amortyzatora, posiadającego różny opór przy ruchu ugięcia i odbicia. W istniejących konstrukcjach spotyka się następujące wartości współczynnika oporu amortyzatora przy ruchu ugięcia:

$$k_u = (0,2 \div 0,5) k_o$$

k_o — jest współczynnikiem oporu amortyzatora przy ruchu odbicia.

Czasami wartość współczynnika oporu $k_u = 0$; jest to przy amortyzatorach jednostronnego działania, tzn. że w tych amortyzatorach tłumienie drgań następuje tylko przy ruchu odbicia. Dobór wielkości oporu amortyzatora przy ruchu ugięcia i odbicia jest również ważny, ze względu na stateczność poruszania się samochodu. Opór ten przy ruchu ugięcia winien być tak dobrany, aby możliwie największą ilość energii była pochłaniana i rozpraszana przez amortyzator, utrudniając tym samym odrywanie się kół jezdnych od podłoża. Z drugiej jednak strony należy ograniczyć siłę przekazywaną nadwoziu przez amortyzator. W tym celu istnieje w nowoczesnych amortyzatorach dodatkowy zawór, który otwiera się, gdy siła $P > P_u$. Po osiągnięciu tej wartości wzrost oporu mimo dalszego zwiększania szybkości v jest nieznaczny, tak że można w przybliżeniu przyjąć, że P_u jest największą siłą przekazywaną na nadwozie. Również i przy ruchu odbicia największy opór amortyzatora musi zostać ograniczony ze względu na to, aby koło jezdne nie było zbyt hamowane przy przejeździe wyrwy, a tym samym nie odrywało się od powierzchni drogi i nie zakłócało prawidłowej jazdy samochodu. Do tego celu służy zawór dodatkowy, otwierający się, gdy siła oporu (P) $> P_o$. P_o jest więc podobnie jak P_u w przybliżeniu największą siłą oporu, jaką amortyzator może przenieść przy ruchu odbicia (dalszy wzrost oporu przy zwiększaniu szybkości v jest nieznaczny). Wpływ tych zaworów dodatkowych na pracę amortyzatora widoczny jest również z charakterystyki przedstawionej na rys. 2. Analizując charakterystyki istniejących amortyzatorów hydraulicznych można zauważyć, że współczynnik oporu k zmienia się w znacznych granicach. Świadczy to o tym, że pożądany kształt charakterystyki amortyzatora nie został właściwie całkowicie ustalony. Należy również zwrócić uwagę na fakt, że jeden i ten sam amortyzator daje różny skutek pracy przy zastosowaniu w różnych samocho-

* Używane są również wyrażenia: ruch naprężenia, odpowiadający ruchowi ugięcia i ruch odprężenia odpowiadający ruchowi odbicia.



Rys. 2 — Przykład charakterystyki amortyzatora hydraulicznego.

dach. Wynika stąd wniosek, że współczynnik oporu amortyzatora nie może charakteryzować stopnia tłumienia drgań; konieczne jest uwzględnić inne czynniki wpływające na charakter tłumienia drgań. Aby określić wpływ tych najważniejszych czynników, można posłużyć się równaniem ruchu przy drganiach samochodu. Równanie ruchu w uproszczonym przypadku, gdy przyjmie się siłę oporu na ramieniu amortyzatora

$$P = k \cdot \frac{dz}{dt}$$

(tzn. gdy wykładnik potęgowy $i = 1$) przybierze postać np. dla przedniej części nadwozia:

$$M_1 \left(\frac{d^2 z}{dt^2} \right)_1 + 2k \left(\frac{dz}{dt} \right)_1 + 2c_{p1} \cdot z_1 = 0 \quad (1)$$

W równaniu tym oznaczają:

M_1 — część masy resorowanej przypadającej na oś przednią samochodu

z_1 — względna droga przesunięcia kół jezdnych wzgl. nadwozia (w kierunku pionowym)

k_1 — współczynnik oporu amortyzatora zamocowanego w przedniej części samochodu

c_{p1} — stała elementu sprężystego zawieszenia kół przednich.

Należy nadmienić, że równanie to nie uwzględnia własności sprężystych ogumienia. Błąd popełniony pominięciem tego czynnika jest nieduży i nieistotny ze względu na przybliżony charakter obliczenia. Opuszczenie tego czynnika daje ponadto pewne korzyści, pozwalając na analityczne rozwiązanie przytoczonego równania, unikając żmudnego rachunku metodą kolejnych przybliżeń. Przyjmując współczynnik oporu mas zawieszonych dla przedniej części nadwozia określony wzorem

$$h_1 = \frac{k}{M_1}$$

i częstość właściwą drgań, tj. częstość drgań w czasie 2π sek. przedniej części nadwozia

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2c_{p1}}{M_1}}$$

można przekształcić równanie (1)

$$\left(\frac{d^2 z}{dt^2} \right)_1 + 2 \frac{k_1}{M_1} \left(\frac{dz}{dt} \right)_1 + \frac{2c_{p1}}{M_1} \cdot z_1 = 0 \quad (2)$$

$$\left(\frac{d^2 z}{dt^2} \right)_1 + 2h_1 \left(\frac{dz}{dt} \right)_1 + \omega_1^2 \cdot z_1 = 0$$

Rozwiązanie tego równania różniczkowego posiada postać

$$z_1 = e^{-h_1 t} \cdot A \cdot \sin/\omega_{01} \cdot t + \varphi \quad (3)$$

We wzorze tym:

A i φ — są stałymi, które należy wyznaczyć w zależności od innych stałych

ω_{01} — jest częstością tłumienia drgań i wynosi

$$\omega_{01} = \sqrt{\omega_1^2 - h_1^2}$$

Analogiczne równania ruchu można ułożyć dla tylnej części nadwozia. Drgania nadwozia są tłumione, ponieważ czynnik e^{-ht} z upływem czasu dąży do zera, przy czym drgania tłumione są tym szybciej, im większy jest współczynnik oporu mas zawieszonych h . Kiedy jednak współczynnik oporu jest tak duży, że $h = \omega$ lub, co na jedno wychodzi, gdy $\omega_0 = 0$ — ruch nadwozia nazywa się aperiodycznym.

Dla celów praktycznych wygodnie jest posługiwać się tzw. współczynnikiem aperiodyczności.

$$\psi = \frac{h}{\omega}$$

Współczynnik ten uwzględnia wszystkie wielkości wpływające na tłumienie drgań, a więc k , M , c_p . Przy współczesnych amortyzatorach współczynnik aperiodyczności wynosi

$$\psi = 0,25 + 0,50$$

(przy ruchu aperiodycznym $\psi = 1$). Mniejsze wartości współczynnika ψ odpowiadają samochodom z miękkim zawieszeniem.

2. Teoretyczne podstawy obliczenia amortyzatora

Stosowanie ścisłych równań hydrodynamiki teoretycznej dla zobrazowania pracy amortyzatora hydraulicznego jest w zasadzie zupełnie możliwe, jednak zależności byłyby bardzo skomplikowane i nie zawsze wszystkie szczegóły mogłyby zostać dostatecznie uwzględnione. Dlatego też w teoretycznym obliczeniu amortyzatorów hydraulicznych posługujemy się wzorami hydrauliki. Punktem wyjściowym jest równanie Bernoulli'ego z uwzględnieniem tarcia. Ciśnienie wywarne na ciecz przez poruszający się w cylindrze tłok wynosi

$$p = \frac{\gamma}{2g} \cdot v^2 + \lambda_t \frac{\gamma}{2g} \cdot v^2 = \frac{\gamma}{2g} \cdot v^2 (1 + \lambda_t) \quad (4)$$

We wzorze tym oznaczają:

γ — ciężar właściwy cieczy amortyzatora hydraulicznego

v — szybkość przepływu cieczy przez powierzchnię przepływu f

g — przyspieszenie ziemskie

λ_t — współczynnik uwzględniający tarcie

Wzór (4) słuszny jest dla pseudo-stacjonarnego przepływu cieczy, który jest przyjęty w poniższych rozważaniach.

Równanie ciągłości ruchu

$$w \cdot F = v \cdot f \quad (5)$$

gdzie: F — powierzchnia przekroju tłoka amortyzatora

w — szybkość poruszania się tłoka w cylindrze amortyzatora

f — powierzchnia przepływu cieczy

pozwoli na przekształcenie równania (4), które może przyjąć postać:

$$p = \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{F^2}{f^2} \cdot w^2 (1 + \lambda_t)$$

Podstawiając $(1 + \lambda_t) = \alpha^2$ można napisać:

$$p = \frac{\gamma}{2g} \cdot w^2 \cdot \frac{F^2}{(f/\alpha)^2} \quad (6)$$

Czynnik f/α można nazwać czynną powierzchnią kanału przepływowego w przeciwieństwie do geometrycznej powierzchni przepływu f . Ciecz idealna, a więc ciecz dla której $\lambda_t = 0$ (lub $\alpha = 1$), dawać będzie podczas przepływu przez czynną powierzchnię f/α taki sam spadek ciśnienia jak ciecz rzeczywista podczas przepływu przez powierzchnię f . Współczynnik α zależny od tarcia nie jest w ogólnym przypadku wielkością stałą, lecz jest funkcją liczby Reynoldsa, a więc zależy od szybkości przepływu v , wymiarów powierzchni przepływu cieczy f i lepkości cieczy. Tę zależność najwygodniej dla każdej powierzchni przepływu określić doświadczalnie. Jeżeli w amortyzatorze hydraulicznym istnieje więcej powierzchni przepływowych, co w rzeczywistości ma miejsce, to wzór (6) przybierze postać

$$p = \frac{\gamma}{2g} \cdot w^2 \cdot \frac{F^2}{(\sum f/\alpha)^2} \quad (7)$$

Powierzchnią przepływu w amortyzatorze hydraulicznym jest przede wszystkim powierzchnia otrzymana przez tolerancję wykonania tłoka i cylindra. Powierzchnia przepływu wyniesie więc:

$$f_0 = \pi \cdot D \cdot s$$

D — średnica tłoka amortyzatora

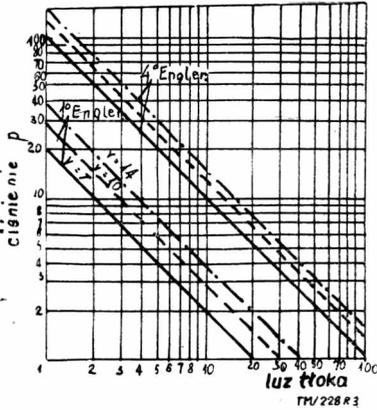
s — luz między tłokiem a cylindrem

Ciśnienie wywarte na ciecz przy istniejącej tylko powierzchni przepływowej od luzu tłoka będzie:

$$P_0 = \frac{\gamma}{2g} \cdot w^2 \cdot \frac{F^2}{(f_0/\alpha_0)^2} \quad (8)$$

W tym wypadku α_0 jest stosunkowo duże, ponieważ ciecz przepływa przez kanał pierścieniowy o dużej długości.

Przeprowadzone doświadczenia zależności ciśnienia od luzu tłoka zostały zobrazowane na rys. 3, z którego widać, że ciśnienie jest odwrotnie proporcjonalne do luzu oraz rośnie z szybkością przepływu. Doświadczenia przeprowadzono dla lepkości cieczy odpowiadającym 1° i 4° Englera.



Rys. 3 — Ciśnienie cieczy w amortyzatorze hydraulicznym w zależności od luzu między tłokiem i cylindrem przy użyciu cieczy o lepkości 1° i 4° Englera z różną szybkością przepływu.

W przypadku, gdy przepływ przez powierzchnię f_0 utworzoną przez luz między tłokiem i cylindrem jest zbyt wolny i ciśnienie w amortyzatorze jest za wysokie, stosuje się dodatkową powierzchnię przepływu. To dodatkowe otwarcie pozwoli obniżyć ciśnienie cieczy w amortyzatorze do pożądanej wartości. Powierzchnia dodatkowego przepływu może być w stosunku do powierzchni f_0 mniejsza z tego względu, że straty tarcia będą znacznie niższe. Ciśnienie cieczy wyrażać się będzie wtedy wzorem

$$p = \frac{\gamma}{2g} \cdot w^2 \cdot \frac{F^2}{\left(\frac{f_0}{\alpha_0} + \frac{f_d}{\alpha_d}\right)^2} \quad (9)$$

gdzie: f_d — dodatkowa powierzchnia przepływu cieczy
 α_d — współczynnik uwzględniający tarcie podczas przepływu przez powierzchnię f_d

Przekształcając można otrzymać

$$p = \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{F^2}{(f_0/\alpha_0)^2} \cdot w^2 \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{f_d \cdot \alpha_0}{f_0 \cdot \alpha_d}\right)^2}$$

Oznaczając przez

$$\beta = \frac{1}{f_0} \cdot \frac{\alpha_0}{\alpha_d}$$

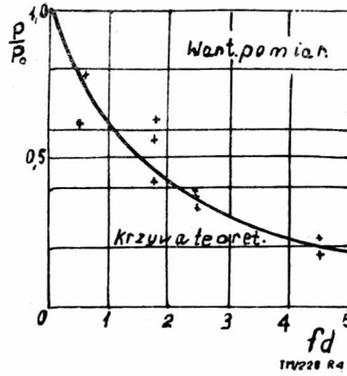
i wprowadzając ciśnienie p_0 określone wzorem (8) ostatecznie otrzymuje się

$$p = \frac{P_0}{(1 + \beta \cdot f_d)^2} \quad (10)$$

Mając określone doświadczalnie współczynniki α_0 i α_d można obliczyć konieczną wielkość dodatkowej powierzchni przepływu, aby uzyskać odpowiednie ciśnienie. Rys. 4 przedstawia zależność p/p_0 od dodatkowej powierzchni przepływowej f_d . Ponieważ współczynniki α_0 i α_d nie są wielkościami stałymi, na co zwrócono już powyżej uwagę, a zależą między innymi od szybkości, funkcją warunkującą zmianę ciśnienia w zależności od szybkości tłoka będzie (z wzoru 9)

$$p(w) \sim \frac{w^2}{\left(\frac{f_0}{\alpha_0} + \frac{f_d}{\alpha_d}\right)^2}$$

Zależność ta nie spełnia zadań stawianych amortyzatorom hydraulicznym dlatego, że siła amortyzatora jest w tym przypadku



Rys. 4 — Stosunek ciśnień cieczy w amortyzatorze hydraulicznym $\frac{p}{P_0}$ w zależności od dodatkowej powierzchni przepływu f_d .

w przybliżeniu proporcjonalna do kwadratu szybkości. Dąży się, aby siła amortyzatora zmieniała się proporcjonalnie z szybkością tłoka w cylindrze. W tym celu daje się zawory zamykane sprężynami, co pozwala dodatkowo sterować przepływ cieczy w zależności od istniejącego w amortyzatorze ciśnienia, a tym samym i panujące ciśnienie cieczy. Jeżeli oznaczy się ciśnienie dane wzorem (10) przez p_{od} , to w omawianym przypadku będzie:

$$p = \frac{P_{od}}{(1 + \xi \cdot f)^2} \quad (11)$$

We wzorze tym oznaczają:

f — powierzchnia przepływu cieczy sterowana zaworem, zależna od ciśnienia

ξ — funkcja tego typu co α i β , określona doświadczalnie.

Powierzchnia przepływu cieczy sterowana zaworem obciążonym sprężyną w ogólnym najprostszym wypadku, gdy powierzchnia przepływu jest cylindryczna, może być określona funkcją:

$$f = \frac{k}{c} (p - p_1) \quad (12)$$

gdzie: k — jest stałą

c — jest stałą sprężyny zaworu

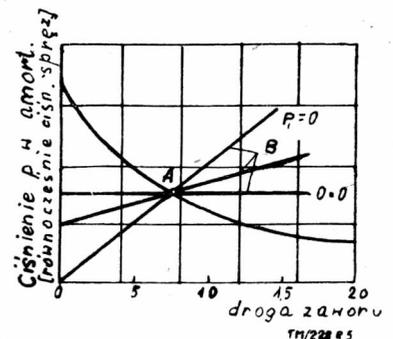
p_1 — jest ciśnieniem odpowiadającym napięciu sprężyny.

Ogólnie można rozróżnić dwie fazy amortyzatora:

- 1) gdy ciśnienie w amortyzatorze $p \leq p_1$; wtedy ciśnienie cieczy określone jest istniejącymi stałymi powierzchniami przepływu
- 2) gdy ciśnienie w amortyzatorze $p > p_1$; wtedy zaczyna pracować zawór dociskany sprężyną i ciśnienie cieczy można określić z wzoru, otrzymanego z (11) i (12)

$$p = \frac{P_{od}}{\left[1 + \frac{\xi}{c} \cdot k \cdot (p - p_1)\right]^2} \quad (13)$$

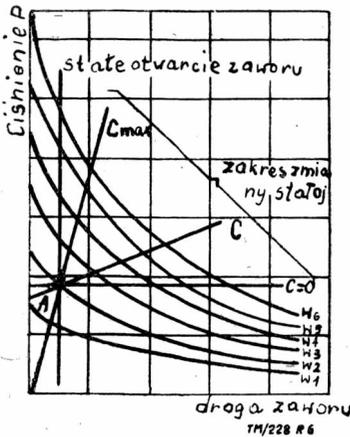
Rozwiązując to równanie trzeciego stopnia względem p można otrzymać zależność ciśnienia od stałej i napięcia sprężyny. Doborem obu parametrów sprężyny, tj. stałej i napięcia można regulować ciśnienie, a tym samym i siłę oporu amortyzatora, dążąc aby ta siła była proporcjonalna do szybkości tłoka w cylindrze.



Rys. 5 — Przebieg ciśnienia cieczy w amortyzatorze hydraulicznym przy stałej szybkości tłoka w zależności od otwarcia zaworu i stałej sprężyny.

Na rys. 5 przedstawiono krzywą pomierzonego przebiegu ciśnienia przy stałej szybkości tłoka amortyzatora w zależności od

otwarcia zaworu. Krzywa ta odpowiada zależności wg wzoru (11). Przypuśćmy, że przy tej szybkości osiągnięte winno być ciśnienie wynoszące p kG/cm². Ten warunek określi położenie punktu A



Rys. 6 — Przebieg ciśnienia cieczy w amortyzatorze hydraulicznym przy różnych szybkościach tłoka w zależności od otwarcia zaworu i stałej sprężyny.

na krzywej przebiegu ciśnienia, przez który przeprowadza się proste b , przedstawiające ugięcie sprężyny w zależności od ciśnienia. Pochylenie prostej b jest miarą stałej sprężyny, a ciśnienie p_1 — odcięte na osi ciśnienia p jest ciśnieniem odpowiadającym napięciu sprężyny. Można otrzymać dwa skrajne przypadki:

- 1) gdy ciśnienie $p_1 = 0$, wtedy stała sprężyny określona jest stosunkiem ciśnienia do ugięcia sprężyny
- 2) gdy stała $c = 0$; wtedy zawór obciążony jest ciężarkiem. Obciążenie to musi być równe za-

danemu ciśnieniu przy danej szybkości.

Rys. 6 przedstawia pęk krzywych pomierzonego przebiegu ciśnienia dla różnych szybkości tłoka amortyzatora oznaczonych przez w_1, w_2, w_3 itd.

Jeżeli ciśnienie cieczy amortyzatora sterowane jest zaworem

obciążonym sprężyną lub ciężarkiem, to punkty określające ciśnienie przy poszczególnych szybkościach tłoka leżą na prostych b . Pochyleniem tych prostych, a więc doбором stałej c można osiągnąć pożądaną zależność ciśnienia od szybkości. W wypadku granicznym, wspomnianym już wyżej, a więc gdy $c = 0$ — zawór będzie właściwie zaworem bezpieczeństwa, przy którym ciśnienie po osiągnięciu określonego ciśnienia ruchu pozostaje stałe niezależnie od szybkości. W drugim wypadku granicznym, gdy $p_1 = 0$ zawór rozpoczyna sterowanie już od ciśnienia zerowego. Ciśnienie cieczy zależy wtedy od szybkości tłoka.

Wymuszona szybkość tłoka w amortyzatorze jest drganiem mającym charakter drgania sinusoidalnego. Należy dążyć, aby krzywa przebiegu ciśnienia cieczy przebiegała podobnie. Dobre zbliżenie do tego warunku uzyskuje się wtedy, gdy ciśnienie można sterować już od ciśnienia zerowego przy pomocy twardej sprężyny. Im bardziej miękka jest sprężyna, tym bardziej potrzebne jest większe napięcie sprężyny i tym później zaczyna działać sterowanie.

Przytoczone wyżej równania nie znajdują bezpośredniego praktycznego zastosowania przy obliczaniu potrzebnych wielkości ze względu na brak w literaturze liczbowych danych szeregu współczynników określanych drogą doświadczenia, jednak zwracając uwagę na wpływ poszczególnych czynników na ciśnienie w amortyzatorze. Szczególnie poglądowe jest przedstawienie tych zależności w postaci wykresów. Należy podkreślić, że staranne dobranie wielkości omówionych powyżej zapewni właściwe działanie amortyzatora.

(dokończenie w nrze nast.)

MGR INŻ. WŁADYSŁAW NADOLSKI

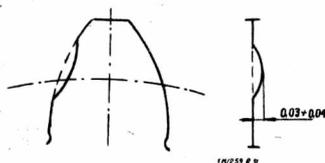
KOREKCJA ZĘBÓW WIÓRKOWANIEM

Część II.

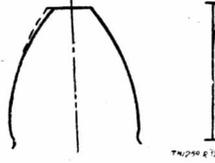
W celu zachowania prawidłowej współpracy kół zębatych po wiórkowaniu, zęby wiórkownika podlegają pewnej zmianie profilu, różniącej się od teoretycznej.

Przez zmianę profilu zęba wiórkownika możemy regulować położenie styku zębów kół współpracujących, co bezpośrednio wpływa na charakter zaszczepiania.

Gdy koło zębate jest wiórkowane przy zachowaniu teoretycznego profilu zęba wiórkownika, to wówczas profil zęba koła obrabianego jest zniekształcony. Zniekształcenia te są większe przy kołach czołowych o zębach prostych niż przy zębach śrubowych. Przy kołach czołowych o zębach prostych zniekształcenie ewolwenty występuje najczęściej w strefie średnicy podziałowej i przy główce zęba, jak pokazano na rys. 11.



Rys. 11 — Zniekształcenie ewolwenty zęba koła czołowego o zębach prostych po wiórkowaniu.

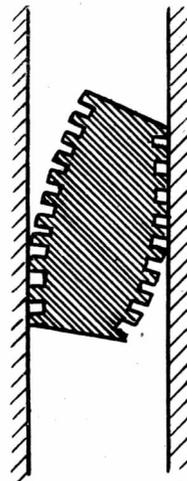


Rys. 12 — Odchylenie ewolwenty zęba koła śrubowego po wiórkowaniu.

Odchylenie ewolwenty na zębach prostych w kołach czołowych prostych występuje w strefie średnicy podziałowej wynosi od 0,03 do 0,04. Dla kół zębatych śrubowych odchylenie ewolwenty koła obrabianego występuje u główki zęba, jak pokazano na rys. 12.

Zniekształcenie profilu zęba koła obrabianego podczas wiórkowania powstaje z przyczyn dokładnie jeszcze dotychczas nie wyjaśnionych. Jedynie można przypuszczać, że odchylenie ewolwenty następuje na skutek złożonych ruchów docierania i skra-

wania występujących podczas wiórkowania. Zniekształcony profil zęba koła obrabianego motywowany jest również warunkami skrawania podczas wiórkowania.



Rys. 13 — Położenie krawędzi tnących zębów naciętych na zębie wzdłuż profilu zęba wiórkownika.

Przecinając płaszczyznę styczną do średnicy podziałowej koła obrabianego otrzymamy położenie krawędzi tnących zęba wiórkownika różne dla obu stron koła obrabianego.

Z jednej strony zęba występuje prawidłowe skrawanie, natomiast z drugiej strony prawidłowego skrawania nie ma. W zależności od nacisku wiórkownika na koło obrabiane wielkość odchylenia ewolwenty jest różna. Korekcja ewolwenty wiórkownika musi być taka aby styk kół współpracujących był prawidłowy.

Rodzaj korekcji zębów wiórkownika może być różny i jest zależny od wielu czynników jak np.: rodzaju materiału, ilości zębów, kąta pochylenia linii śrubowej, obróbki cieplnej itp.

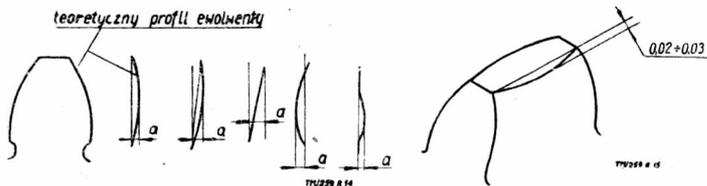
Korekcja profilu ewolwenty wiórkownika jest wykonywana wg różnych odchyleń i jest zależna od wyżej wymienionych czynników.

Korekcje zębów wiórkownika można wykonać jedynie na szlifierce National Tool lub National Broach, na których można wykonać dowolne odchylenie profilu ewolwenty za pomocą odpowiednich wzorników. Zaleca się stosować wielkości odchyleń profilu zęba wiórkownika w granicach od 0,01 ÷ 0,025 w strefie średnicy podziałowej.

Niektóre zakłady samochodowe stosują wielkości odchylen w zależności od ilości zębów koła obrabianego.

Z	a
20	0,020 ÷ 0,025
35	0,015 ÷ 0,020
50	0,010 ÷ 0,015

W celu zmniejszenia szumu kół współpracujących stosuje się beczkowanie profilów zębów. Koła zębate beczkowane są mniej wrażliwe na nierównoległość osi, na których są osadzone. Zęby beczkowane posiadają grubość mniejszą na końcach od 0,02 ÷ 0,03. Koła beczkowane obrabiane są za pomocą zwykłego wiórkownika przez oddanie kołu obrabianemu dodatkowego ruchu kołyszącego wzdłuż osi koła obrabianego, albo za pomocą wiórkownika specjalnego o zębach wklęsłych hiperboidalnych. Profil zęba koła obrabianego po wiórkowaniu, przy nadaniu mu kształtu beczkowanego czy też nie, zależy w pierwszej kolejności od dokładności wykonania zębów wiórkownika, w drugiej zaś od charakteru profilu zęba koła obrabianego przed wiórkowaniem.



Rys. 14. Odchylenia profilu ewolwentu zęba wiórkownika korygowanego.

Rys. 15. Profil zęba beczkowany.

Za pomocą wiórkowania kształt zębów kół obrabianych może być poprawiony, gdy odchylenie ewolwentu od teoretycznej koła obrabianego nie przewyższa 0,025 — (0,030). Natomiast przy większych odchyleniach jest tendencja do powiększenia błędu ewolwentu koła obrabianego po wiórkowaniu. Jeśli odchylenie ewolwentu profilu zęba koła obrabianego jest dodatnie, to po wiórkowaniu odchylenie to wzrasta też w kierunku dodatnim i odwrotnie.

Jednocześnie należy zaznaczyć, że współosiowość kształtu zębów kół zębatych przed wiórkowaniem musi być zachowana w pewnych granicach i jest zależna od modułu. Dla najbardziej dokładnych kół dopuszczalne bicie przed wiórkowaniem do 0,09, dla średniej dokładności do 0,12. Wiórkowniki specjalne o zębach wklęsłych hiperboidalnych można wykonać tylko na szlifierce National Tool, przez odpowiednie ukształtowanie i położenie średnicy.

Szlifowanie zębów wykonuje się w dwóch operacjach przez szlifowanie wstępne i wykańczające. Naddatek na szlifowanie wstępne wynosi 0,3 ÷ 0,6. Naddatek na szlifowanie wykańczające wynosi 0,1 ÷ 0,06. Operacje te powinny być wykonywane na oddzielnych obrabiarkach.

Ewolwentowy kształt zębów wiórkownika otrzymujemy na szlifierce National Tool za pomocą kopiału ewolwentowego. Nadanie prawidłowego profilu zęba wiórkownika podczas szlifowania można otrzymać przez zastosowanie odpowiedniego kopiału ewolwentowego.

Średnica zasadnicza kopiału ewolwentowego jest zależna od średnicy podziałowej wiórkownika. Zależność między średnicą zasadniczą kopiału ewolwentowego o średnicy podziałowej wiórkownika jest następująca:

$$\cos \delta = \frac{d z k}{d p w}$$

gdzie: $d z k$ — średnica zasadnicza kopiału ewolwentowego
 $d p w$ — „ „ „ podziałowa wiórkownika.

Średnicę zasadniczą kopiału ewolwentowego należy tak dobrać, aby kąt δ wahał się w granicach od 10° do 18° ; zostało to ustalone doświadczalnie przez zakłady samochodowe o bogatym doświadczeniu. Analiza wyboru δ zostanie podana przy opisie konstrukcji noży Fellowsa. Nadmienię tylko, że kąt δ ma decydujący wpływ na prawidłowość obróbki wiórkownika.

PIASTA DO ROWERÓW TYPU „TORPEDO“ Z DWU- LUB TRZYSTOPNIOWĄ PRZEKŁADNIĄ

Jazda na rowerze bez większego zmęczenia jest możliwa przy zachowaniu obrotów korby pedałów w granicach 40 do 60 na minutę. Siła napędowa działająca na koło jest zależna od przełożenia, tj. od stosunku ilości zębów koła połączonego z pedałem do ilości zębów koła związanego z piastą koła roweru. Zazwyczaj wielkość tego przełożenia jest tak dobierana, aby szybkość jazdy wynosiła 12 — 15 km/godz przy 50 obr/min korby pedału, w płaskim terenie i bezwietrznej pogodzie. Przy jeździe pod wiatr lub pod górę, jak również po złej drodze, konieczna jest większa siła na kole. Mimo zmniejszenia prędkości obrotowej pedałów występuje szybko zmęczenie rowerzysty. Polepszenie tego stanu rzeczy daje możliwość zmiany przekładni w czasie jazdy.

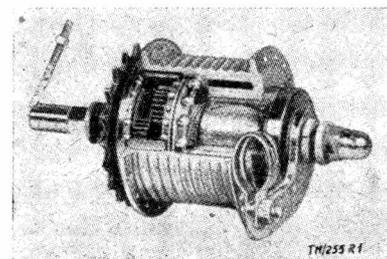
Jednym z rozwiązań jest zastosowanie dodatkowej przekładni w piaście typu „Torpedo“, której obudowa mieści w sobie urządzenie hamulcowe i przekładniowe chroniące je od kurzu i wody, jak też umożliwiając dobre smarowanie pracujących elementów.

Piasta dwuprzekładniowa posiada przekładnię planetarną. Bieg bezpośredni między piastą a kołem łańcuchowym posiada przełożenie 1 : 1 i jest przeznaczony do jazdy w normalnych warunkach. Drugi bieg, uzyskiwany przez włączenie dodatkowej przekładni, umożliwia jazdę pod wiatr i pod górę, przez zwiększenie przełożenia między korwą pedału i kołem o 25%. Przelączenie przekładni jest dokonywane jednym ruchem dźwigni zamocowanej do kierownicy roweru. Dźwignia za pośrednictwem linki Bowdena pociąga łańcuch wchodzący w otwór osi tylnego koła.

Ostatnio zbudowana przekładnia trzybiegowa posiada obudowę z lekkiego stopu, co zmniejsza ciężar konstrukcji i polepsza

odprowadzenie ciepła. Od strony koła łańcuchowego jest wbudowana podwójna przekładnia planetarna (obiegowa), a za nią urządzenie hamujące. Całość pracuje w kąpielii olejowej i nie wymaga specjalnej obsługi.

Rys. 1 przedstawia ogólny widok piasty, a rys. 2 jej przekrój w położeniu bezpośredniego biegu, stosowanego w normalnych warunkach jazdy. Na tulei b połączonej z kołem łańcuchowym a jest z lewej strony nacięty prostokątny gwint. Na gwincie tym jest osadzona druga tuleja ze stożkową powierzchnią zewnętrzną c . Przy naciśnięciu pedałów do przodu (w prawo) gwint na tulei b wkręca się w tuleję c przesuwając w prawo. Wówczas stożek tej tulei wciska się silnie w wewnętrzny stożek tulei u wprasowanej w obudowę piasty d . Dla uzyskania przesunięcia tulei c potrzebny jest niewielki moment obrotowy, który uzyskuje się dzięki tarcia dwóch płaskich sprężyn, przynitowanych do tej tulei, o element hamulcowy e . Przy braku nacisku na pedały tuleja c przesuwa się w lewo, dzięki czemu uzyskuje się wolny bieg koła, gdyż obudowa



Rys. 1

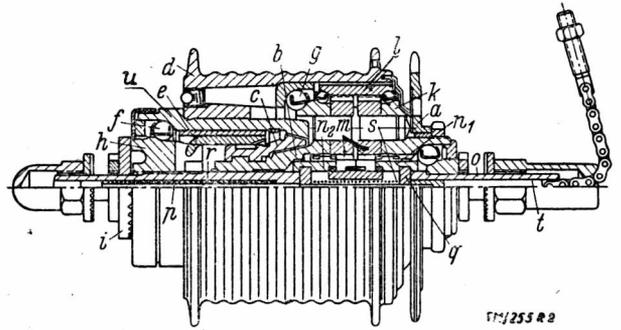
piasty obraca się swobodnie na kulkach f i g . Przy naciśnięciu pedałów do tyłu, tuleja c przesuwa się w kierunku stożkowego wybrania w elemencie e i przesuwa go równocześnie w kierunku stożka części h . Wskutek tego dwudzielny element e zostaje

zablokowany i wciśnięty w cylindryczne wytoczenie tulei *u*, na skutek czego zostaje unieruchomiona obudowa piasty. Zęby na tulei *c* trafiają w odpowiadające im wręby w elemencie *e*, dając pewniejsze hamowanie. Moment hamujący jest przejmowany przez stożek części *h*, a następnie przez dźwignię z częścią radełkową *i*, która przenosi go na ramę roweru. Opisane elementy pracują tak samo przy innych przełożeniach. Przekładnie przenoszą jedynie moment obrotowy na tuleje *b*.

Podwójna przekładnia planetarna znajduje się w prawej części piasty. Jeśli koło zewnętrzne przekładni (o uzębieniu wewnętrznym) jest napędzane, wówczas następuje zmniejszenie szybkości wienca z satelitami, odpowiednio do ilości zębów koła dużego i koła środkowego. Jeśli będziemy napędzać wieniec, to koło duże otrzyma szybsze obroty, odpowiednio do stosunku ilości zębów kół pośredniczących i koła środkowego.

Przekładnia omawianej piasty składa się z obejmy zewnętrznej *k*, tulei *b* z obejmą wewnętrzną, dużego koła *l*, sześciu satelitów *m* i dwóch kół przełączalnych n_1 i n_2 . Mechanizm przełączający jest umieszczony w tulei osi *o* i obejmuje trzpień *p*, dwa klocki *q*, dwie sprężyny dociskające *r* i *s* oraz trzpień *t*.

Przy przedstawionym na rysunku biegu bezpośrednim jest sprzęgnięte z nieruchomą osią zarówno koło n_1 , zazębione z zębami zewnętrznej obejmą *k*, jak i lewe koło n_2 zazębione z kołami wewnętrznej obejmą *b*, wskutek czego tuleja *b* ma taką samą prędkość obrotową jak koło łańcuchowe. Bieg zwolniony (niższy), zmniejszający przełożenie o 25%, uzyskuje się przez przesunięcia trzpieni *t* i *p* w prawo. Wówczas lewe koło n_2 zostaje sprzęgnięte z osią, a wewnętrzna obejma *b* wraz z obudową uzyskują wolniej-



Rys. 2

szy ruch od koła łańcuchowego odpowiednio do stosunku liczby zębów kół *l* i n_2 .

Bieg przyspieszony o 33% w porównaniu do bezpośredniego uzyskuje się przez przesunięcia trzpienia *t* w lewo i sprzęgnięcia z osią koła n_1 .

Przełączenie przekładni dokonuje się w czasie jazdy przez przesunięcie dźwigni, która jest umieszczona na przedniej części ramy. W czasie przełączenia należy wstrzymać na chwilę ruch pedałów, albo obracać je wywierając niewielką siłę dotąd, dopóki nie zostanie włączony nowy bieg. Opisana przekładnia może być wbudowana do wszystkich rowerów turystycznych i sportowych.

Wg „Konstruktion“, zeszyt 10/53
opracował W. Gr.

NOWY SAMOCHÓD MAŁOLITRAŻOWY WYCZYNOWY DYNA — PANHARD 54

Na rynku francuskim ukazał się nowy samochód marki Dyna-Panhard model 1954. Jest to samochód małowitrazowy, który zyskał sobie szybko rozgłos i popularność dzięki wybitnym właściwościom wyczynowym zademonstrowanym podczas licznych imprez sportowych, a szczególnie podczas wyścigów w Le Mans.

Nowa Dyna-Panhard 54 posiada silnik 2-cylindrowy chłodzony powietrzem. Cylindry położone są przeciwległe poziomo (boxer). Zawory umieszczone są w głowicy. Łożyska korbowodowe typu kulkowego. Pojemność skokowa silnika wynosi 850 cm³. Maksymalna moc 55 KM. Wynosi to więc około 65 KM na jeden litr pojemności skokowej. Jest to bardzo ładny rezultat wieloletnich wysiłków konstruktorów w kierunku powiększenia wydajności silnika. Silnik ten pozwala na osiągnięcie podwyższonej szybkości 130 km/godz.

Nowy ten samochód posiada nadwozie wykonane ze stopu lekkiego mogące pomieścić 6 osób. Każde siedzenie ma 1350 mm długości. Prócz tego posiada obszerny kufer na bagaże.

Dyna 54 z 500-kilogramowym obciążeniem (pasażerowie, bagaże, paliwo) osiąga, jak już wspomniano, szybkość 130 km/godz. Wynik ten został osiągnięty dzięki korzystnemu rozwiązaniu 2 czynników konstrukcyjnych — małemu ciężarowi i małemu oporowi aerodynamicznemu.

Wpływ tych dwóch czynników na wyczynowość samochodu występuje szczególnie wyraźnie w porównaniu z innymi samochodami o tej samej ilości miejsc pasażerskich.

Przeciętnie ciężar samochodu 6-osobowego bez obciążenia wynosi 1200 kG (2 osoby). Przy silniku zdolnym rozwinąć 55 KM mocy największa szybkość będzie wynosiła ok. 120 km/godz, przy czym na opory toczenia, które są funkcją ciężaru, zużyta zostanie moc odpowiadająca w przybliżeniu 19 KM, a na opory powietrza 36 KM. Tymczasem ciężar samochodu Dyna-Panhard, który wynosi tylko 790 kG wymaga dla pokonania oporów toczenia około 13 KM, to stanowi już znaczną oszczędność, jeżeli się zważy, że dzięki korzystnie dobranym liniom opływowym

opory powietrza (według publikacji fabrycznych) przy szybkości 120 km/godz. nie pochłaniają więcej niż 22 KM mocy, to pozostanie jeszcze 55 — 35 = 20 KM rezerwy na przyspieszenie, wzniesienia itp. Wykorzystując rezerwę tych 20 KM można przy



sprzyjających warunkach uzyskać szybkość 150 km/godz, która przy obecnym stanie większości dróg europejskich uważana jest za górną granicę bezpiecznej jazdy.

Opinie fachowców rokują temu samochodowi znaczne sukcesy, podkreślając oprócz jego zalet dynamicznych estetyczne ujęcie rysunku nadwozia, które nie jest kaprysem mody ani rezultatem poszukiwań za wszelką cenę czegoś dotychczas nie spotykanego.

Jeśli cena tego samochodu utrzymana będzie na niskim poziomie, to może okazać się, że zyska on sobie równie wielką popularność jak niemiecka IFA lub Volkswagen i stać się poważnym konkurentem dla eksportu Niemiec Zachodnich i Anglii.

Opracował na podstawie: La nouvelle
Dyna-Panhard 54, La vie automobile
Juillet 1953. W. K.

PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

OPRACOWANY PRZEZ BIURO KONSTRUKCYJNE PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „TECHNIKA MOTORYZACYJNA”

Rocznik **IV**

Warszawa – kwiecień 1954

Nr 4

Gwiazdkami obok porządkowych liczb artykułów oznaczone są publikacje znajdujące się w Bibliotece Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego. —

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

524* 629.113.01:620.192 F BKPMot
Leiris de M.: **Analiza morfologiczna pęknięć**. „L'analyse morphologique des cassures”. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr 4, kw. 53, s. 125; 25 × 18 cm, 7 str., 11 fot., 1 rys. —

Omówienie zjawisk zachodzących w krystalicznej strukturze metalu przy powstawaniu pęknięć. Szczegółowy opis przyczyn powodujących zniszczenie części maszynowych, omawiający wyczerpująco trzy rodzaje pęknięć wywołanych: 1^o) własnościami stosowanego materiału, 2^o) kształtem części, 3^o) rodzajem obciążenia, ilustrowany makrofotografiami złomu próbek poddanych badaniom.

525* 629.113.057.3 F BKPMot
Analiza stroboskopowa. Ulepszenie metod pomiarów i badań maszyn o dużych szybkościach. „Stroboscopis analysis. Developments in measuring and testing methods for high speed machinery”. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 562, styc. 53, s. 19; 29 × 21 cm, 3,5 str., 1 fot. —

Rozwój mechanizmów o dużych szybkościach spowodował konieczność stworzenia odpowiedniej aparatury dla dokonywania ich pomiarów i badań. Dotychczasowe typy stroboskopów szczeliny i bębnowych okazały się niewystarczające. Opis przyrządów typu tarczowego. Wymagania co do natężenia światła. Lampy ksenonowe. Charakterystyka i zasady działania dwóch typów super-stroboskopów mających zastosowanie do badań naukowych i do analizy zjawisk dynamicznych, które dotychczas znajdowały się poza zasięgiem możliwości badawczych. Fotografia stroboskopowa. Pomiar momentu obrotowego wałów i sprzęgieł w czasie ruchu. Przeprowadzenie analizy poszczególnych ruchów za pomocą stroboskopu.

526* 629.113.012.55.004.6:620.178.3 F BKPMot
Zdanow A. Ł. i inni: **Przyrząd do pomiaru odkształcenia bieżnika opony samochodowej**. „Pribor dla izmierienija dieformacii protiekatora awtomobilnoj sziny”. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 6, czerw. 53, s. 27; 29 × 22 cm, 1,5 str., 1 rys., 2 schem. —

Charakterystyka i opis przyrządu przeznaczonego do pomiaru odkształceń opon w płaszczynie styku z jezdnią. Odkształcenie to powoduje wzajemne przesunięcie elementów opony, co z kolei charakteryzuje wielkość jej zużycia. Przyrząd zaopatrzony jest w oscylograf, którego wykres odtwarza zmiany długości elementów bieżnika opony w czasie obrotów koła samochodu.

J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH, ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

527*) 629.113.011.001 I BKPMot
Garetti T. K.: **Projektowanie konstrukcyjne. Część I. Metoda analityczna projektowania pojazdu bezramowego**. „Structural design. Part I. An analytical method for chassisless vehicle design”. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 564, marz. 53, s. 103; 29 × 21 cm, 9 str., 10 rys., 9 wykr. —

Konstrukcja bezramowa pojazdów mechanicznych. Zalety i wady tej konstrukcji. Konstrukcja bezramowa więcej skomplikowana niż zwykła ramowa. Analiza naprężeń konstrukcji bezramowego podwozia. Momenty zginające. Konstrukcja progów samochodu bezramowego i naprężenia ścinające. Konstrukcja tylnej części pojazdu z analizą występujących obciążeń naprężeń ścinających, momentów bezwładności oraz momentów zginających i ich umiejscowienie.

528*) 629.117.33:629.113.073 I BKPMot
MASUDA E.: **Stateczność poprzeczna pojazdów trzykołowych**. „Kippsicherheit von Dreiradfahrzeugen”. A.T.Z., Stuttgart, mies., Nr 10, paźdz. 53, s. 296; 29 × 21 cm, 3 str., 5 rys., 1 wykr. —
Matematyczne określenie stateczności poprzecznej pojazdu trzykołowego i analiza tych stosunków w odróżnieniu od pojazdu czterokołowego w różnych warunkach: podczas postoju na jezdni pochyłej, w czasie jazdy na zakręcie i jazdy pochyłej. Zależności poszczególnych parametrów ujęte są wzorami.

529*) 629.113.072:629.113.056.36.004.18 BKPMot
LAVENDER J. G., WEBB C. R.: **Przyspieszenie (akceleracja). Jego wpływ na zużycie paliwa i czas jazdy**. „Acceleration. Its influence on fuel consumption and journey time”. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 570, wrzes. 53, s. 363; 29 × 21 cm, 7 str., 16 wykr. —

Opis metody analitycznej określenia wpływu dobrej akceleracji pojazdu na skrócenie czasu jazdy i zużycie paliwa. Charakterystyka techniczna pojazdu użytego do badań, moc silnika, zużycie paliwa przy różnych położeniach przepustnicy, opony samochodu w czasie jazdy, wysiłek pociągowy silnika, siła przyspieszająca i przyspieszenie pojazdu, wnioski z wyników i badań.

K. POJAZDY MECHANICZNE.

530*) 629.114.2:631.372 K BKPMot
SEIFERT A.: **Motoryzacja niemieckiego rolnictwa**. „Die Motorisierung der deutschen Landwirtschaft”. A.T.Z., Stuttgart, mies. Nr 9, wrzes. 53, s. 239; 29 × 21 cm, 4 str., 10 fot. —

Przeгляд osiągnięć 42 wystawy Niemieckiego Towarzystwa Rolniczego w Kolonii, ukazującej wysoki rozkwit techniki agrarnej w Niemczech. Główna uwaga skupia się na ciągnikach rolniczych kołowych i gąsienicowych oraz na elewatorach. Podane są typowe rozwiązania konstrukcyjne. Ponadto znajdujemy także wzmiankę o konstrukcjach dodatkowych, jak wały pędne o zwiększonym kącie wychylenia i z ogranicznikiem momentu oraz rzut na tendencje rozwojowe silników rolniczych.

531*) 629.113.45 K:M BKPMot
KOSZLAKOW M. W., LIPOWSKIJ Ł. S.: **Nowy samochód ZIS-156A na gaz w butlach**. „Nowyj gazobalonnij awtomobil ZIS-156A”. Awtom. i Trakt. Promysl. Moskwa, mies., Nr 8, sier. 53, s. dod.; 29 × 22 cm, 2 str., 3 fot., 3 rys., 1 schem. —
Opis samochodu ciężarowego ZIS-156A pracującego na gazie skroplonym w butlach (gaz butan z propanem). Samochód wykonany jest na bazie samochodu ciężarowego ZIS-150, który został zaopatrzony w dodatkową aparaturę gazową. Samochód może też pracować na benzynie. Ogólna charakterystyka trakcyjna samochodu, schemat instalacji gazowej i opis poszczególnych zespołów aparatury.

532*) 629.114.5 K BKPMot
Nowość w konstrukcji autobusów. „Novelty in bus design”. Bus a. Coach, London, mies., t. 25, Nr 300, paźdz. 53, s. 337; 29 × 21 cm, 4 str., 2 rys., 4 fot. —

Opis prototypu nowego autobusu S.14 wyprodukowanego przez firmę Birmingham and Midland Motor Omnibus Co Ltd. Pobieże omówienie konstrukcji całego autobusu ze szczególnym naciskiem położonym na wydatne cechy charakterystyczne jak: całkowicie metalowe nadwozie, hamulce tarczowe, zawieszenie gumowo-metalowe (przód zawieszony niezależnie), silnik o pojemności 8,028 l i mocy 100 KM, automatyczna skrzynka biegów Hobbsa. Autobus posiadający 44 miejsca siedzące waży poniżej 5 t. 2 tablice pokazujące konstrukcję całości autobusu oraz poszczególnych zespołów.

533*) 629.114.6:629.113.011.5 K BKPMot
MOZOCHIN N. G., WASSIERMAN G. M.: **Terenowy samochód osobowy GAZ-69**. „Legkowoj awtomobil powyszennoj prochodimosti GAZ-69”. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 1, styc. 53, s. dod.; 29 × 22 cm, 2 str., 8 fot. —

Charakterystyka techniczna terenowego samochodu osobowego GAZ-69. Ogólny opis samochodu ze szczególnym uwzględnieniem nadwozia w dwóch odmianach: pięcioosobowego oraz osmioosobowego, które po podniesieniu przegubowo zamocowanych siedzeń bocznych może służyć do przewozu 500 kg ładunku. Fotografie samochodu wraz z przyczepą jednoosiową o ładowności 500 kg ilustrujące pokonywanie przeszkód terenowych.

534*) 629.118.3 K BKPMot
WINKLER G.: **Przemiany w budowie motorowerów**. „Wandlungen im Motorfahrradbau”. A.T.Z. Stuttgart, mies., Nr 10, paźdz. 53, s. 276; 29 × 21 cm, 8 str., 21 fot., 10 rys., 1 tabl., 3 poz. bibl. —

Nowe kierunki rozwojowe w budowie motorowerów. Przeгляд historyczny konstrukcji motorowerów oraz omówienie szczegółów konstrukcyjnych tych pojazdów wykonywanych wg wzorów współczesnych. Tabela porównawcza wyżej wymienionych pojazdów głównie produkcji niemieckiej. Artykuł (część pierwsza) stanowi bogaty przeгляд myśli konstrukcyjnej w omawianej dziedzinie.

535*) 629.118.5/6 K BKPMot
MARCINOWSKI H.: Opiły cylindra w motocyklach z blachą ochronną na nogi i bez blachy. „Umströmung des Zylinders von Motorrädern mit und ohne Beinschutzblech“. A.T.Z., Stuttgart, mies., Nr 10, paźdz. 53, s. 621; 29×21 cm, 1,5 str., 2 fot., 2 rys., 1 tabl., 1 poz. bibl. —

Sprawozdanie z prób przeprowadzonych nad zagadnieniem wpływu ukształtowania części motocyklowych, znajdujących się przed cylindrem, na chłodzenie cylindra. Podany jest krótki opis przeprowadzonych pomiarów, których wyniki ujęte są w tabeli. Załączone fotografie uwidoczniają podane w zakończeniu wnioski o korzyści stosowania błotników i osłon blaszanych na nogi.

536*) 629.118.5/6:621—231.3 K BKPMot
GROTHUS H.: Łańcuch wałeczkowy jako element napędowy motocykli. „Die Rollenkette als Antriebsorgan von Motorrädern“. A.T.Z., Stuttgart, mies., Nr 10, paźdz. 53, s. 266; 29×21 cm, 2,5 str., 1 fot., 4 rys. —

Krótkie omówienie łańcuchów jako elementów typowych w budowie motocykli. Rodzaje łańcuchów, ich zastosowanie, właściwości konstrukcyjne i technologiczne. Wymagania odnośnie kół zębatych łańcuchowych. Sprawność napędów łańcuchowych, zużycie, smarowanie.

537*) 629.118.5/6.001.57:629.113.055 K:P BKPMot
PEISELER G.: Pomiar motocyklowe przy pomocy koła Peiseler. „Motorradmessungen mit dem Peiseler Rad“. A.T.Z., Stuttgart, mies., Nr 10, paźdz. 53, s. 290; 29×21 cm, 1,5 str., 1 fot., 3 wykr. —

Opis przeprowadzania pomiarów motocyklowych przy pomocy tzw. koła Peiseler. dokonywanych w celu oceny zdolności przyspieszeń, hamowania silnikiem, stopniowania przełożeń i urządzenia hamulcowego. Krótki opis urządzenia rejestrującego oraz plan i sposób realizacji pomiarów.

L. SILNIKI POJAZDÓW MECHANICZNYCH I POKREWNE IM MECHANIZMY I ELEMENTY SKŁADOWE

538*) 621.43 L BKPMot
ENDRES W.: Nowe drogi w budowie silników z głowicą żarową. Nowy silnik z głowicą żarową tow. akc. H. Lanz Mannheim. „Neue Wege im Glühkopfmotorenbau. Der neue Glühkopfmotor der Heinrich Lanz A. G. Mannheim“. M.T.Z., Stuttgart, mies., Nr 1, stycz., 53, s. 4; 29×21 cm., 3,5 str., 4 fot., 1 rys., 4 wykr., 2 tabl., 1 poz. bibl. —

Porównanie silnika z głowicą żarową z silnikiem wysokoprężnym na tle rozwoju silników wysokoprężnych. Zalety silników średnioprężnych. Pomiary mocy i zużycia paliwa nowych silników średnioprężnych firmy Lanz. Opis konstrukcyjny nowej pokrywy cylindrowej. Opis konstrukcyjny silników stosowanych w ciągnikach typu „Bulldog“ z podkreśleniem rozwoju tych silników ponad stan ostatnich lat.

539*) 621.43.018.001.24:629.114.2 L BKPMot
LICHACZEW W. S.: Metoda budowy obliczeniowej charakterystyki trakcyjnej ciągnika. „Mietod postrojenja rasczetoj tiasgowoj charakteristiki traktora“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 8, sierp. 53, s. 15; 29×22 cm., 2,5 str., 1 wykr. —

Uzasadnienie potrzeby uzgodnienia trakcyjnej regulatorowej charakterystyki ciągnika z charakterystyką silnika przy projektowaniu pojazdu. Rozważania teoretyczne i wzory dotyczące danych charakterystyki ciągnika w różnych warunkach jego pracy. Przejście z danych teoretycznych do graficznego sposobu budowy charakterystyki ciągnika. Sposób obliczenia współczynników sprawności poszczególnych zespołów mechanizmu jezdnego i silnika oraz zużycia paliwa.

540*) 621.431.73 L BKPMot
KALISZ G. G.: O silnikach do samochodów. „O dwigatielach dla awtomobilej“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 3, marz. 53, s. 6; 29×22 cm., 1,5 str. —

Wymagania stawiane silnikom samochodowym pod kątem ich właściwego doboru i dostosowania do gospodarczych potrzeb transportu samochodowego ZSRR. Możliwości zastosowania w samochodach silników gazowych turbinowych i parowych, oraz omówienie właściwości tych silników. Zalety i celowość rozwoju samochodów na paliwo gazowe w butlach.

541*) 621.431.73:621—222.1.004.6 L BKPMot
Konstrukcja tulei cylindrowej. Część I. Zużycie i jego przyczyny. „Cylinder liner design. Part I. Wear and its causes“. Auto Engr.,

London, mies., t. 43, Nr 570, wrzes. 53, str. 373; 29×21 cm, 5,5 str., 6 wykr., 1 fot. —

Odpowiednia konstrukcja tulei cylindrowej jest zasadniczym czynnikiem wpływającym na jej zużycie się. Omówiony problem i przyczyny zużycia się tulei jak: naciski pierścieni tłokowych, styk metalu z metalem, materiał tulei, smarowanie, korozja, ścieranie, detonacja i temperatura.

542*) 621.431.73:629.118.6—482 L BKPMot
FROEDE W.: Straty mechaniczne motocyklowych silników wyścigowych. „Mechanische Verluste von Kraftrad Rennmotoren“. A.T.Z., Stuttgart, mies., Nr 10, paźdz. 53, s. 263; 29×21 cm, 3,5 str., 1 rys., 7 wykr., 1 tabl. —

Zagadnienie strat mechanicznych silników wyścigowych motocyklowych. Opis silników poddanych badaniom. Opis sposobu przeprowadzania badań ze szczegółowym określeniem rodzaju strat. Zestawienie wyników i analiza porównawcza źródeł i wysokości strat mechanicznych. Artykuł jest naukowym ujęciem zagadnień mających wpływ na kierunek rozwojowy motocyklowych silników szybkobieżnych.

543*) 621.431.73:629.114.4 L BKPMot
Silnik Perkinsa R6. Silnik o samoczynnym zapłonie przeznaczony do ciężkich samochodów handlowych o dużych szybkościach. „The Perkins R6 engine. A Diesel Unit designed for heavy commercial units operating at high speeds“. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 571, paźdz. 53, s. 397; 29×21 cm, 7,5 str., 6 fot., 2 rys., 1 wykr. —

Opis i charakterystyka 6-cylindrowego silnika Perkinsa R6 o mocy 108 KM przy 2700 obrotach na minutę. Konstrukcja silnika oparta na konstrukcji silnika P6. Opis elementów konstrukcyjnych silnika z podaniem ich rozmieszczenia, działania, materiałów użytych do produkcji oraz niektórych wymiarów obejmuje kadłub cylindrów i skrzynię korbową, wał korbowy i korbówód, rozrząd z wałem rozrządczym i zaworami, głowicę z przewodami ssącymi i wydechowymi, wtryskiwaczem, pompę wodną i chłodzenie oraz osprzęt elektryczny.

544*) 621.431.73—218:629.113.011.1 L:J BKPMot
Zamontowanie silnika. Fundamentalne zasady i szczegóły zamontowania. „Engine mounting. Fundamental principles and mounting details“. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 564, marz. 53, s. 87; 29×21 cm., 8 str., 12 fot., 3 rys., 2 wykr. —

Ogólne rozważania nad sposobami zamocowania silnika na podwoziu samochodowym. Zasadnicze wymagania jakim powinno odpowiadać zamocowanie. Rozkład sił, sposoby wyznaczania środka ciężkości silnika. Wyznaczenie głównej osi bezwładności silnika ze skrzynką biegów. Typy zamocowań. Wymagania stawiane zamocowaniu silników w samochodach ciężarowych. Zamocowanie silników na przodzie i tyle pojazdu. Rodzaje podkładek elastycznych stosowanych przy zamontowaniu silnika.

545*) 621.431.73—714.2:629.114.2 L BKPMot
SIERKOWSKI S. J.: Chłodnica ze stalowych rurek ocynkowanych. „Radjator iz stalnych ocynkowanych trubok“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 7, lipiec 53, s. dod.; 29×22 cm., 2 str., 2 wykr., 4 fot. —

Konstrukcja nowej chłodnicy ciągnika KD-35, polegająca na zastosowaniu stalowych, wymiennych rurek, zaopatrzonych w żeberka. Rurki są ocynkowane od środka i na zewnątrz oraz uszczelnione w prosty sposób gumą w dolnym i górnym zbiornikach chłodnicy. Wyniki porównawcze badań chłodnic stalowych i wykonanych z metali kolorowych, charakterystyka cieplna i porównanie ciężarów.

546*) 621.434:629.114.4 L BKPMot
Silnik Forda Cost Cutter. Nowy silnik do 2- i 3-tonowych samochodów typu Thames. „The Ford Cost Cutter engine. The new unit designed for the 2 and 3 ton Thames trucks“. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 570, wrzes. 53, s. 353; 29×21 cm, 6 str., 10 fot., 2 rys., 1 wykr. —

Opis i dane techniczne nowego silnika gaźnikowego Forda, czterocylindrowego typ Cost Cutter o mocy 70 KM przy 2800 obr./min. stosowanego w miejsce silnika V8 do 2- i 3-tonowych jak również i większych samochodów ciężarowych. Opis elementów konstrukcyjnych, jak karter silnika, kadłub cylindra i tuleje cylindrowe, wał korbowy, korbówód z tłokiem, zawory i wał rozrządczy, głowica, przewody ssące i wydechowe, gaźnik, system chłodzenia i smarowania. W opisach elementów podane niektóre wymiary, rozmieszczenie elementów i materiały użyte do produkcji.

Niniejszy Przegląd Dokumentacyjny zawiera jedynie część analiz dokumentacyjnych publikacji z zakresu motoryzacji. Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci kart dokumentacyjnych wydawanych przez Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa al. Niepodległości 188). CIDNT przyjmuje prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować zarówno dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy, lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne.

CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno Przeglądem Dokumentacyjnym, jak i kartami dokumentacyjnymi. —

Warunki prenumeraty czasopism technicznych na rok 1954

Administracja Czasopism Technicznych Naczelnej Organizacji Technicznej Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Wydawnictwa Komunikacyjne i Filmowa Agencja Wydawnicza wprowadzają następujące warunki prenumeraty czasopism technicznych na rok 1954.

PRENUMERATA NORMALNA

Zgłoszenia na prenumeratę normalną na rok 1954, przyjmują wyłącznie urzędy pocztowe oraz listonosze miejscy i wiejscy.

Termin zgłaszania prenumeraty normalnej na okres kwartalny, półroczny lub roczny upływa z dniem 10 każdego miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty.

PRENUMERATA ULGOWA

A. CZASOPISMA NAUKOWO-TECHNICZNE

Z prenumeraty ulgowej czasopism naukowo-technicznych na rok 1954 korzystać mogą jedynie:

- 1) członkowie stowarzyszeń naukowo-technicznych zrzeszonych w NOT
- 2) członkowie Klubów Techniki i Racjonalizacji
- 3) studenci szkół wyższych

B. CZASOPISMA POPULARNO-TECHNICZNE

Z prenumeraty ulgowej czasopism popularno-technicznych na rok 1954 korzystać mogą:

- 1) członkowie stowarzyszeń naukowo-technicznych
- 2) członkowie Klubów Techniki i Racjonalizacji
- 3) studenci szkół wyższych
- 4) uczniowie szkół zawodowych.

Sposób zamawiania prenumeraty ulgowej.

Zamówienia na prenumeratę ulgową powinny być sporządzane zbiorowo — nie imiennie, lecz ilościowo — na każdy tytuł czasopisma oddzielnie, nie mniej niż 5 egzemplarzy każdego tytułu.

Zamówienia te łącznie z należnością przyjmować będą koła zakładowe, a od członków nie zrzeszonych w kołach — oddziały stowarzyszeń naukowo-technicznych przekazując je w odpowiednich terminach bezpośrednio do PPK „Ruch” w Warszawie, Stalinogrodzie lub w Łodzi, w zależności od miejsca uychodzenia czasopisma.

Analogiczny tryb postępowania obowiązuje studentów i uczniów szkół zawodowych z tym, iż na uczelniach prenumeratę przyjmować będą koła naukowe uczelni, a w szkołach zawodowych — dyrekcja szkoły.

Terminy składania zgłoszeń na prenumeratę ulgową.

Nieprzekraczalny termin przekazania zamówień i należności do PPK „Ruch” na I kwartał 1954 r. przez koła zakładowe, oddziały stowarzyszeń naukowo-technicznych, koła naukowe uczelni i dyrekcje szkół — upływa 1 grudnia 1953 r. (obowiązuje data stempla pocztowego).

Zamówienia na następne kwartały 1954 r. należy zgłaszać w terminach:

- II kwartał — do 1 marca 1954 r.
- III „ — „ 1 czerwca 1954 r.
- IV „ — „ 1 września 1954 r.

Należność za prenumeratę zbiorową, ulgową lub normalną dla czasopism nie mających ceny ulgowej należy upłacać na następujące konta:

dla czasopism poz. od 1 do 8
 „ 10 „ 15
 „ 18 „ 23
 „ 25 „ 27, 29, 36, 37, 38, 39, 41,
 42 i 46

PPK „Ruch”, Warszawa, Centralna Ekspedycja, ul. Srebrna 12 konto PKO Nr I-14000/110;

dla czasopism poz. 9, 16, 17, 24 i 45 Oddział PPK „Ruch” w Łodzi, konto PKO nr VII-9907/110

dla czasopism poz. 28 i od 30 do 35 oraz poz. 40, 43 i 44, Oddział PPK „Ruch” Stalinogród, konto PKO nr III-17763/110.

Lp.	Nazwa czasopisma	A b o n a m e n t					
		Opłata normalna			Opłata ulgowa		
		roczna	półroczna	kwartalna	roczna	półroczna	kwartalna
1	2	3	4	5	6	7	8

CZASOPISMA NAUKOWO-TECHNICZNE

1.	Architektura	180,—	90,—	45,—	90,—	45,—	22,50
2.	Budownictwo Przemysłowe	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
3.	Gazeta Cukrownicza	14,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
4.	Gaz, Woda i Techn. Sanit.	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
5.	Gospodarka Wodna	96,—	48,—	24,—	54,—	27,—	13,50
6.	Gospodarka Ciepła (dwumiesięcznik)	48,—	24,—	—	—	—	—
7.	Inżynieria i Budownictwo	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
8.	Materiały Budowlane	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
9.	Odzież	54,—	27,—	13,50	—	—	—
10.	Ochrona Pracy	72,—	36,—	18,—	—	—	—
11.	Poligrafika (dwumiesięcznik)	36,—	18,—	—	18,—	9,—	—
12.	Przegląd Budowlany	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
13.	Przegląd Elektrotechn.	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
14.	Przegląd Geodezyjny	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
15.	Przegląd Mechaniczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
16.	Przegląd Papierniczy	60,—	30,—	15,—	36,—	18,—	9,—
17.	Przegląd Kórzany	60,—	30,—	15,—	36,—	18,—	9,—
18.	Przegląd Spawalnictwa	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
19.	Przemysł Chemiczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
20.	Przegląd Techniczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
21.	Przegląd Telekomunik.	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
22.	Przemysł Drzewny	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
23.	Przemysł Rolny i Spoż.	90,—	45,—	22,50	54,—	27,—	13,50
24.	Przemysł Włókienniczy	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
25.	Szkło i Ceramika	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
26.	Technika Lotnicza (dwumiesięcznik)	54,—	27,—	—	36,—	18,—	—
27.	Technika Motoryzacyjna	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
28.	Cement, Wapno, Gips	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
29.	Drogownictwo	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
30.	Energetyka (dwumiesięcznik)	72,—	36,—	—	36,—	18,—	—
31.	Hutnik	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
32.	Nafta	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
33.	Przegląd Górniczy	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
34.	Przegląd Odlewnictwa	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—

CZASOPISMA POPULARNO-TECHNICZNE

35.	Chemik	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
36.	Horyzonty Techniki	36,—	18,—	9,—	—	—	—
37.	Mechanik	108,—	54,—	27,—	36,—	18,—	9,—
38.	Motoryzacja	60,—	30,—	15,—	18,—	9,—	4,50
39.	Technik Przem. Spożywczy.	36,—	18,—	9,—	—	—	—
40.	Gospodarka Węglem	36,—	18,—	9,—	—	—	—
41.	Wiadomości Elektrotechn.	36,—	18,—	9,—	18,—	9,—	4,50
42.	Wiadomości Telekomunik.	36,—	18,—	9,—	18,—	9,—	4,50
43.	Wiadomości Górnicze	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
44.	Wiadomości Hutnicze	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
45.	Włókiennictwo	36,—	18,—	9,—	—	—	—
46.	Kinotechnik	36,—	18,—	9,—	—	—	—

Przy czasopismach: „Technik Przemysłu Spożywczo”, „Horyzonty Techniki”, „Włókiennictwo”, „Odzież”, „Ochrona Pracy”, „Gospodarka Ciepła”, „Gospodarka Węglem” i „Kinotechnik” — ze względu na niskie ceny obowiązują tylko prenumerata normalna.

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

Nowości wydawnicze

- Adamski C., Misiąg M.: **Gazy w metalach nieżelaznych i sposoby ich usuwania**. S. 60, zł 5.60
- Dorociński J.: **Druk płaski**. Część I. — Podstawowe wiadomości z sensytmetrii dla poligrafa. Naczelna Organizacja Techniczna. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich. Sekcja Poligrafów. S. 100, zł 4.30
- Drabczyński M.: **Druk wysoki**. Zecerstwo. Naczelna Organizacja Techniczna. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich. Sekcja Poligrafów. S. 243, zł 10.50
- Drecki A.: **Zelbetowe słupy oświetleniowe**. Typy i wykonanie. S. 108, zł 9.10
- Gierdziejewski K.: **Zarys dziejów odlewnictwa polskiego**. S. 276, zł 25.50 (w oprawie)
- Gruszczyński C.: **Farby graficzne**. Technologia — stosowanie. Naczelna Organizacja Techniczna. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich. Sekcja Poligrafów. S. 176, zł 7.60
- Jakubowski T.: **Analiza wymiarowa zamienności części**. S. 251, zł 21.— (w oprawie)
- Jeger A.: **Technologia druku wypukłego (typograficznego)**. Część I. — Zasady i elementy druku wypukłego. Naczelna Organizacja Techniczna. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich. Sekcja Poligrafów. S. 109, zł 5.—
- Kacejko L.: **Sieci elektryczne wysokiego napięcia**. Wyd. 2. S. 472, zł 17.50 Zatwierdzone do użytku szkolnego przez CUSZ
- Kanczucki Ar., Kanczucki Al.: **Systematyka robót w górnictwie**. S. 211, zł 30.— (w oprawie)
- Klimecki W.: **Spektralna analiza przemysłowa**. S. 149, zł 12.80
- Mechanik — Poradnik techniczny**. Dzieło zbiorowe pod red. A. Troskoleńskiego. Tom IV. Część 1. — Silniki. Wyd. 3 całkowicie przerobione. S. 1062, zł 81.50 (w oprawie)
- Mikulski J.: **Obsługa suwnic wielkopieczowych**. S. 96, zł 6.80
- Moroz P.: **Przemysł obrabłarkowy w Polsce Ludowej**. S. 63, zł 5.50
- Piekarniak H.: **Stereotypia**. Naczelna Organizacja Techniczna. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich. Sekcja Poligrafów. S. 160, zł 6.70
- Piotrowski P.: **Obróbka metali pilnikiem**. Seria „Będę fachowcem“ S. 87, zł 4.90
- Przepisy bezpieczeństwa pracy w eksploatacji urządzeń elektroenergetycznych elektrowni i stacji**. Wyd. 2. S. 95, zł 6.80
- Przyłęcki H.: **Badanie wody, ścieków, osadów i gazów w zakresie techniki sanitarnej**. Tom I. — Badania fizyczne i chemiczne. S. 288, zł 30.50
- Riedl W.: **Jak mierzymy ciśnienie i temperaturę w przemyśle**. S. 50 zł 3.—
- Różycki M.: **Fotokomórki**. S. 96, zł 4.20
- Rudziński C.: **Rotograwiura**. Tom I. Naczelna Organizacja Techniczna. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich. Sekcja Poligrafów. S. 212, zł 9.60
- Wykłady o mechanizacji robót górniczych**. Zeszyt 5. Peretiatkovich A.: Zdalne sterowanie maszynami górnictwami. Instytut Mechanizacji Górnictwa. S. 134, zł 13.—
- Żołędziowski S.: **Próby stanu izolacji kabli elektroenergetycznych**. S. 44, zł 3.—
- Żółkiewski H.: **Maszyny budowlane**. Użytkowanie, technika bezpieczeństwa pracy. S. 232, zł 18.30 (w oprawie)

Przegląd techniczny — organ główny Naczelnej Organizacji Technicznej. — Nr 4/54 zawiera następujące artykuły:

- II Zjazd Polskiej Zjednoczonej Partii Robotniczej.
- Główne zadania gospodarcze na lata 1954—1955.
- ZM „Ursus“ dają przykład — inż. Tymowski.
- Pierwsza polska zgrzewarka punktowa do zbrojeń dziełem brygady racjonalizatorskiej — inż. R. Kontkiewicz.
- O rozwoju produkcji i stosowaniu przyrządów pomiarowo-kontrolnych — inż. H. Borman.
- Drogi do automatyzacji kontroli i regulacji w przemyśle — inż. B. Modrzejewski.
- Czy przemysłowe przyrządy pomiarowe powinny posiadać rejestrację tarczową czy taśmową — inż. J. Felsz.
- 20-lecie odkrycia sztucznej promieniotwórczości — akad. A. Niesmiejanow.
- Propaganda czytelnictwa technicznego realnym polem pracy kół zakładowych — inż. Z. Majewski.
- Chrońmy cenny zabytek technicznej kultury — inż. J. Kostecki.

Nowiny techniczne z prasy zagranicznej. Wolna Trybuna. Sprawy organizacyjne NOT i stowarzyszeń. Krytyka i bibliografia. Biuletyn CIDNT. Biuletyn GUM. Przegląd Dokumentacyjny Metrologii. Kronika.

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki
i u kolporterów zakładowych

