

17 46 55 11

63 *technika*

MOTORYZACYJNA



NR 7(17)
1953 R

Biblioteka
Politechniki
Wrocławskiej

LIPIEC

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

- W rocznicę Manifestu PKWN
- *Inż. Bolesław Górski, inż. Wacław Hanyga* — Uwagi do zagadnienia obniżenia praco-
chłonności w produkcji motoryzacyjnej
- *Mgr inż. Antoni Krasuski* — Nowe kierunki w doborze materiałów na cylindry samo-
chodowych silników spalinowych
- *Mgr inż. Witold Leśniak* — Uszczelka pod głowicę cylindrową
- *Inż. Lesław Osterloff* — Zastosowanie termobimetalu w elektrotechnice samochodowej
- Walny Zjazd SIMP
- *Inż. Marek Statter* — Chłodnice samochodowe
- *F. B.* — Zastosowanie automatycznych podajników przy obrabiarkach do wiórkowania
kół zębatych
- *S. T.* — Hydrauliczne popychacze zaworowe
- *S. T.* — Pomocnicze urządzenia rozruchowe silników wysokopiętnych
- *Mgr inż. Zbigniew Zaremba* — Zagadnienie obliczenia wytrzymałościowego ram mo-
tocyklowych
- *T. S.* — Udoskonalenie tłumika wydechowego w ciągnikach dwusuwowych z żarówką
głowicą typu „Lanz“
- Słownictwo samochodowe
- Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

„Zamówienia i przedpłaty na prenumeratę czasopism technicznych NOT, począwszy od 1 maja 1953 r., przyjmowane będą 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.

Analogicznie 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
Redaktor Techniczny — Józef Iżycki
Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

Redaktorzy Działów: inż. Wiesław Stypułkowski, inż. Tadeusz Szujski, inż. Karol Pionnier i inż. Karol Biedrzycki.
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 III

LIPIEC

ZESZYT 7

W ROCZNICĘ MANIFESTU PKWN

Przed dziewięciu laty, na pierwszym wyzwolonym skrawku polskiej ziemi w Chełmie ogłoszony został Manifest PKWN — wielki program przemian społecznych, program budowy Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej i państwa bez kapitalistów, obszarników i fabrykantów — wolnego od wyzysku człowieka przez człowieka.

W ciągu ubiegłych dziewięciu lat dokonały się w Polsce zasadnicze przemiany. Upaństwowiono lub uspołeczniono środki produkcji, handel, transport, komunikację, banki; zniesiono wielką prywatną własność ziemską. Wyzwolona przez bohaterską armię radziecką z krwawej hitlerowskiej niewoli Polska wkroczyła przed dziewięciu laty na drogę budowy socjalizmu i konsekwentnie po tej drodze kroczy, znacząc etapy tej drogi takimi osiągnięciami, jakich dotychczas na przestrzeni całych wieków nie miała.

W większości miast i wsi zniszczenia wojenne zostały całkowicie zlikwidowane, a w miastach prawie zupełnie zrównanych z ziemią, jak Warszawa, Gdańsk, Szczecin, czy Wrocław odbudowa poczyniła tak wielkie postępy, że już dziś można stwierdzić, że odbudowa tych miast budowanych przez dziesiątki pokoleń na przestrzeni wielu wieków, zostanie ukończona w ciągu kilku najbliższych lat. Już obecnie także można stwierdzić, że miasta te po odbudowie będą piękniejsze i większe, niż były przed zniszczeniem, a takie dzielnice jak MDM, Mariensztat, Trasa WZ i al. K. Świerczewskiego, okolice Pałacu Kultury i Nauki im. Józefa Stalina wskazują, że odbudowane, socjalistyczne miasta będą piękniejsze i świetniejsze, niż byłyby w ustroju kapitalistycznym.

Niezależnie od odbudowy zniszczeń wojennych oraz odtwarzanych z całym piętyzmem pomników kultury polskiej, powstają nowe monumentalne dzielnice, nowe przedszkola, szkoły i wyższe uczelnie, domy kultury, teatry, kina, ośrodki zdrowia, szpitale, przychodnie, ambulatoria, fabryki, drogi, mosty itd. Uruchamiane są nowe gałęzie przemysłu, dotychczas nie istniejącego jak: przemysł okrętowy, chemiczny, motoryzacyjny. Mechanizuje się pracę w rolnictwie, górnictwie, budownictwie. Rozbudowuje się hutnictwo do rozmiarów osiąganych tylko przez kraje wysoko uprzemysłowione. Elektryfikuje się miasta, miasteczka, a nawet najbardziej zapadłe wsie.

Polska z kraju rolniczego i zacofanego w szybkim tempie zmienia się w kraj wysoko uprzemysłowiony. W każdej dziedzinie gospodarczej postęp jest tak wielki, a osiągnięcia są na tak wielką skalę, że zmieniają oblicze naszego kraju z roku na rok.

W najbliższym nam przemyśle motoryzacyjnym mamy do zainicjowania osiągnięcia, o jakich w ustroju kapitalistycznym nie mogliśmy marzyć. W ciągu bowiem tych dziewięciu lat uruchomiono w Zakładach Mechanicznych „Ursus” produkcję pierwszych w Polsce ciągników rolniczych i produkcja ta w ciągu 1952 r. osiągnęła kilka tys. szt. rocznie, a na początku bieżącego roku fabryka ta obchodziła piękny jubileusz: wyprodukowanie dwudziestotysięcznego ciągnika.

Uruchomiono produkcję pierwszych w Polsce samochodów ciężarowych typu „Star 20” i fabryka ta, również w bieżącym roku obchodziła chlubny jubileusz wypuszczenia dziesięcioletniego samochodu konstrukcji polskiej, z materiałów krajowych i całkowicie wykonanego w Polsce.

Buduje się Fabrykę Samochodów Ciężarowych im. Bolesława Bieruta w Lublinie, która wyposażona jest w maszyny i urządzenia otrzymane wraz z licencją i pomocą w ramach dobrosąsiedzkiej współpracy ze Związkiem Radzieckim. Od przeszło roku fabryka ta produkuje samochody ciężarowe wg licencji radzieckiej.

Buduje się Fabrykę Samochodów Osobowych im. Bolesława Bieruta, wyposażoną w najnowsze osiągnięcia i zdobycze techniki przemysłowej. Fabryka ta otrzymuje najlepsze i najnowocześniejsze maszyny i urządzenia oraz całą dokumentację techniczną ze Związku Radzieckiego. W oparciu o częściowe dostawy ze Związku Radzieckiego FSO od dwóch lat produkuje mocne i piękne „Warszawy”.

W ciągu dziewięciu lat powstał przemysł wytwarzający silniki spalinowe, motopompy, pompy, motocykle, rowery itp. sprzęt. W tym też czasie powstała sieć zakładów napraw głównych samochodów i ciągników. Zakłady te to nie małe, brudne i ciasne warsztaty spotykane w krajach kapitalistycznych, ale nowoczesne fabryki napraw, stosujące nowoczesne metody pracy i gwarantujące sprzętowi motoryzacyjnemu naprawy odpowiedniej jakości.

Powstaje również sieć stacji obsługi samochodów wyposażonych w najnowocześniejsze urządzenia obsługowe o olbrzymiej przepustowości i dających obsługi na odpowiednim poziomie technicznym.

Wszystkie te osiągnięcia nie byłyby możliwe w innym ustroju i na innym etapie rozwoju. Osiągnięcia w pozostałych gałęziach gospodarki narodowej są nie mniejsze niż w motoryzacji, a w wielu są znacznie większe.

Głównym zagadnieniem na tym etapie było zagadnienie kadr.

Stalin uczył, że kadry są najcenniejszym funduszem partii i państwa i że dla realizacji ustalonej linii „potrzebni są ludzie rozumiejący polityczną linię partii, traktujący ją jako swoją własną linię, gotowi wcielić ją w życie, umiejący urzeczywistnić ją w praktyce i mogący odpowiadać za nią, bronić jej, walczyć o nią”. J. Stalin „Zagadnienia Leninizmu”, str. 588 (wyd. 1940 r.).

Największym osiągnięciem Polski Ludowej jest przebudowa psychiki człowieka. Człowiek — współtwórca nowego ustroju, obywatel przebudowujący warunki gospodarcze swego kraju szybko dojrzewa politycznie.

Wychowaliśmy dzielną i bohaterską młodzież, z której możemy być dumni, która z całym zapalem i ofiarnością pracuje, uczy się i buduje socjalizm w Polsce.

Kobiety szybko stały się współtwórcami dzisiejszej rzeczywistości, podniosły się z ponizienia w jakim żyły w ustroju kapita-

listycznym i ramię przy ramieniu z mężczyznami budują lepszą przyszłość dla swych dzieci, walczą o pokój, socjalizm i plan 6-letni.

Klasa robotnicza w fabrykach, a chłopcy pracujący na wsiach już obecnie czują się współodpowiedzialnymi za odbywający się w Polsce wielki proces dziejowy, za gospodarkę na swoim zakładzie i swoim odcinku pracy; stali się świadomymi twórcami i budowniczymi podstaw socjalizmu.

Miarą wzrostu i uświadomienia politycznego robotników i ich świadomego udziału w zagadnieniach ogólnopństwowych, ich ofiarności — jest ostatnio odbywająca się akcja rewizji norm.

W fabrykach i zakładach pracy w ciągu ostatnich lat podniosła się poziom techniczny produkcji, zmechanizowano wiele czynności pracochłonnych i ciężkich, zamieniono przestarzałe obrabiarki i urządzenia nowoczesnymi, zaopatrzone w nowoczesne, wydajniejsze narzędzia i przyrządy, a normy pozostały niezmienione. Umożli-

wiło to wielu robotnikom wyrobienie norm w kilkaset procentach, a nawet zdarzały się wypadki wyrobienia do tysiąca procent, gdy ich koledzy i towarzysze na cięższych robotach w tym czasie wyrobiali niewiele ponad 100%, pracując niemniej pilnie i sumiennie. Normy te przestały mobilizować ludzi do zwiększenia wydajności, a więc stały się czynnikiem hamującym.

W czerwcu br. ogłoszony został w prasie artykuł przewodniczącego CRZZ Wiktora Kłosiewicza wskazujący na fakt, iż normy stosowane obecnie nie odpowiadają obecnym warunkom i możliwościom technicznym. Na skutek tego artykułu aktywność gospodarczy i polityczny w fabrykach rozpoczął akcję zmierzającą do przeanalizowania warunków pracy i rewizji norm. Akcja ta przysporzyła państwu oszczędności idące w miliardy złotych, podniosła znacznie wydajność zakładów pracy, czym przyspieszyła wykonanie planu, ale co najważniejsze zadokumentowała dojrzałość polityczną klasy robotniczej, jej wciąż rosnącą świadomość.

Inż. BOLESŁAW GÓRSKI i inż. WAĆLAW HANYGA
C.Z.P.Mot.

UWAGI DO ZAGADNIENIA OBNIŻENIA PRACOCHŁONNOŚCI W PRODUKCJI MOTORYZACYJNEJ

Przemysł motoryzacyjny ma do rozwiązania w 1953 roku, jedno z głównych zadań jakim jest obniżenie kosztów własnych wytwarzania. Ważność tego zagadnienia naświetlają artykuły: mgr inż. A. Tymienieckiego — „Zadanie roku 1953” i mgr inż. W. Hanygi: — „Rozwój techniki w przemyśle motoryzacyjnym”, które ukazały się w nr 1/53 *Techniki Motoryzacyjnej*.

Jednym z podstawowych składników kosztów produkcji jest koszt robocizny bezpośredniej, który jest zależny od pracochłonności poszczególnych elementów wyrobu.

Celem niniejszego artykułu jest zwrócenie uwagi na pewne czynniki, od których zależna jest pracochłonność i omówienie metod jakie winny być stosowane dla realizacji zbadania zmniejszenia pracochłonności.

Czynniki, od których zależy pracochłonność:

Czynniki decydującymi o pracochłonności wyrobu są przede wszystkim:

1. konstrukcja przedmiotu wytwarzanego
2. sprawność procesu technologicznego
3. sprawność organizacji produkcji
4. czynnik ludzki.

Zaprojektowana konstrukcja wyrobu łącznie z założonymi wielkościami programu produkcyjnego, w zasadzie warunkują rozwiązanie procesów technologicznych poprzez narzucenie geometrycznych kształtów poszczególnym częściom, poprzez dobór materiałów, z których mają być wykonane dane części, klasy pasowań, dokładności wykonania, rodzaj wykończenia itd. Zaznaczyć należy, że w przemyśle motoryzacyjnym w większości części wymagana jest duża dokładność wykonania i produkcja jest przeważnie wieloseryjna.

Gdy konstrukcja i wielkość produkcji są ustalone i nie zachodzą nieprzewidziane zmiany, to technologia może być opracowana tak, aby spełniony był warunek najmniejszej możliwej pracochłonności produkcji. W przypadku jednak gdy (jak u nas) przemysł jest w rozwoju i programy produkcji ulegają stosunkowo dużym zmianom, to technolog dla utrzymania kosztów produkcji w granicach ekonomicznie uzasadnionych musi ze względu na pracochłonność, dostosowywać rozwój techniki, urządzenia produkcyjne i materiały wyjściowe do zmieniających się warunków. Jest to zadanie trudne, wymagające dużego i ciągłego wkładu pracy.

Wpływ konstrukcji na technologię i związaną z tym współpracę technologa i konstruktora naświetlił inż. S. Rużycki w swoim artykule pt: „O współpracy technologa i konstruktora”, ogłoszonym w nr 4/53 *Techniki Motoryzacyjnej* i dlatego zagadnieniem tym nie bede szczegółowo się zajmował.

Szerszego jednak omówienia wymaga sprawa poprawności wykonania rysunku konstrukcyjnego i zwrócenia uwagi na warunki jakie powinny być zachowane celem uniknięcia pomyłek i niejasności.

Rysunek i proces obróbczy, zawarty w instrukcji, powinny być jednoznaczne, to znaczy, że proces obróbczy musi gwarantować wykonanie przedmiotu ściśle według danych rysunkowych.

Jest to warunek niezbędny celem umożliwienia wykonania części, technolog ma różną możliwość, jak np. łącznie ope-

operacji przez pracownika o najmniejszym stopniu kwalifikacji oraz ze względu na zapewnienie produkcji z minimalną ilością braków. Współpraca technologa i konstruktora polega w tym przypadku na tym, aby bazy obróbcze i bazy wymiarowe podane na rysunku były zgodne i aby rysunek był dokładnie i wyczerpująco zwymiarowany. Rysunek zatem musi poza innymi danymi zawierać wymiary współosiowości, prostopadłości i równoległości powierzchni. Aby uchronić produkcję od niekorzystnych skutków wielokrotnie powtarzających się i poważniejszych zmian, zadaniem technologa jest dokładne sprawdzenie rysunków konstrukcyjnych, przeanalizowanie ich pod względem prawidłowości zwymiarowania i opisanie, oraz usunięcie wszystkich błędów technologicznych, które nie zostały dostrzeżone przez specjalnego technologa kontrolującego poprawność konstrukcji. Wykonanie próbnej serii na orzrządowaniu powinno potwierdzić prawidłowość przeprowadzonych prac projektowych i kontrolnych oraz ujawnić ewentualne błędy i przeoczenia w instrukcji — natury jedynie formalnej.

Błędy konstrukcyjne i rysunkowe dotyczące współpracy poszczególnych elementów powinny być wyłapane i usunięte przy wykonywaniu prototypów.

Powodzenie na drodze uzyskania prawidłowo opracowanej technologii zależy od zrozumienia przez załogę zakładu znaczenia dyscypliny technologicznej i konsekwentnego jej przestrzegania. Albowiem dyscyplina technologiczna i jej jak najściślejsze przestrzeganie, wiąże się bezpośrednio z ilością braków i z możliwością ostatecznego uporządkowania dokumentacji technologicznej. Uporządkowanie zaś dokumentacji i doprowadzenie jej do stanu praktycznej doskonałości jest nieodzownym warunkiem dla zmniejszenia do minimum ilości braków. Przestrzeganie dyscypliny technologicznej daje w konsekwencji prawidłowo zaopatrzenie stanowisk w narzędzia i przyrządy. Stąd wniosek, że sprawie dyscypliny technologicznej należy poświęcić wielką uwagę i nie wystarczy tu wydanie jedynie zarządzeń, ale konieczna jest stała kontrola pracy, zgodnie z zaprojektowaną technologią. Kontrola w tym zakresie należy do kierowników działów, szefów produkcji i głównego inżyniera.

Następnym czynnikiem, od którego zależy w wielkiej mierze pracochłonność, jest sprawność procesu technologicznego.

Na czas wykonania poszczególnych operacji składają się: czas rzeczywisty (roboczy) i czasy pomocnicze (założenie, zdjęcie przedmiotu itd.).

Czas rzeczywisty ustalony procesem technologicznym zależy przede wszystkim od kształtu części i od wielkości założonej serii produkcyjnej. Dla uzyskania możliwie najkrótszego czasu ro-



racji i równoczesne ich wykonanie, następnie zautomatyzowanie procesów poprzez stosowanie urządzeń wytwórczych specjalnych, jak: głowice wielonożowe, obrabiarki wielowrzecionowe, jednostanowiskowe i wielostanowiskowe oraz wielonożowe, rewolwerówki, półautomaty i automaty. Technolog winien mieć również na uwadze możliwość stosowania urządzeń i narzędzi do obróbki szybkościowej. Jasne jest, że o możliwości wyboru i zastosowania jednej z podanych metod decydują takie czynniki jak: urządzenia stojące do dyspozycji, planowane inwestycje i terminy ich realizacji. Wymieniona ostatnia grupa czynników wpływa na utrudnienie pracy technologa i mogą z tego powodu powstać błędy i niedociągnięcia w opracowaniu procesu technologicznego. Ujemnie odbija się to na produkcji, jeżeli niewłaściwy proces technologiczny musi być stosowany tak długo dopóki nie ustabilizują się wszystkie czynniki, od których zależy prawidłowość przebiegu procesów produkcyjnych zgodnie z wymaganiami ekonomicznej gospodarki.

Czasz pomocnicze, zależne są przede wszystkim od sprawności przyrządów i uchwytów, oraz urządzeń transportowych.

Zagadnienie przyrządów i uchwytów stanowi oddzielną specjalność i w ramach niniejszego artykułu nie mogą być wyczerpująco omówione ani zasady ich konstrukcji, ani wszystkie przypadki zastosowania. Podkreślić należy, że do tej kategorii należą urządzenia stanowiące części składowe wyposażenia maszyn oraz oddzielnie konstruowane elementy oprzyrządowania, specjalnie przystosowane do kształtu danej części i charakteru obróbki. Od wyboru i zastosowania mniej lub więcej szybkosprawnego oprzyrządowania, zależą będą czasy pomocnicze. W wyniku współpracy technologa i konstruktora oprzyrządowania, przy wykorzystaniu pomysłów i inicjatywy pracowników bezpośrednio produkcyjnych, zakład będzie miał możliwości uzyskania poważnych oszczędności przez zmniejszenie czasów pomocniczych.

Sprawność urządzeń transportowych ma również bezpośredni wpływ na zmniejszenie czasów pomocniczych i na zmniejszenie strat wynikłych z gromadzenia części na stanowiskach międzyoperacyjnych. Z tym łączą się również możliwości zmniejszenia ilości personelu zatrudnionego w transporcie i sprowadzenia pracy w transporcie do pracy lekkiej, nie wymagającej wysiłku fizycznego. Stopień zmechanizowania transportu zależy od wielkości i charakteru produkcji, od rodzaju urządzeń wytwórczych i od możliwości jakie daje rozmieszczenie urządzeń, architektura budynku itd.

Przejdźmy do omówienia trzeciej grupy czynników mających decydujące znaczenie w obniżeniu pracochłonności, a mianowicie na zagadnienie organizacji produkcji.

Na wstępie stwierdzić należy, że na tym odcinku istnieją poważne zaległości i niedociągnięcia, które powinny być usunięte w czasie jak najkrótszym. Naczelną zasadą jaką należy się kierować w rozwiązywaniu zagadnienia organizacji produkcji jest: jak najlepsza i jak najszybsza obsługa robotnika produkcyjnego.

Na sprawność organizacji produkcji składają się między innymi:

- zastosowanie racjonalnych metod produkcyjnych, przez ustawienie maszyn i urządzeń w liniach i gniazdach obróbczych,
- sprawne zaopatrzenie stanowiska roboczego w narzędzia, poprzez utrzymanie właściwej wielkości normatywów zapasów narzędzi i właściwą konserwację narzędzi,
- sprawne zaopatrzenie stanowiska roboczego w surowce produkcyjne i półfabrykaty, poprzez utrzymanie właściwej wielkości normatywów zapasów,
- sprawnie działający transport wewnętrzny, od którego zależne jest prawidłowe zaopatrzenie stanowisk roboczych w surowce względnie w półfabrykaty, oraz ruch materiałów w warsztacie. Zagadnienie transportu stanowi ważny czynnik mający wpływ na pracochłonność. Prawidłowe bowiem rozwiązanie sprawy transportu przyczynia się w poważnej mierze do zmniejszenia przestojów, czasów pomocniczych i ogólnych kosztów produkcji,
- dokładne planowanie warsztatowe, zwłaszcza w wydziałach obróbczych, gdy produkcja nie jest zorganizowana w liniach.

Straty powstałe wskutek wadliwie działającego aparatu odpowiedzialnego za organizację produkcji, związane są z przestojami w pracy robotników i z wyrabianiem godzin nadliczbowych dla uzupełnienia niedoborów produkcji.

Czynnikowi ludzkiemu należy poświęcić wiele troski i uwagi. Nie ulega wątpliwości, że im lepiej jest opracowana technologia i im sprawniej działa organizacja planowania, tym wpływ czynnika ludzkiego na czas wykonania i na procent braków jest mniejszy. Szczegółowo i prawidłowo opracowana technologia

oraz właściwe oprzyrządowanie zezwalają na zatrudnienie robotników o małych kwalifikacjach. Niemniej jednak uświadomienie robotnika, że zwiększenie wydajności pracy leży nie tylko w interesie zakładu pracy, ale przede wszystkim przynosi korzyść dla niego samego, stanowi ważny czynnik mobilizujący kadry robotnicze do szukania dróg dla lepszej organizacji pracy i obniżenia czasów wykonania. Przede wszystkim jak najbardziej winna być wprowadzona metoda Kowalowa, która pozwala na stałe podnoszenie wydajności pracy przez zmniejszenie czasów wykonania, mających jak już wspomniano decydujące znaczenie w koszcie produkcji.

Od metody organizacji, jaka zostanie przyjęta przez zakład w pracy i walce o obniżenie pracochłonności zależą będą rezultaty.

W ramach krótkiego artykułu nie ma możliwości szczegółowego przeanalizowania wszystkich czynników składających się na całość zagadnienia i dlatego ograniczę się tylko do podania wytycznych w dziedzinie organizacji, które uważać należy za najbardziej istotne dla zapewnienia osiągnięcia podstawowego celu jakim jest obniżenie pracochłonności.

Cały ciężar pracy na etapie projektowania technologii spoczywa na dziale głównego technologa. Do zadań technologa należy założenie sprawności procesów technologicznych poprzez dobór właściwych urządzeń produkcyjnych i ustalenie właściwej organizacji produkcji. W jakim stopniu ustalona pracochłonność okaże się właściwa, zależą będzie od prawidłowości przeprowadzonych prac. Jakimi środkami technolog winien dojść do właściwej sprawności procesów, a więc i do właściwej pracochłonności, zostało już pokrótce omówione. Praca ta wymaga technologów o dużym doświadczeniu, tym bardziej, że przemysł nasz nadrabiający długoletnie zacofanie nie może w niektórych wypadkach postawić do dyspozycji najwłaściwszych surowców, czy też środków wytwórczych.

W przypadku technologii już opracowanej sprawa przedstawia się inaczej. Praca nad obniżeniem pracochłonności powinna objąć nie tylko dział głównego technologa, ale również cały kolektyw wytwórczy bezpośredni i pośredni, poprzez kierowany ruch racjonalizatorski. I tak dział głównego technologa powinien zająć się w tych przypadkach zagadnieniami zasadniczymi i znanymi, które nie zostały z różnych względów należycie rozwiązane w opracowanej technologii, np. wskutek niezrealizowania inwestycji, wskutek wcześniejszego terminu rozpoczęcia produkcji itd. Główny ciężar tych prac spadnie jednak na kolektyw wytwórczy. Robotnik, brygadzysta, majster — stykający się nieustannie z daną czynnością mają największą możliwość zaobserwowania błędów i niedociągnięć z punktu widzenia pracochłonności i oni winni wykazywać najwięcej inicjatywy w usuwaniu błędów i usprawnianiu czynności. Również personel kontroli technicznej, który przez obserwację braków zbiera duży materiał porównawczy i dowodowy, powinien dawać wytyczne w kierunku poprawienia i uzupełniania dokumentacji technologicznej.

Reasumując stwierdzić należy, że przy opracowanej już technologii zasadą powinno być, aby inicjatywa poprawiania, uzupełniania dokumentacji, a tym samym i procesów technologicznych była udziałem personelu wytwarzającego. Dyrekcje zakładów powinny czuć nad tym, aby prace te nie odbywały się chaotycznie i żywiołowo, ale aby były kierowane, a następnie aby w zagadnieniu obniżenia pracochłonności brał udział cały kolektyw zakładu.

W końcu należy zaznaczyć, że obniżenie pracochłonności nie może być dokonywane w oderwaniu od analizy ekonomicznej, gdyż może ono nie być jednoznaczne z obniżeniem kosztów własnych. Analiza ekonomiczna wykazująca zysk na robociznie i straty, spowodowane zastosowaniem bardziej skomplikowanych urządzeń wytwórczych i włożonej pracy w przeorganizowaniu produkcji, da nam odpowiedź, który kierunek i jakie środki w każdym poszczególnym przypadku będą najwłaściwsze.

Niżej podana tematyka dotycząca pracochłonności winna pomóc kierownictwu zakładów w zorganizowaniu prac w walce o obniżenie pracochłonności. Należy tu:

- analiza konstrukcji pod względem technologicznym,
- analiza istniejącej technologii w kierunku,
 - zmniejszenia robocizny ręcznej i zastąpienia jej maszynową
 - większego wykorzystania urządzeń produkcyjnych istniejących (stosowanie obróbki metodą Kolesowa, szybkościowej przy zastosowaniu narzędzi z nakładkami z węglików spiekanych i ceramicznych oraz stosowanie uchwytów pneumatycznych i hydraulicznych)
 - zastosowanie wysokowydajnych i zautomatyzowanych obrabiarek
 - zastosowanie oprzyrządowania o szybkim mocowaniu,

3. zorganizowanie produkcji w liniach i gniazdach, a nawet w liniach pracujących automatycznie,
4. wprowadzenie automatyzacji kontroli technicznej,
5. wprowadzenie transportu zmechanizowanego międzyoperacyjnego i międzywydziałowego przez stosowanie przenośników rolkowych, podłogowych, podwieszonych itd.,
6. wprowadzenie prawidłowego zaopatrzenia stanowisk roboczych w materiały produkcyjne, narzędzia obróbcze i pomiarowe oraz w przyrządy,
7. wprowadzenie na stanowiskach organizacji pracy metodę Kowalowa,
8. przestrzeganie dyscypliny technologicznej,
9. właściwe ustawienie punktów kontroli technicznej i ścisłe przestrzeganie dyscypliny kontrolnej,
10. w odniesieniu do odlewni:
 - a) przeanalizowanie konstrukcji ze względu na technologię odlewniczą
 - b) wprowadzenie mechanizacji transportu, przeróbki mas formierskich, dozowania, formowania magazynowego itd.
 - c) zmniejszenie naddatków odlewniczych;
11. w odniesieniu do kuźni:
 - a) przeanalizowanie konstrukcji ze względu na technologię kucia,
 - b) wprowadzenie w jak najszerszym zakresie kucia na kuźniarkach
 - c) wprowadzenie dla odkuć foremnikowych walcowania profili wstępnych,
 - d) wprowadzenie kucia wielofigurowego i kucia z prętą,
 - e) stosowanie nagrzewu indukcyjnego,
 - f) wprowadzenie mechanizacji transportu,
- g) wprowadzenie najwydatniejszych metod cięcia (anodowo-mechaniczne itd.) oraz łamania na zimno i na gorąco
- h) zastosowanie ustawienia urządzeń i wprowadzenia ich obsługi na zasadzie agregatów;
12. w odniesieniu do obróbki cieplnej:
 - a) wprowadzenie nawęglania w gazie w miejsce nawęglania w prostkach,
 - b) stosowanie nagrzewu indukcyjnego przy hartowaniu powierzchniowym,
 - c) stosowanie nagrzewu w elektrolicie,
 - d) stosowanie w produkcji narzędzi tnących cyjanowania dla zwiększenia trwałości,
 - e) stosowanie w produkcji sprawdzianów i narzędzi twardego chromowania dla zwiększenia trwałości;
13. w odniesieniu do obróbki powierzchniowej:
 - a) wprowadzenie nowoczesnych szybkich metod z dziedziny technologii lakierniczej z maksymalnym zmniejszeniem robót ręcznych (zmniejszenie ilości warstw powłok ochronnych, stosowanie automatycznych urządzeń do odrdzewiania i odtuszczania, stosowanie lakierowania zanurzeniowego, suszarni promiennikowych itd.,
 - b) stosowanie polerowania w bębnoch,
 - c) stosowanie polerowania elektrolitycznego
 - d) stosowanie galwanizacji w kielichach, bębnoch, wannach niowego, suszarni promiennikowych itd.,

Na zakończenie należy podkreślić, że każde najmniejsze nawet osiągnięcie w walce o zmniejszenie pracochłonności i obniżenie kosztów własnych umożliwi i przyspiesza wykonanie zadań planu 6-letniego. Dlatego na froncie tej walki, równoległe z realizacją planów technicznych, winna znaleźć się cała załoga zakładów przemysłu motoryzacyjnego.

Mgr inż. ANTONI KRASUSKI

NOWE KIERUNKI W DOBORZE MATERIAŁÓW NA CYLINDRY SAMOCHODOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Przegląd stosowanych materiałów na tuleje i cylindry silników spalinowych. Materiały i metody obróbki cieplno-chemicznej wpływające na podwyższenia trwałości. Cylindry żeliwne, stopowe, obrabiane cieplnie, azotowane, chromowane. Materiały obniżające ciężar cylindrów. Cylindry aluminiowe chromowane, cylindry aluminiowe — żeliwne wykonane metodą Al-Fin.

Na tle postępu w rozwoju konstrukcji i osiągnięć technologii wytwarzania nowoczesnych samochodów silników spalinowych, na specjalne podkreślenie zasługują uzyskane osiągnięcia w zakresie zwiększenia odporności na zużycie gładzi cylindrowych oraz obniżenia ciężaru, przy jednoczesnym zwiększeniu mocy uzyskiwanej z 1 l pojemności skokowej silnika.

Problemy te wiążą się ściśle przede wszystkim z zagadnieniem doboru odpowiednich materiałów oraz zastosowania obróbki cieplno-chemicznej tulei cylindrów.

Na obecnym etapie rozwoju konstrukcji i technologii samochodowych silników spalinowych daje się wyraźnie zauważyć stosowanie dwóch zasadniczych grup tworzyw cylindrów. Są to:

- A. tworzywa podwyższające trwałość gładzi cylindrowej,
- B. tworzywa obniżające ciężar cylindrów, a jednocześnie dzięki lepszej przewodności cieplnej, pozwalające na zwiększenie stopnia sprężania i uzyskiwanej mocy z jednostki pojemności skokowej.

Najbardziej rozpowszechnionym do niedawna materiałem stosowanym na cylindry silnikowe, było żeliwo szare perlityczne bez dodatków stopowych. Odpowiada ono w dość szerokim zakresie podstawowym wymaganiom dyktowanym przez warunki pracy, które charakteryzują się:

1. możliwie małą ścieralnością,
2. niskim współczynnikiem tarcia.
3. odpornością na zacieranie w przypadku suchego tarcia posuwistego,
4. odpornością na korozję,
5. odpornością na wysoką temperaturę.

Pod względem strukturalnym perlit stanowi dobre, dostatecznie wytrzymałe podłoże, w którym rozmieszczone pola twardej eutektyki fosforowej stanowią odporną na ścieranie powierzchnię nośną. Eutektyka fosforowa powinna być możliwie równomiernie rozłożona w masie perlitu. Na szlifie metalograficznym powinna tworzyć zarysy siatki o niezamkniętych oczkach. Eutektyka fosforowa w kształcie zamykającej się siatki podnosi kruchość materiału i obniża jego wytrzymałość na uderzenia. Ważny jest również odpowiedni rozkład i kształt grafitu.

Za najodpowiedniejszy uważa się powszechnie cienki grafit płatkowy równomiernie rozłożony, nie tworzący zarysów dendrytów, skupisk i tak zwanych rozet. Grafit jest materiałem ułatwiającym poślizg. Ponieważ jest on stosunkowo miękki wyciera się szybciej, pozostawiając liczne wgłębienia, które stanowią naturalne zbiorniki oleju. Do tego samego typu materiałów, lecz bardziej odpornych na ścieranie należą żeliwa stopowe o zawartości składników stopowych w granicach 1 — 3%. Jako składniki stopowe używane są najczęściej: nikiel, chrom, molibden, wanad. Jakkolwiek poszczególne składniki stopowe wpływają rozmaicie na sposób wydzielania się grafitu, to jednak wszystkie one podnoszą odporność na ścieralność [6].

Pozostałe składniki wywierają wpływ następujący:

krzem — sprzyja wydzielaniu się grafitu. Wzrost zawartości krzemu wpływa na zwiększenie ścieralności,

mangan — przeciwdziała wydzielaniu grafitu. Mangan tworzy z siarką związek chemiczny MnS, który nie ma widocznego wpływu na ścieralność (6), natomiast sprzyja odsiarczaniu i rozdrabnianiu struktury, co jest zjawiskiem korzystnym,

fosfor — podnosi wraz ze wzrostem zawartości (aż do 0,7%) odporność na ścieranie. Przy dalszym jednak wzroście jego zawartości, wpływ ten maleje, powiększa się natomiast kruchość. Fosfor tworzy bowiem z żelazem i węglem twardą lecz kruchą eutektykę.

Trwałość tulei z żeliw stopowych można dodatkowo jeszcze podnieść przez zastosowanie odpowiedniej obróbki cieplnej. Ze względu jednak na nieuniknione powstawanie w hartowanych przedmiotach, o skomplikowanych kształtach, naprężeń wewnętrznych, obróbkę cieplną można stosować jedynie dla tulei wymiennych, wstawianych w kadłub silnika.

Dobrą ilustrację wpływu składników stopowych oraz obróbki cieplnej na ścieralność żeliw używanych na tuleje i cylindry silników stanowią wyniki badań laboratoryjnych opublikowane w Nr 1/52 miesięcznika Wiestnik Maszynostrojstwa.

Zaznaczyć jednak należy, że wyniki badań ścieralności uzyskiwane na drodze prób laboratoryjnych, wskutek nieuwzględnienia

wplywu temperatury i korozyjnego działania spalin, nie są jednoznaczne z wynikami praktycznymi otrzymywanymi na silnikach.

Ponieważ problem wplywu obróbki cieplnej i składników stopowych na trwałość cylindrów jest na ogół mało znany, przytocze w skrócie zasadnicze wyniki tych badań.

Do prób użyto 6 gatunków żeliw o następującym składzie chemicznym:

	Gatunek	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo	Cu
1.	Niskostopowy	2,8-3,0	2,0-2,3	0,5-0,6	0,1	0,13	—	—	—	—
2.	Niskost. Cr Ni	2,8-3,0	2,0-2,4	0,5-0,6	0,1	0,13	0,55	1,7	—	—
3.	Średniost. Cr Ni	2,8-3,0	2,1-2,3	0,4-0,5	0,1	0,13	1,2-1,7	2,5-3,0	—	—
4.	„ Ni Mo	2,8-3,0	1,9-2,4	0,4-0,7	0,1	0,13	—	2,1-2,3	0,67-0,9	—
5.	„ No	2,9-3,0	2,0-2,5	0,5-0,7	0,08	0,13	—	—	0,5-0,69	—
6.	„ Cr Cu	2,8-3,0	2,0-2,5	0,4-0,7	0,07	0,13	0,35-0,45	—	—	2,5-3,0

Ścieralność mierzono przed i po obróbce cieplnej na maszynie Sawina, która posiadała wirujący krążek ścierający o średnicy 30 mm i grubości 2,5 mm wykonany ze spieku „Vidia“. Nacisk wynosił 10 kG. Szybkość wirowania krążka — 1.000 obr./min. Zastosowano przy tym chłodzenie 0,5% roztworem K₂CrO₄ w wodzie destylowanej.

Ścieralność określono przez przeliczenie objętości startego materiału na podstawie pomiaru długości cieciny wyżłobienia. Próbkę poddawane były następującym obróbkom cieplnym:

1. Normalizacja w temp. 850° C.
2. Hartowanie w oleju z temp. 850° C.
3. Hartowanie i odpuszczanie w zakresie temperatur 200 — 400 — 550° C.

Na podstawie analizy wyników ustalono następującą kolejność wplywu dodatków stopowych na obniżenie ścieralności. Kolejność podana jest poczynając od składników najbardziej aktywnych.

1. Ni, Mo
2. Mo
3. Cr, Ni
4. Cr, Cu
5. Bez dodatków stopowych.

Wplyw obróbki cieplnej, był następujący:

1. Próbkę poddawane normalizacji przez 1 godzinę w temperaturze 850° wykazały tendencję do zmiany struktury na sorbityczną. Odborność na ścieranie powiększyła się w stosunku do próbek surowych o 24 — do 40%.
2. Hartowanie prowadziło do zmiany struktury na martenzytyczną. W żeliwie zawierającym jako składnik stopowy miedź, obok martenzytu pozostał szczątkowy austenit. Odborność na ścieranie próbek hartowanych w porównaniu z surowymi wzrosła 2 — 4 krotnie.
3. Odpuszczenie próbek hartowanych w zakresie różnych temperatur od 200 do 550° dało następujące wyniki:
Temp. odp. 200° — nieznaczne obniżenie ścieralności w porównaniu do próbek hartowanych i nieodpuszczanych.
Temp. odp. 400° — struktura w żeliwach stopowych zmieniła się z martenzytu na troostyt iglasty, a w żeliwie niestopowym na troostyt. Ścieralność żeliwa stopowego w porównaniu z żeliwem nieodpuszczanym zwiększyła się o 10 — 30%, a żeliwa niestopowego o 50%.

Temp. odpuszczenia 550° — struktura żeliwa stopowego odpowiadała sorbitowi lub troostosorbitowi, a w żeliwach niestopowych sorbitowi z kryształami ferrytu. Ścieralność była nieco większa od połowy ścieralności próbek surowych.

Przytoczone wyniki co do wplywu na ścieralność składników stopowych są w znacznym stopniu zgodne z danymi firmy niemieckiej ATE, która dla swoich wyrobów podaje następujące wartości:

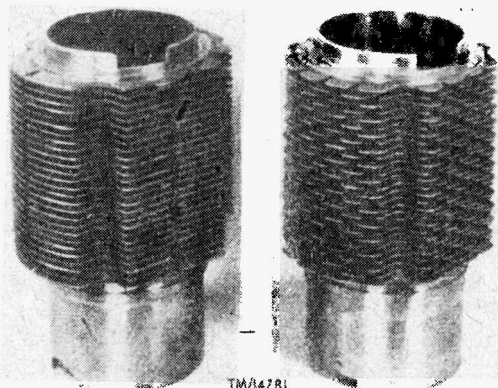
Marka fabryczna	Typ żeliwa	Ścieralność w ‰
A-50	żeliwo niestopowe	100
A-62	żeliwo stopowe z Cr	70
A-70	„ „ Cr, Ni	43
A-82	„ „ Cr, Mo	41
A-100, 110, 120	„ „ Cr, Ni, Mo, Va	28

Znaczny wplyw na jakość żeliwa cylindrowego pod względem ogólnej jego trwałości posiada również stopień zanieczyszczenia żużlem i krzemianami, oraz porowatość.

Dużym postępem na drodze otrzymywania żeliwa ścisłego i czystego na tuleje silnikowe było zastosowanie odlewania odśrodkowego w formach wirujących. Sposób ten szeroko stosowany jest z Z.S.R.R. i w Niemczech. Na odlewy odśrodkowe tulei cylindrowych silników Diesla rozpowszechnione jest w Niemczech stosowanie żeliwa stopowego z dodatkiem 1% Mo i 0,5 Cr.

Obecnie dalszy postęp w tej dziedzinie umożliwia odlewanie odśrodkowe również cylindrów łożebrowanych typu przedstawionego na rys. 1 [2]. Dzięki odpowiedniemu dobru w różnych częściach kokili właściwych szybkości chłodzenia, można uzyskać różną strukturę żeliwa; przy czym za najwłaściwszą uważa się w części cylindrycznej perlit, lub perlit z sorbitem, a w części łożebrowanej ferryt lub ferryt z perlitem. Żebra z żeliwa ferry-

tycznego lepiej przewodzą ciepło niż z żeliwa perlitycznego, a ponadto są mniej wrażliwe na uderzenia. Współczynnik przewodności cieplnej ferrytu wynosi 0,17 cal/cm sek °C, a perlitu 0,09 — 0,12 cal/cm sek °C.



Rys. 1. Cylindry żeliwne chłodzone powietrzem

Ciekawym sposobem wykorzystania metody odlewania odśrodkowego przy zastosowaniu tworzywa bimetalicznego (dwiwarstwowego) jest wykonywanie cylindrów żeliwnych z żebrami miedzianymi [2] rys. 2.

Miedź posiada jeszcze większą przewodność cieplną niż aluminium, bo wynoszącą 0,92 cal/cm sek °C, która pozwala na bardzo intensywne odprowadzenie ciepła. Wykonanie tego rodzaju cylindrów możliwe jest dzięki różnym właściwościom fizyko-chemicznym miedzi i żeliwa. Miedź posiada ciężar właściwy 8,3-8,9, podczas gdy żeliwo 7,3-7,7. Rozpuszczalność miedzi w żelazie jest mała i ograniczona. Wskutek tych różnic, mieszanina miedzi i żeliwa wlane do wirującej formy układa się w ten sposób, że cięższa miedź wypełnia zewnętrzne części formy (żebra) podczas gdy lżejsze od niej żeliwo wypełnia część cylindryczną. Powiązanie obu metali zapewnia środkową jednorodną warstwę stopu o ograniczonej rozpuszczalności miedzi w żelazie.

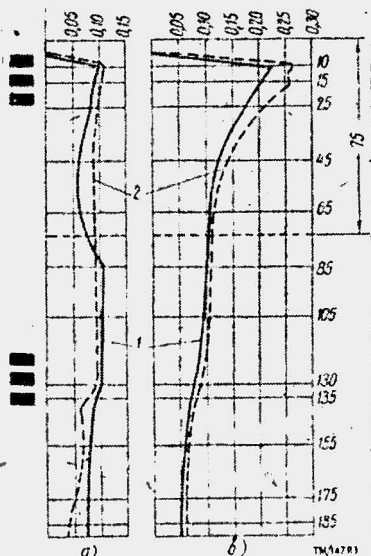
Rys. 2. Cylinder żeliwny z żebrami miedzianymi odlany sposobem odśrodkowym

Bliższa analiza zużycia gładzi cylindrowej wskazuje na ogromne znaczenie działania korozyjnego spalin na trwałość tulei.

Według typowego wykresu zużycia gładzi cylindrowej wykonanej z żeliwa szarego, największe ubytki materiałowe powstają w górnej części cylindra rys. 3 — lit. b. Tłumaczy się to częściowo zwiększonym naciskiem pierścieni na ścianki cylindra, ale przede wszystkim korozyjnym działaniem spalin.

Ponieważ wymiana tulei lub jej naprawa staje się konieczną już przy zużyciu w miejscu najbardziej wypracowanym wynoszącym max. 0,3 — 0,4 mm, i to zwiększone zużycie w górnej części cylindra wplywa decydująco na trwałość całej tulei.

Aby uniknąć tak znacznej nierównomierności zużycia, zastosowano na cylindry w niektórych silnikach (GAZ 51, M—20, a obecnie ZIS i Moskwicz) dwa różne tworzywa o odmiennych właściwościach fizyko-chemicznych. Mianowicie: dolna część cylindra wykonana jest z żeliwa szarego, górna zaś stanowi wpra-



Rys. 3. Wykres zużycia tulei cylindrowej: a) z wkładką z żeliwa austenitycznego, b) bez wkładki

sowaną krótką tuleję z żeliwa o strukturze austenitycznej. Struktury te osiąga się przez dodanie składnika stopowego niklu. Skład chemiczny tego żeliwa jest następujący: C 2,6 — 3,0; Mn 0,8 — 1,3; Si 1,4 — 2,0; Ni 12 — 15; Cr 1,5 — 2,5; Cu 5 — 7; P max 0,3; S max 0,1.

Twardość 156—197 HB.

Liczne badania przeprowadzone w ZSRR wykazały, że takie zastosowanie w cylindrze dwóch różnych tworzyw o dopełniających się właściwościach fizyko-chemicznych jest bardzo korzystne. Zużycie tulei cylindrowej w tym przypadku bardziej równomierne, a okres międzynaprawczy zwiększył się 2- lub 3-krotnie. Rys. 3 — lit. a.

Rozwiązanie takie wymaga jedynie powiększenia obróbki mechanicznej oraz zwiększonego zużycia składników stopowych. Oszczędności jednak osiągnięte wskutek zmniejszenia liczby napraw oraz zlikwidowania przestoju samochodów, wskutek napraw, są niewspółmiernie wysokie w porównaniu z kosztem składników stopowych i dodatkowej obróbki.

Innymi drogami, na których uzyskać można znaczne zwiększenie trwałości cylindra są: obróbka utwardzania powierzchniowego przez azotowanie oraz chromowanie galwaniczne. Azotowanie ma na celu znaczne podwyższenie twardości powierzchniowej dochodzącej do — 900 Hv. Zaletą procesu azotowania jest to, że przeprowadza się go w stosunkowo niskiej temperaturze (około 550°C). W temperaturze tej w tulejach niehartowanych nie zachodzi zmiana struktury zasadniczej. Poza tym nie powstają naprężenia wewnętrzne powodujące zmiany kształtu. Tuleje azotowane zachowują swą twardość do temp. 500°C. Do azotowania najlepiej nadają się żeliwa stopowe zawierające około 1% Cr i 1% Al. Wadą tych tulei jest duża kruchość na obrzeżach, a stąd płynące niebezpieczeństwo wylupania i wykruszeń na krawędziach kanałów cylindrów silników dwutaktowych, jak również wrażliwość na uszkodzenia w transporcie. Odporność tych tulei na działanie korozyjne spalin nie jest dostatecznie zbadana. Odporność na korozję tarcia jest niewątpliwie jednak podwyższona. Trwałość tulei azotowanych w porównaniu z nieazotowanymi jest około 5 — 7 razy większa.

Chromowanie polega na elektrolitycznym pokrywaniu gładzi cylindrowej cienką warstwą chromu. Przez chromowanie można obniżyć ścieralność w stosunku do cylindrów niechromowanych na 1/7 do 1/4, przez co uzyskać można żywotność cylindrów prawie równą żywotności całego silnika.

Zużycie chromowanych cylindrów w silnikach samochodowych wynosi około 0,001 mm na 1000 km przebiegu.

Do chromowania najlepiej nadają się żeliwa ściśle o małej zawartości wolnego węgla. Żeliwa o dużej zawartości grafitu pokrywają się chromem nierównomiernie. W zależności od składu

chemicznego tuleje poddawane są przed chromowaniem różnym procesom przygotowawczym trawienia. Do chromowania lepiej nadają się żeliwa o małej zawartości grafitu i krzemu.

Gęstość prądu chromowania wynosi 40 — 50 A/dom² przy temperaturze 55 — 60°C. Warunki te odpowiadają zakresowi dla chromu matowego, który jest korzystniejszy od chromu błyszczącego, skutkiem istnienia na jego powierzchni licznych mikroskopijnych wgłębień, które umożliwiają zatrzymanie się oleju. Grubość warstwy chromu wynosi od 0,03 do 0,06 mm. Dla silników dużej mocy okrętowych i stacyjnych stosuje się grubości dochodzące nawet do 0,3 — 0,4 mm [6].

Odporność chromu na działanie kwasów i korozji spalin jest znaczna, dzięki czemu przy cylindrach chromowanych możliwe jest stosowanie gorszych gatunków paliw o znacznej zawartości siarki, jak również oleju o większej liczbie kwasowej.

Doświadczalne linie badania cylindrów chromowanych przeprowadzone były szczególnie przez firmy: Royal, Dutch Shell i E. Van der Horst. Stwierdzono przy tym, że cylindry chromowane zachowują swoją odporność na ścieranie i przewyższają znacznie pod względem trwałości cylindry niechromowane jeżeli zachowane są następujące warunki:

- równa grubość warstwy chromowanej
- dobra przyczepność chromu z podłożem
- dostatecznie rozwinięta porowatość chromu
- stosowanie pierścieni żeliwnych niechromowanych.

W przypadku, gdy konstrukcja wymaga zmniejszenia ciężaru cylindra, a jednocześnie wykorzystania dużej mocy w stosunku do pojemności skokowej, na pierwszy plan wysuwa się jako tworzywo aluminium i jego stopy. Najważniejszymi zaletami aluminium są: mały ciężar właściwy (2,5) i duże przewodnictwo cieplne, które dla czystego aluminium wynosi 0,55 kal/cm sek °C, podczas gdy dla żeliwa 0,10 — 0,15 Cal/cm sek °C.

W porównaniu z innymi metalami przewodnictwo cieplne aluminium dobrze obrazuje niżej podane zestawienie, w którym umownie przyjęto uważać przewodnictwo cieplne srebra za równe 1,00.

material	przewodnictwo cieplne w odniesieniu do srebra = 1,00 przy 100° C	przewodnictwo cieplne w stosunku do ciężaru właściwego dla srebra = 1,00
srebro	1,00	1,00
miedź	0,90	1,06
stal	0,11	0,14
żeliwo	0,05	0,06
aluminium	0,54	2,09
stop Y	0,40	1,54

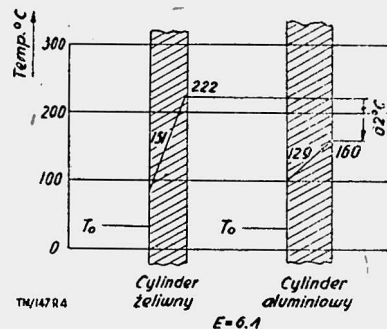
Zwiększone przewodnictwo cieplne pozwala na podniesienie w stosunku do żeliwa [4] stopnia sprężania z $\epsilon = 5,8$ na $\epsilon = 6,4$ co wpływa na zwiększenie uzyskiwanej mocy z tej samej pojemności skokowej o około 10%, oraz na zmniejszenie zużycia paliwa na 1 KM/godz. również o około 10%.

Inną zaletą jest możliwość pasowania tłoka i cylindra z mniejszym luzem wskutek prawie równej rozszerzalności cieplnej materiału tłoka i cylindra.

Na rys. 4 przedstawiony jest spadek temperatury w ściankach cylindra aluminium i żeliwnego.

Do niepożądanych skutków związanych ze stosowaniem aluminium w miejsce żeliwa należy zaliczyć konieczność pogrubienia ścianek wskutek mniejszej wytrzymałości mechanicznej tego materiału, a ponadto w przypadku cylindrów aluminium konieczność zaokrąglenia krawędzi celem powiększenia przyczepności warstwy chromu. Możliwość zastosowania aluminium i jego stopów na cylindry silnikowe została urzeczywistniona z chwilą opanowania procesu chromowania tego metalu.

W obecnej chwili technologia wykonania chromowanych cylindrów aluminium wyszła już ze stadium eksperymentów laboratoryjnych. Cylindry takie są już szeroko stosowane w fabrycznej



Rys. 4. Przepływ ciepła przez ścianki cylindra aluminium i żeliwnego

produkcji seryjnej. Firma Mahle w Niemczech Zachodnich według opublikowanych informacji wykonała w ciągu ostatnich lat następujące ilości:

rok 1949	około	200 szt.
„ 1950	„	1000 „
„ 1951	„	14000 „
„ 1952	„	25000 „
R a z e m		ponad 40000 szt.

Cylindry te znalazły zastosowanie głównie do silników chłodzonych powietrzem, produkowanych przez fabryki: Triumph, Gutbrod, Porsche, Kreidler, Nordap, Ilo, Stihl, Zündapp.

Niezależnie od prowadzonej już produkcji czynione są przez firmę Mahle dalsze badania na przeszło 100 typach silników o Φ tłoków od 28 do 170 mm. Najszersze zastosowanie w chwili obecnej znajdują cylindry te w dwusuwowych silnikach małej mocy chłodzonych powietrzem.

Na rys. 5 przedstawiono kilka przykładów takich cylindrów stosowanych już w seryjnej produkcji fabrycznej.

Wynalezienie przed około 10-laty sposobu trwałego łączenia aluminium ze stalą lub żelazem przy pomocy międzywarstwy związku chemicznego Al_2Fe_3 , a następnie rozwinięcie tej metody do stopnia zastosowania przemysłowego stworzyło nowe drogi rozwiązania konstrukcyjnego cylindrów

uwzględniającego zmniejszenie ciężaru i podniesienie mocy na jednostkę objętości skokowej skutkiem lepszego odprowadzenia ciepła. Sposób ten stosowany jest zwłaszcza w Niemczech i USA pod nazwą Al-Fin.

W Ameryce zastosowano go również w konstrukcji cylindrów silników lotniczych, co świadczy o zupełnym opanowaniu zagadnienia pod względem technologicznym.

Mikrostruktura połączenia aluminium z żelazem przy pomocy warstwy pośredniej Al_2Fe_3 przedstawiona jest na rys. 6.



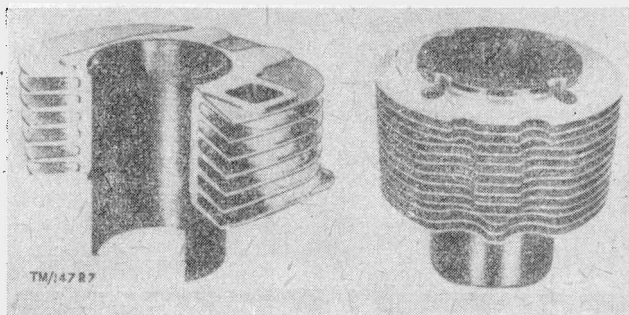
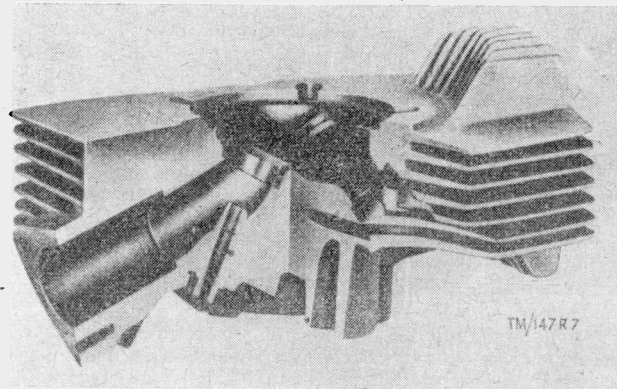
Rys. 6. Mikrostruktura połączenia Al i Fe sposobem Al-Fin

Na terenie Niemiec czynione są próby zmierzające do zastosowania metody Al-Fin do cylindrów silników trakcyjnych chłodzonych powietrzem, oraz jako tworzywa na te elementy, których zadaniem jest wymiana ciepła, jak np. bębny hamulcowe, głowice cylindrowe i inne rys. 7.

Celem porównania zdolności odprowadzania ciepła przez obydwaj rodzaje cylindrów wykonano w laboratorium metalowym Metallgesellschaft A. G. we Frankfurcie nad Menem (1) wiele pomiarów na specjalnym urządzeniu. W wyniku przeprowadzonych pomiarów ustalono, że cylinder żeliwny pokryty czystym

aluminium — sposobem Al-Fin posiada takie samo przewodnictwo cieplne jak cylinder ze stopu KS 1275 z chromowaną gładzią (przewodnictwo cieplne stopu KS 1275 jest niższe, niż czystego aluminium).

W cylindrach wykonywanych metodą Al-Fin, przy użyciu zamiast czystego aluminium stopów, jak np. KS 1275, Al Si 12 lub Al Si 5, stwierdzono, że przewodnictwo cieplne w stosunku



Rys. 7. Przykłady zastosowania trwałego łączenia aluminium z żelazem sposobem Al-Fin

do cylindra aluminiowego — chromowanego było nieznacznie gorsze. Wobec otrzymanych wyników, najpoważniejsze kryterium przy wyborze jednego z obydwu opisanych sposobów rozwiązań stanowi analiza ekonomiczna opłacalności. Koszt wykonania cylindra aluminiowego z chromowaną gładzią jest około 5 — 10% większy od kosztu wykonania sposobem Al-Fin.

Ze względów naprawczych korzystniejsze są cylindry żeliwno-aluminiowe Al-Fin, albowiem roztaczanie i honowanie żeliwnej gładzi możliwe jest w każdym zakładzie naprawczym, podczas gdy regeneracja chromu polegająca na odchromowaniu i nałożeniu nowej warstwy wymaga specjalnych urządzeń i specjalnej technologii.

Na korzyść cylindrów wykonywanych metodą Al-Fin zaliczyć należy większą przydatność dla silników wysokoprężnych chłodzonych powietrzem, ze względu na lepszą wytrzymałość mechaniczną żeliwa od aluminium. Na niekorzyść natomiast — konieczność stosowania większych luzów między tłokiem a cylindrem, ze względu na różniące się rozszerzalności cieplne żeliwa i aluminium.

Brak jest na razie danych porównawczych co do trwałości cylindrów wykonanych obu metodami.

Z praktycznych zastosowań przemysłowych wynika, że zarówno jedna jak i druga metoda może w niejednym wypadku stanowić korzystne rozwiązanie trudnego problemu zmniejszenia ciężaru z jednoczesnym podwyższeniem mocy silnika.

LITERATURA

- [1] MTZ — G. Gürtler und W. Thiele. Messungen an Eisen— 3/35 Aluminium — Verbundguss — Zylindern für luftgekühlte Motoren.
- [2] MTZ — F. Brügger Neuentwicklungen auf dem Gebiet der Herstellung von grauguss — Rippenzylindern für luftgekühlte Motoren.
- [3] MTZ — E. Mahle. Weitere Fortschritte mit verchromten Leichtmetallzylindern.
- [4] MTZ A. Meier. Aluminiumzylinder in luftgekühlten Motoren.
- [5] ATZ — E. Bertram. Alfin — Verbundguss — Verfahren 3/53.
- [6] ATZ — Zylinder — Verschleiss in Verbrennungs — Motoren K. Holzer.

Mgr inż. WITOLD LEŚNIAK

USZCZELKA POD GŁOWICĘ CYLINDROWĄ

We wstępie autor analizuje warunki pracy uszczelki głowicy silników spalinowych samochodowych. W dalszym ciągu omawia budowę stosowanych obecnie uszczelki oraz w zakończeniu podkreśla konieczność ścisłego przestrzegania zasad właściwego montażu uszczelki i głowicy.

Odejmwalna głowica cylindrowa należy od dawna do charakterystycznych cech w budowie nowoczesnych silników wewnętrznego spalania. Takie rozwiązanie konstrukcyjne, obok oczywistych zalet, stwarza jednak swoiste problemy — wśród których szczególnie znaczenia nabiera kwestia skutecznego uszczelnienia powierzchni styku głowicy i kadłuba silnika.

Zarówno przedmuchy gazów spalinowych jak i przecieki wody chłodzącej lub oleju przez ewentualne nieszczelności pomiędzy głowicą a kadłubem — mogą bardzo poważnie zakłócić przebieg procesów fizyczno-chemicznych zachodzących w cylindrach pracującego silnika. Nawet stosunkowo drobne nieszczelności powodują wyraźne pogorszenie się współczynnika sprawności ogólnej — o czym dobitnie świadczy dostateczny spadek mocy użytecznej uzyskiwanej na wale korbowym.

Ujmując ogólnie — wymaganą szczelność pomiędzy głowicą a kadłubem silnika zapewnić można przez bardzo dokładną obróbkę wiórową (szlifowanie, polerowanie) przylegających do siebie płaszczyzn. Wielokrotnie przeprowadzono próby doświadczalne, w trakcie których silniki pracowały zadowolająco — pomimo że głowice były nakładane wprost na kadłub, bez użycia jakiegokolwiek uszczelki.

Badania te wykazały jednak równocześnie, iż uzyskiwanie potrzebnej szczelności drogą precyzyjnego wykańczania powierzchni stvku jest możliwe tylko w przypadku głowic indywidualnych lub bliźniaczych. Gdy chodzi o głowice dłuższe, wykonywane jako jedna część zamykająca trzy, cztery a nawet więcej cylindrów — omawiany sposób zabezpieczenia szczelności zawodzi, głównie ze względu na niedoskonałość wchodzących w rachubę metod technologicznych i zmiany wymiarów wywoływane rozszerzalnością cieplną woryzy.

Oczywiście specjalna obróbka powierzchni przylegania należy do niezwykle kosztownych zabiegów — co z miejsca wyklucza takie rozwiązywanie kwestii szczelności na szerszą skalę produkcyjną, zwłaszcza przy seryjnym wytwarzaniu silników wielocylindrowych. W dobie obecnej, aby zapewnić wymaganą szczelność pomiędzy głowicą a kadłubem silnika zakłada się pod głowicę odpowiednią uszczelkę, prawie z reguły typu elastyczno-plastycznego.

Przez dociągnięcie śrub mocujących głowicę uszczelka ulega silnemu zgnieceniu. Pod wpływem znacznych nacisków podatne tworzywo okładzin uszczelki odkształca się plastycznie i wstępując w miejscach wypukłości i wzniesień zapełnia równocześnie wszelkie wgłębienia w przylegających powierzchniach głowicy i kadłuba. Przez odwzorowanie na powierzchniach okładzin uszczelki wszystkich chropowatości naciskających płaszczyzn — znikają nawet najdrobniejsze, mikroskopijnej wielkości szpary i szczeliny — co uniemożliwia jakiegokolwiek przedmuchy gazów lub przecieki wody chłodzącej, czy oleju przez miejsca styku głowicy i kadłuba.

Stopień gładkości uszczelnianych powierzchni wywiera decydujący wpływ na wymagania co do jakości samej uszczelki. Im mniej dokładna była obróbka powierzchni przylegania głowicy i kadłuba silnika — tym trudniejsze zadania stoją przed elastyczno-plastyczną uszczelką pod głowicę.

Warto podkreślić doniosłość podanego powyżej związku. Dysponując uszczelkami odpowiednio wysokiej jakości można wydatnie obniżyć wymagania co do dokładności wykończenia powierzchni styku, a tym samym znacznie zmniejszyć koszty obróbki wiórowej zarówno głowicy jak i kadłuba silnika. Omawiana okoliczność wyjaśnia przyczynę nieustannych dążeń producentów do opracowywania coraz to lepszych uszczelki pod głowicę. Wymienione względy doprowadziły do poważnych osiągnięć w dziedzinie problemów uszczelniania.

Uszczelka pod głowicę cylindrową pełni swe odpowiedzialne zadania w bardzo trudnych i wysoce niekorzystnych warunkach. Wybitnie szkodliwe i niszczące wpływy wywierają przede wszystkim procesy fizyczno-chemiczne, zachodzące nieustannie w cylindrach pracującego silnika. Wciąż następują szybkie zmiany ciśnienia — w zakresie od poniżej 1 kG/cm² do około 35 kG/cm² (w silnikach wysokoprężnych nawet do 80 kG/cm²), którym towarzyszą również gwałtowne skoki temperatur dochodzących do 2000 °C a następnie w ułamku sekundy spadających do paruset °C. Równocześnie zaznacza się wyraźnie wybitnie szkodliwe, korodujące i erodujące oddziaływanie gorących gazów spalinowych.

Niezależnie od powyższego uszczelka pod głowicę musi wykazywać pełną odporność na długotrwałe omywanie gorącą wodą chłodzącą a niekiedy i silnie rozgrzanym olejem silnikowym, krążącym w obiegu smarowania.

Tworzywo uszczelki pod głowicę winno cechować się dość znaczną wytrzymałością na ściskanie. Podkreślić należy, że naciski na powierzchniach przylegania dochodzą do kilkudziesięciu a nawet więcej kG/cm². Jednocześnie w przypadkach przeciągnięcia śrub mocujących głowicę, dość częstych przy posługiwaniu się zwykłym kluczem, jednostkowe naciski lokalne mogą znacznie przekroczyć wielkości dopuszczalne. Uszczelka gorszego gatunku ulega zmiążdżeniu i zazwyczaj nie nadaje się do ponownego użycia po jednorazowym założeniu pod głowicę — właśnie ze względu na zbyt małą odporność na ściskanie.

Uszczelka pod głowicę nie może utrudniać swobody wymiany i łatwości przepływu ciepła pomiędzy głowicą a kadłubem silnika. Zbyt niska przewodność cieplna tworzywa uszczelki staje się niejednokrotnie przyczyną pojawiania się lokalnych spiężeń ciepła miejscowego przegrzewania się ścianek głowicy w niebezpiecznych przekrojach — a nawet powodem powstawania pęknięć, zwłaszcza w okolicach zaworów wydechowych. Omawiana okoliczność uchodzi zazwyczaj uwadze użytkowników — o czym dobitnie świadczy nieprzemysłane i dość pochopne stosowanie uszczelki z materiałów zastępczych lub niewłaściwie dobranych.

Elastyczność i plastyczność — bez których nie może być mowy o prawidłowym, skutecznym i długotrwałym uszczelnieniu styku pomiędzy głowicą a kadłubem silnika — należą do zasadniczych właściwości cechujących pełnowartościową uszczelkę pod głowicę cylindrową. Bowiem dzięki elastyczności i plastyczności uszczelka nie wykazuje wrażliwości na drobniejsze błędy montażu, a nadto nadaje się do dalszego użycia nawet po kilkakrotnym zdjęciu i założeniu głowicy.

* * *

Początkowo, dla zapewnienia żądanej szczelności, zakładano pomiędzy głowicę a kadłub silnika zwykłą podkładkę wycinaną zazwyczaj z miękkiej blachy miedzianej. Taki sposób uszczelniania nie zdał jednak egzaminu w eksploatacji. Przy przegrzaniu silnika pojawiały się przedmuchy gazów spalinowych lub przecieki wody chłodzącej. Wobec niskiej sprężystości i dużej plastyczności miedzi — nawet bardzo silne dociąganie śrub mocujących głowicę mogło przywracać szczelność tylko na stosunkowo krótki okres czasu — stwarzając od razu realne niebezpieczeństwo miejscowego odkształcania się a nawet lokalnego pęknięcia głowicy lub kadłuba, czy też przeciągania i zrywania się śrub mocujących, zwłaszcza przy ostygnięciu silnika.

Jak dowodzą dotychczasowe doświadczenia — wciąż jeszcze nie wchodzi w rachubę użycie jednego rodzaju tworzywa, które spełniałoby wszystkie zasadnicze wymogi stawiane uszczelkom pod głowicę cylindrowe. Prawie z reguły trzeba wykorzystywać charakterystyczne właściwości dwóch a niekiedy nawet trzech odmiennych materiałów wyjściowych.

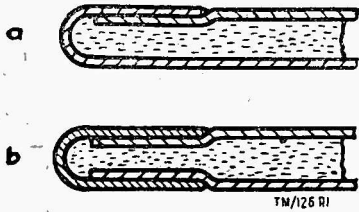
Azbest — ze względu na swą sprężystość i plastyczność, przy znacznej odporności na wpływ wysokich temperatur — jest podstawowym surowcem dla produkcji uszczelki pod głowicę cylindrowe, do niedawna niezastąpionym. Dopiero zastosowanie azbestu pozwoliło na skuteczne rozwiązanie problemu szczelności na styku głowicy i kadłuba silnika — umożliwiając wykonanie wartościowych uszczelki spełniających swe zadania niezależnie od chwilowych warunków pracy i stanu nagrzania silnika.

Azbest cechuje się jednak niską przewodnością cieplną, skłonnością do miejscowego rozmiękania przy długotrwałym omywaniu gorącą wodą lub olejem, tendencją do lokalnego żarzenia się i wypalania w miejscach bezpośredniego zetknięcia z płomieniem oraz niewielką sztywnością. Wymienione właściwości wykluczają ewentualność wykonywania uszczelki pod głowicę tylko z azbestu, bez użycia dodatkowych materiałów — z reguły metali lub ich stopów.

* * *

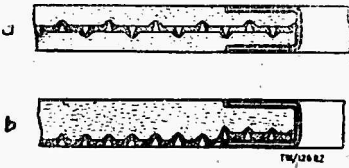
Omawiane dotychczas okoliczności wyjaśniają wielotorowość w poszukiwaniu najwłaściwszych rozwiązań konstrukcyjnych oraz zastanawiająca, na pierwszy rzut oka, różnorodność odmian uszczelki pod głowicę cylindrowe.

Pomimo ogromnej ilości gatunków i rodzajów, sporządzane z azbestu uszczelki pod głowice — zwane inaczej uszczelkami elastyczno-plastycznymi — podzielić można na kilka zasadniczych typów. Do najczęściej spotykanych należą uszczelki metalowo-azbestowe oraz azbestowo-stalowe. Odrębną grupę stanowią rzadziej stosowane uszczelki z plecionek metal-azbest (np. Reinz) i uszczelki z tworzyw sztucznych (np. Ge-wa), których głównym składnikiem jest azbest.



Rys. 1. Obramowanie krawędzi wykroju w uszczelce metalowo-azbestowej: a — przez zawinięcie i zawalcowanie jednej okładziny na drugą, b — przez nałożenie oddzielnego pierścienia obramowującego

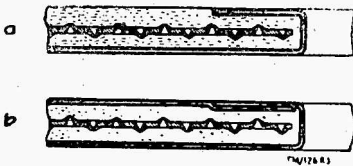
Uszczelka azbestowo-stalowa wykonywana jest przez nałożenie na perforowaną blachę stalową warstwy azbestu — zwykle obustronnie a niekiedy tylko jednostronnie. Ponieważ w uszczelkach stalowo-azbestowych warstwy azbestu nie są chronione metalową okładziną — azbest przed zawalcowaniem na blachę perforowaną zostaje poddany specjalnym zabiegom impregnacyjnym oraz grafitowaniu.



Rys. 2. Obramowanie krawędzi otworu w uszczelce azbestowo-stalowej: a — uszczelka azbestowo-stalowa zwykła, b — uszczelka azbestowo-stalowa jednostronnie okładana azbestem

stalową blachą perforowaną lub falistą. Omówione typy uszczelki pokazano w schematycznych przekrojach na rys. 1, 2 i 3.

Kształt uszczelki pod głowicę — wielkości, zarzysy i rozmieszczenie wykrojów odpowiadających układowi komór spalania poszczególnych cylindrów przelotem kanałów dla przepływu wody chłodzącej lub oleju, otworom gwintowanym dla śrub mocujących — zależy każdorazowo od rozwiązania konstrukcyjnego silnika.



Rys. 3. Obramowanie krawędzi otworu w uszczelce typu mieszanej: a — uszczelka azbestowo-stalowa z jednostronną okładziną, b — uszczelka metalowo-azbestowa wzmacniana blachą perforowaną lub falistą

i zawalcowywanie metalowego pierścienia obramowującego dany wykrój (uszczelki azbestowo-stalowe).

Doświadczenia eksploatacyjne wykazują wyższość metody zawijania jednej okładziny na drugą. Oddzielny pierścień zabezpieczający niezbyt skutecznie zapobiega możliwości bocznego wylotoczenia azbestu lub ewentualności przesuwania się okładzin w uszczelce metalowo-azbestowej. Okoliczność ta wymaga szczególnej uwagi producentów w odniesieniu do uszczelki azbestowo-stalowych — gdzie sposób zakładania pierścienia obramowującego wykrój decyduje o skuteczności i trwałości uszczelnienia danego otworu.

W miarę dociągania śrub mocujących głowicę uszczelka ulega stopniowemu, coraz silniejszemu zgniataniu. Złożone naprężenia wewnętrzne wywoływane z jednej strony przez nacisk powierzchni przylegania głowicy i kadłuba silnika, a z drugiej przez wrastające naprężenia ścisające w samej uszczelce — zmuszają tworzywo okładzin względnie zewnętrzne warstwy azbestu w uszczelce azbestowo-stalowej, do plastycznego odkształcenia się, pelznienia i lokalnych przesunięć w kierunku najmniejszych nacisków

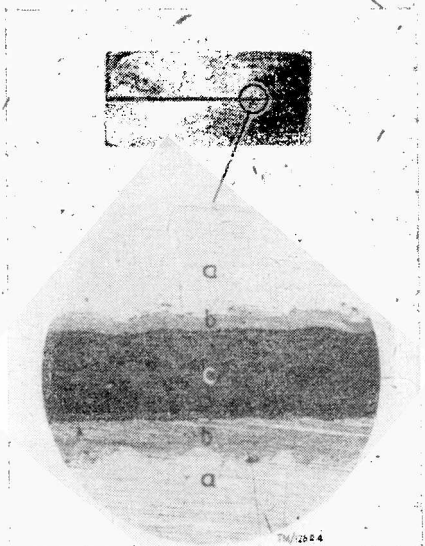
jednostkowych. Znaczniejsze wzniesienia i wypukłości na cisnących powierzchniach głowicy i kadłuba powodują również — w pewnej mierze — ustępowanie środkowych warstw uszczelki.

Omówiony przebieg zjawisk znajduje potwierdzenie w badaniach laboratoryjnych. Rys. 4 i 5 przedstawiają przekroje przez ścisnącą uszczelkę metalowo-azbestową. W obu przypadkach można bez trudu odróżnić odkształcenia okładzin i rdzenia uszczelki wywołane nierównościami i chropowatością powierzchni przylegania.

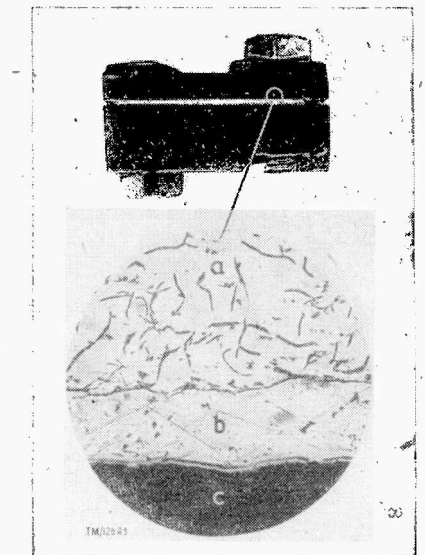
Niszczące oddziaływanie gorących gazów spalinowych i wysokich ciśnień zaznacza się szczególnie szkodliwie na krawędziach wykrojów w uszczelce. Tym samym trwałość uszczelki i skuteczność uszczelnienia zależy głównie od dokładności ułożenia się uszczelki w sąsiedztwie obrzeży otworów — lub inaczej od stopnia wypełnienia tworzywem okładziny względnie pierścienia obramowującego uszczelki wgłębienia i nierówności w uszczelnianych powierzchniach, bezpośrednio wzdłuż krawędzi wykrojów w uszczelce.

Stwierdzić można, że sposób zabezpieczenia obrzeży otworów w uszczelce wpływa decydująco na trwałość i skuteczność uszczelnienia pomiędzy głowicą a kadłubem silnika. Bez odpowiedniego obramowania krawędzi wykrojów — zarówno uszczelki azbestowo-stalowej jak metalowo-azbestowej — nie ma mowy o zachowaniu przez dłuższy czas wymaganej szczelności.

Podany wniosek łatwo uzasadnia poniższe rozważanie. W razie braku obramowań na obrzeżach, mimo że grubość uszczelki jest wszędzie ta sama — bardzo niekorzystnie rozkładają się naciski w sąsiedztwie niezabezpieczonych krawędzi, nawet przy prawidłowym dociągnięciu śrub mocujących głowicę. Już podczas wstępnego dociągnięcia śrub mocujących — w obszarze wszystkich obrzeży bez obramowań występuje wyraźnie wysoco niepożądane zjawisko wyciskania i ustępowania azbestu po linii najmniejszego oporu. Lokalne przesuwanie się i pelzanie tworzywa uszczelki, zwłaszcza azbestu, uniemożliwia dokładne zamknięcie nierówności i wgłębienia w powierzchniach styku. W danym przypadku —



Rys. 4. Uszczelka metalowo-azbestowa ścisnana pomiędzy dwoma, wstępnie obrabowanymi płytami stalowymi (w kole — powiększenie X 15): a — wstępnie obrabowana płyta stalowa, b — okładzina uszczelki, c — rdzeń azbestowy uszczelki



Rys. 5. Uszczelka metalowo-azbestowa po założeniu pod głowicę cylindrową i dociągnięciu śrub mocujących (w kole — powiększenie X 100): a — żeliwna głowica cylindrowa, b — okładzina uszczelki, c — rdzeń azbestowy uszczelki

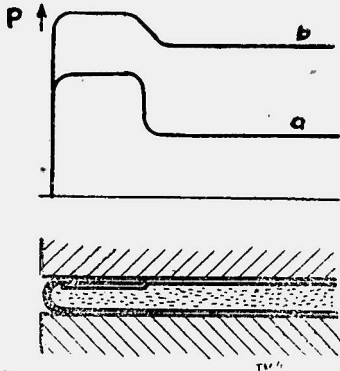
nawet bardzo silne dociągnięcie śrub mocujących głowicę, aż do częściowego zmiążdżenia uszczelki, w partiach środkowych pomiędzy wykrojami — niewiele zmienia sytuację. Niepożądany wpływ wysokich ciśnień i gorących gazów spalinowych sięga stosunkowo daleko wzdłuż powierzchni przylegania i zostaje skutecznie zatrzymany dopiero w pewnej odległości od obrzeży uszczelnianych otworów. W takich warunkach nawet uszczelka wykonana

z najlepszych materiałów — nie zapewni żądanej szczelności a równocześnie sama ulegnie przedwczesnemu zniszczeniu.

Uzupełniając powyższe stwierdzenie można, że podstawowym warunkiem trwałego zabezpieczenia wymaganej szczelności pomiędzy głowicą a kadłubem silnika jest odpowiednio silny i stały docisk obramowań wykrojów w uszczelce do uszczelnianych powierzchni. Okoliczność ta nabiera szczególnego znaczenia w przypadku uszczelki azbestowo-stalowych, gdzie cała odpowiedzialność za skuteczność uszczelnienia spoczywa na pierścieniach obramowujących obrzeża otworów w uszczelce.

Kształty geometryczne i wymiary liniowe każdej części metalowej związane są ściśle z chwilowym rozkładem temperatur. Kadłub silnika, głowica a zwłaszcza śruby mocujące ulegają uchwytym, aczkolwiek pozornie niedostrzegalnym zmianom i odkształceniom miejscowym w bryle — każdorazowo zależnie od stopnia nagrzania silnika. Do szczególnie niepożądanych okoliczności należy wydłużanie się śrub mocujących głowicę — zaznaczające się wyraźniej przy nadmiernym przegrzaniu silnika, na przykład skutkiem przycięcia. W przypadkach krańcowych, głównie przy niezbyt silnym dociągnięciu śrub mocujących „na zimno” — mogą w ogóle zanikać naciski na powierzchniach styku. W takiej sytuacji powstaje realna groźba utraty szczelności — wobec sprzyjających warunków dla pojawiania się szpar i szczelin pomiędzy powierzchniami przylegania uszczelki do kadłuba i głowicy silnika.

Przedstawione zagadnienie zasługuje na nieco bliższe omówienie. Ujmując ogólnie — przy dostatecznej sprężystości tworzywa uszczelki — nawet przy chwilowym przegrzaniu silnika obawa zaniku nacisków na powierzchniach styku jest raczej nieuzasadniona. Wstępne dociągnięcie śrub mocujących głowicę wywołuje w sprężystych warstwach azbestu dość znaczne naprężenie wewnętrzne, dążące do powiększenia objętości jednostkowych ściśkanego azbestu. Tym samym okładziny uszczelki metalowo-azbestowej lub zewnętrzne warstwy azbestu w przypadku uszczelki azbestowo-



Rys. 6. Schemat rozkładu nacisków na obrzeżu wykroju w uszczelce metalowo-azbestowej, w trakcie dociągania śrub mocujących głowicę. (P — wielkość nacisku), a — przy wstępnym dociągnięciu śrub mocujących, b — po ostatecznym dociągnięciu śrub mocujących

stalne są stale i bardzo silnie dociskane do uszczelnianych powierzchni. Wydłużanie się śrub mocujących wywołane przegrzaniem silnika pociąga za sobą zmniejszenie się nacisków wywieranych przez głowicę, powodując częściowe rozprężenie się ściśniętych warstw azbestu. Przy normalnej eksploatacji w miarę nagrzewania się silnika — maleją wprawdzie niekiedy nawet dość znacznie wstępne naprężenia sprężyste w uszczelce — jednak pozostałe jeszcze wewnętrzne naprężenia w ściśniętych warstwach azbestu wystarczają by wykluczyć ewentualność utraty szczelności.

O wartości uszczelki w różnych warunkach pracy silnika decyduje zdolność do zachowywania sprężystych naprężeń wewnętrznych — nawet przy wydatniejszym wydłużeniu się śrub mocujących głowicę — przede wszystkim w zgniecionych warstwach azbestu. Groźba wystąpienia nieszczelności pojawia się dopiero w przypadku zupełnego zaniku naprężeń sprężystych w ściśniętych warstwach azbestu. Dobrą uszczelkę pod głowicę charakteryzuje brak skłonności zanikania sprężystych naprężeń wstępnych w ściśniętych warstwach azbestu — nawet przy znacznym spadku nacisków wywieranych przez głowicę, w związku z wydłużeniem się śrub mocujących.

Powyższe rozważania podkreślają znaczenie okresowej kontroli dociągania śrub mocujących głowicę oraz konieczność natychmiastowego dokręcania zluźnionych śrub czy też nakrętek.

Omówione okoliczności uzasadniają potrzebę wywołania zwiększonych naprężeń sprężystych — przede wszystkim na obrzeżach otworów w uszczelce. Silniejszy docisk lokalny, uzyskiwany przez zawinięcie okładzin lub nałożenie pierścieni obramowujących przy zachowaniu niezmięionej grubości warstw azbestu, zabezpiecza wymaganą szczelność nawet przy wydatnym wydłużeniu się śrub mocujących głowicę względnie przy drobniejszych błędach montażu.

Podczas pierwszej fazy dociągania śrub mocujących głowicę, znaczniejsze naciski na uszczelkę występują najpierw na krawędziach każdego z otworów — wszędzie tam, gdzie jedna z okładzin została zawinięta na drugą, względnie gdzie nałożono od-

dzielne pierścienie obramowujące. Silne zgniecenie obrzeży wykrojów od razu umiejscawia samą uszczelkę — co zapobiega groźbie bocznych przesunięć przy ewentualnych błędach w kolejności dociągania śrub mocujących. W dalszych fazach dociągania śrub mocujących głowicę wzrost nacisków na całej powierzchni uszczelki jest mniej więcej równomierny. W dowolnym jednak momencie — obramowania otworów są silniej ściskane niż środkowe partie pomiędzy wykrojami. Rozkład lokalnych nacisków występujących na obrzeżach prawidłowo zabezpieczonych otworów obrazuje schematycznie rys. 6.

Zdolność do trwałego zachowywania sprężystych naprężeń wewnętrznych w uszczelce pod głowicę wiąże się z grubością warstw azbestu. Nawet przy użyciu najwyższych gatunków azbestu — zbyt cienka uszczelka pod głowicę będzie zawsze wykazywać stosunkowo znaczną wrażliwość na wydłużanie się śrub mocujących. Z drugiej strony za gruba uszczelka nie zabezpiecza na dłuższy czas istnienia trwałych i wystarczająco dużych wewnętrznych naprężeń sprężystych w ściśniętych warstwach azbestu. Częstość już przy wstępnym dociąganiu śrub mocujących głowicę zachodzi obawa zniszczenia zbyt grubych warstw azbestu przez zmiażdżenie.

Grubość większości uszczelki metalowo-azbestowych i azbestowo-stalowych waha się zazwyczaj w granicach od 1,5 do 2,0 mm. Uszczelki z plecionek metalowo-azbestowych oraz z tworzyw sztucznych o bazie azbestowej są z reguły znacznie cieńsze, a grubość ich mieści się przeważnie w zakresie 0,6 do 1,2 mm.

Uszczelka pod głowicę winna odznaczać się tym większą plastycznością tworzywa obramowań otworów i tym wyższą sprężystością warstw azbestu — im gorsza jest jakość wykończenia uszczelnianych powierzchni. Przy niezbyt dokładnej obróbce wólowej powierzchni styku głowicy i kadłuba silnika należy dobrać raczej grubsze uszczelki metalowo-azbestowe o bardzo miękkich okładzinach względnie uszczelki azbestowo-stalowe ze szczególnie plastycznymi obrzeżami wykrojów. Gdy uszczelka jest zbyt cienka — mimo prawidłowego dociągnięcia śrub mocujących głowicę — nie udaje się uzyskać wymaganego stopnia wypełnienia nierówności na uszczelnianych powierzchniach, zwłaszcza głębszych rys, śladów stępiętego narzędzia, wżerów itd.

Poza obramowania wykrojów — grubość rdzenia i okładzin uszczelki powinna być wszędzie jednakowa. Spełnienie tego warunku zapewnia podobieństwo miejscowych nacisków na całej powierzchni uszczelki, sprzyjające trwałemu zachowywaniu szczelności pomiędzy głowicą a kadłubem silnika. Nieznaczne, lokalne odchylenia co do grubości okładzin lub rdzenia uszczelki metalowo-azbestowej względnie grubości warstw azbestu uszczelki azbestowo-stalowej — nie odgrywają oczywiście większej roli. Wysoka podatność i elastyczność azbestu wyrównuje z nadstatkiem ewentualne ujemne skutki takich niedokładności wykonania.

Trwałość tworzywa nałożonego na krawędzie otworów decyduje o odporności uszczelki pod głowicę na korozję i erozję gorących gazów spalinowych. Względnie ten podkreśla konieczność obramowywania otworów w uszczelce pod głowicę materiałami najwyższej jakości.

Drogą odpowiedniego kształtowania obrzeży wykrojów można w pewnym stopniu zwiększyć wytrzymałość uszczelki na niszczące oddziaływanie wysokich ciśnień. Obramowanie otworu, w przekroju podobne do litery „U” wykazuje stosunkowo największą zaletę. Wśród najbardziej istotnych na wyróżnienie zasługują: duża sztywność, korzystny rozkład nacisków powierzchniowych wywieranych przez gazy spalinowe oraz łatwość wykonania prostymi metodami technologicznymi.

Ochronna funkcja metalowego obramowania krawędzi wykroju polega na zabezpieczaniu azbestu przed lokalnym rozżarzeniem się i spopieleniem — a w otworach dla przepływu wody chłodzącej lub oleju — przed miejscowym rozmiękaniem. Na rys. 7 pokazano przekrój przez poprawnie ukształtowane obrzeże wykroju w uszczelce metalowo-azbestowej, wykonane drogą zawinięcia i zawalcowania okładziny.

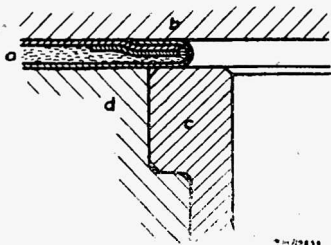


Rys. 7. Przekrój przez obrzeże wykroju w uszczelce metalowo-azbestowej, po dociągnięciu śrub mocujących głowicę. (Powiększenie $\times 20$) a — b — zawinięcie i zawalcowanie jednej okładziny na drugą

Z kolei wspomnieć trzeba o najważniejszych choćby problemach wiążących się z montażem głowicy cylindrowej na kadłubie silnika. Podkreślić należy, że nieprawidłowe dociągnięcie śrub mocujących częstokroć powoduje miejscowe deformacje i wypaczenia — nie tylko w samej głowicy, lecz nawet w górnych partiach kadłuba. Przestrzeganie zalecanej kolejności dokręcania odgrywa w danym przypadku równie istotną rolę jak stopień dociągnięcia poszczególnych nakrętek czy też śrub.

Przyczyny utraty szczelności pomiędzy głowicą a kadłubem kryją się najczęściej w błędach montażu głowicy. Niekiedy jednak niewłaściwe ułożenie się uszczelki — umożliwiające przedmuch gazów spalinowych albo wyciek wody chłodzącej — powodowane jest lokalnymi zwichrowaniami lub odkształceniami głowicy względnie rzadziej kadłuba silnika.

Miejscowe wypaczenie się głowicy — to częstokroć widoczny rezultat zaistnienia nadmiernych momentów zginających, przewyższających momenty oporu w niebezpiecznych przekrojach



Rys. 8. Prawidłowe umiejscowienie obrzeża wykroju w uszczelce metalowo-azbestowej, gdy uszczelka ustala równocześnie suchą tuleję cylindrową (silnik LEYLAND typ 0,600): a — uszczelka metalowo-azbestowa z wzmocnionym obrzeżem, b — głowica cylindrowa, c — sucha tuleja cylindrowa (wciskana), d — kadłub silnika

wym przeszywnieniem lub odwrotnie — zbyt małą sztywnością pewnych partii głowicy lub kadłuba silnika. Dotyczy to zwłaszcza obszarów skupiania się linii sił. Do typowych skutków wymienionych błędów w rozwiązaniach konstrukcyjnych szczegółów zaliczyć można zniekształcania się otworów cylindrowych i charakterystyczne zjawiska „działania stożka” w otworach gwintowanych. W omawianej sytuacji — nawet przy poprawnym montażu głowicy — prawie zawsze istnieje groźba występowania mniej lub bardziej szkodliwych zwichrowań czy deformacji, utrudniających utrzymanie żądanej szczelności.

Uszczelki metalowo-azbestowe względnie azbestowo-stalowe powodować mogą wymienione zmiany kształtów geometrycznych — tylko w szczególnych i raczej wyjątkowych okolicznościach. Natomiast niedostateczna przewodność cieplna uszczelki staje się — znacznie częściej niż wydawałoby się to na pierwszy rzut oka — przyczyną lokalnych deformacji będących skutkiem miejscowego przegrzewania się ścianek.

Wystarcza zluźnienie się lub zerwanie jakiejś środkowej śruby mocującej, by w głowicy — między dwiema sąsiednimi, prawidłowo dociągniętymi śrubami — od razu wystąpiło dodatkowe obciążenie nowym momentem zginającym, zupełnie nieprzewidywanym przez konstruktora. W takim przypadku istnieje duże prawdopodobieństwo pojawienia się lokalnych odkształceń, „rozrywających” utratą szczelności. Powyższe raz jeszcze podkreśla potrzebę częstej kontroli stanu i stopnia dociągnięcia śrub mocujących głowicę.

Wysoce niepożądane zwichrowania i deformacje powodowane są niekiedy miejscowym

Uszczelka pod głowicę nie może utrudniać swobody wymiany ciepła pomiędzy głowicą a kadłubem silnika. Wobec niskiej przewodności cieplnej azbestu — odpowiedzialność za łatwy i nieskrępowany odpływ ciepła z głowicy spada prawie całkowicie na metalowe obramowania otworów w uszczelce. Względem ten sugeruje i uzasadnia konieczność zawijania okładzin lub nakładania pierścieni zabezpieczających na obrzeża większości, a w miarę możliwości nawet wszystkich wykrojów w uszczelce pod głowicę.

Praktyka jednak dowodzi, że obramowywanie otworów dla śrub mocujących głowicę utrudnia w pewnych okolicznościach prawidłowe ukladanie się uszczelki. Ustępowanie tworzywa z równoczesnym zmniejszaniem się nacisków w sąsiedztwie wykrojów dla śrub mocujących staje się zazwyczaj wyraźnie sprzyjającym momentem dla skuteczności i trwałości uszczelnienia pomiędzy głowicą a kadłubem silnika. Tym samym o celowości obramowywania otworów dla śrub mocujących rozstrzygają każdorazowo konkretne względy konstrukcyjne w danym modelu silnika. Natomiast w odniesieniu do wszystkich pozostałych wykrojów w uszczelce, tak metalowo-azbestowej jak i azbestowo-stalowej — bezapelacyjnie obowiązuje wymóg zawijania okładzin względnie nakładania pierścieni obramowujących.

Na zakończenie kilka uwag co do sposobu montażu głowicy cylindrowej. Bezpośrednio przed zakładaniem należy raz jeszcze dokładnie oczyścić wszystkie powierzchnie przylegania, a następnie osuszyć je — w miarę możliwości sprężonym powietrzem. Praktykowane niekiedy pokrywanie uszczelnianych powierzchni smarem lub innymi środkami — z punktu widzenia skuteczności i trwałości uszczelnienia jest raczej niewskazane.

Odnosnie niektórych uszczelk pod głowicę, zwłaszcza azbestowo-stalowych, odgrywa rolę sposób nałożenia uszczelki na kadłub. W takich przypadkach producenci określają zazwyczaj odpowiednim napisem górną stronę uszczelki, czyli powierzchnię która ma się stykać z głowicą. Przy braku oznaczeń lub w razie wątpliwości wskazane jest zakładanie uszczelki azbestowo-stalowej w ten sposób — by gładka strona, lub ścianka chroniona jednostronną okładziną przylegała do kadłuba silnika. Uszczelki azbestowo-stalowe z pojedynczą warstwą azbestu należy zakładać tak, by powierzchnia azbestu stykała się z głowicą, a blacha perforowana przylegała do kadłuba silnika.

Podczas pierwszego etapu montażu głowicy nakłada się kolejno na kadłub silnika: najpierw uszczelkę, następnie głowicę oraz śruby mocujące względnie nakrętki na śruby dwustronne, wkręcając lekko te ostatnie — aż do oporu. Dopiero po tym można przystąpić do ich wstępnego dociągnięcia kluczem nasadowym.

Drugi etap montażu głowicy, a mianowicie właściwe dociągnięcie śrub czy też nakrętek mocujących należy przeprowadzać stosownie do zaleceń producenta silnika — posługując się oczywiście wyłącznie kluczami dynamometrycznymi. Bez względu na obowiązuje przestrzeganie zadanej kolejności dociągania. Wprowadzanie jakichkolwiek samowolnych zmian w stosunku do instrukcji wytwórcy graniczy z świadomym brakiem staranności i niedbałością.

Inż. LESŁAW OSTERLOFF

ZASTOSOWANIE TERMOBIMETALI W ELEKTROTECHNICE SAMOCHODOWEJ

Autor omawia zastosowanie termobimetalu w urządzeniach elektrycznej instalacji samochodowej; daje przegląd urządzeń opartych na działaniu mechanicznym i porównuje je z urządzeniami służącymi do tych samych celów, ale opartych na zastosowaniu termobimetalu. Autor opisuje różne rodzaje termobimetalu oraz podaje zasady działania elementów termobimetalowych w poszczególnych przypadkach ich zastosowania.

Rozwój techniki samochodowej znalazł wyraz m. innymi w automatyzacji pracy poszczególnych elementów, w eliminowaniu urządzeń czysto mechanicznych i coraz szerszym stosowaniu maszyn i aparatów elektrycznych. Pociągnęło to za sobą wzrost mocy elektrycznej instalowanej w samochodzie. Duży udział w wypieraniu dotychczasowych klasycznych mechanizmów ma jeden z prostszych elementów, stosowany również w elektrotechnice prądów silnych — termobimetal. Prostota jego działania, taniść wy-

konania i niezawodność w pracy, a przy tym mały pobór energii elektrycznej, stwarzają jego przewagę nad urządzeniami mechanicznymi, które pełniły dotychczas jego funkcje.

Termobimetal stanowi płytkę, złożoną z dwóch warstw metali lub stopów o rozmaitych współczynnikach rozszerzalności cieplnej, otrzymaną drogą spawania, zlutowania lub zalcowania obu warstw. Wskutek podwyższenia temperatury otoczenia termobimetalu, jedna warstwa ma tendencję do większego wydłu-

zania się niż druga, powodując wygięcie całości wypukłością w stronę warstwy tzw. aktywnej, tj. warstwy o większym współczynnikiem rozszerzalności liniowej (rys. 1).

Zgięcie paska termobimetalu, wyrażone jako odwrotność promienia zgięcia ($\frac{1}{\rho}$), jest wprost proporcjonalne do różnicy współczynników rozszerzalności cieplnej obu warstw ($\alpha_2 - \alpha_1$) do różnicy temperatur ($\Theta - \Theta_0$) i odwrotnie proporcjonalne — do grubości paska (δ). Zależność tę przedstawia wzór:

$$\frac{1}{\rho} = K \frac{(\alpha_2 - \alpha_1) \cdot (\Theta - \Theta_0)}{\delta}$$

Θ_0 — temperatura początkowa termobimetalu (przyjmuje się 20°C) — różnica $\alpha_2 - \alpha_1$ zwana jest czułością termobimetalu. Dla określonego materiału termobimetalu i warunków pracy, zgięcie jest odwrotnie proporcjonalne do grubości paska:

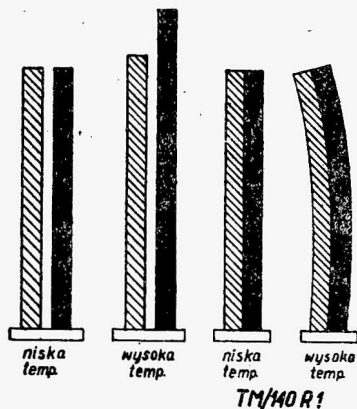
$$\frac{1}{\rho} = \frac{K}{\delta} (\text{mm}^{-1}), \text{ gdzie } K \text{ jest współczynnikiem}$$

zgięcia. Współczynnik K możemy określić znając zgięcie danego termobimetalu o grubości 1 mm.

Na rys. 2 pokazana jest zależność współczynnika K od temperatury. Poniższa tabela ilustruje tę zależność dla termobimetalu, składającego się z austenitowej stali manganowej (0,3% C, 18% Mn i 1% Cr), oraz ze stali ferrytowej (0,1% C, 2,5% Si, 6% Cr, 0,5% Mo).

Temperatura °C	Współczynnik zgięcia K	Oporność elektr. mm^2/m
20	0,0	0,60
100	0,00057	0,67
200	0,00185	0,78
300	0,00353	0,83
400	0,00550	0,90
500	0,00772	0,97
600	0,00992	1,04

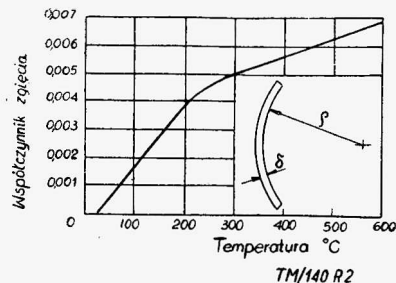
Materiały, użyte do sporządzenia termobimetali, muszą posiadać własność powtarzalności swej charakterystyki w zakresie stosowanych temperatur, jak przedstawiono np. na rys. 2. Termobimetale nie mogą więc wykazywać trwałych zmian, a temperatura, przy której następują zjawiska rekrytalizacji bądź zmian sprężystości, musi leżeć powyżej najwyższej temperatury przewidzianego zakresu użytkowania.



Rys. 1. Zasada działania termobimetalu

miedź, konstantan, czysty nikiel, austenitową stal manganową i in. Można przez to uzyskiwać różne promienie zgięcia (ρ) termobimetalu. Również mogą być stosowane liczne inne kojarzenia, jak stal austenitowa manganowa z ferrytową — szczególnie zaskiujące na uwagę dla krajów, które zmuszone są do oszczędzania niklu — żelazo z aluminium i in. To ostatnie połączenie wykazuje wystarczającą powtarzalność zgięcia dla zakresu temperatur pracy +160°C do -60°C tak, że w tych granicach temperatur może być stosowane jako zastępcze w miejsce drogich stopów niklowych.

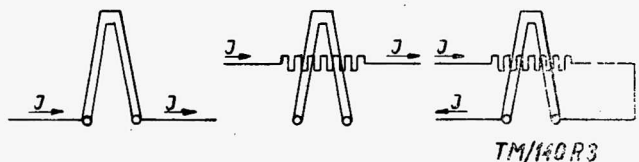
Pod względem sposobu nagrzewania, rozróżnia się mechanizmy z bezpośrednim, pośrednim i mieszanym nagrzewaniem termobimetalu. W pierwszym przypadku prąd I przepływa przez samą płytkę. Pośrednie nagrzewanie zachodzi przy pomocy elementu grzejnego, wykonanego w postaci drutu lub płytki o dużej oporności właściwej. Przy sposobie mieszanym termobimetal nagrzewa się bezpośrednio i od elementu grzejnego. Podane sposoby nagrzewania pokazane są na rys. 3.



Rys. 2. Zależność współczynnika zgięcia od temperatury

Czerpiąc przykłady z nowych konstrukcji urządzeń wyposażenia samochodu, stwierdzić można, że w następujących, dotychczas stosowanych urządzeniach, zostały wprowadzone termobimetale.

Zespół wskazujący ciśnienie oleju układu olejowego silnika, składający się z kontrolnego manometru typu membranowego lub



Rys. 3. Zasadnicze sposoby nagrzewania termobimetalu

z rurką Bourdone'a i przewodu olejowego, łączącego go z silnikiem. Manometr tego typu jest trudny do produkcji z uwagi na konieczność uwzględnienia w konstrukcji dokładnych wskazań na skali w zakresie niskich ciśnień (2 — 3 at), dla normalnych warunków pracy silnika, z równoczesnym wymaganiem dużej przeciążalności, ze względu na rozruch w zimie.

Zespół wskazujący temperaturę wody chłodzącej silnika (lub temperaturę oleju), składający się ze wskaźnika, będącego manometrem z rurką Bourdone'a wyskalowanym w °C, z czujnika w formie zbiorniczka (umieszczanego w ośrodku kontrolowanym) wypełnionego eterem, oraz z rurki o przekroju otworu ok. 1 mm², łączącej czujnik ze wskaźnikiem. Całość stanowi zespół produkcyjnie trudny, a każde uszkodzenie w eksploatacji powoduje jego unieruchomienie bez możliwości naprawy.

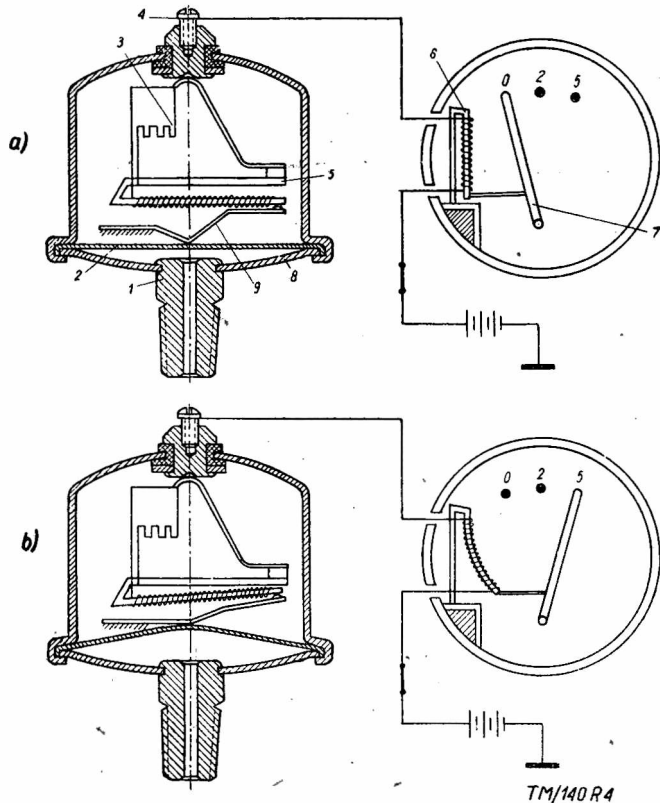
Zespół sygnalizujący zamierzony kierunek jazdy samochodu (kierunkowskaz), składający się z właściwego kierunkowskazu ramieniowego, przelącznika, lampki kontrolnej sygnalizującej kierowcy o właściwym działaniu kierunkowskazu i trzech przewodów (jako jeden z przewodów wykorzystana „masa” pojazdu), łączących ze sobą te elementy. Całość stanowi więc duży zespół z mechanizmem elektromagnetycznym, uruchamiającym ramię (strzałkę) oraz zawodnie działającym mechanizmem dźwigniowo-zapadkowym.

Bezpieczniki topikowe, stosowane dotąd dla zabezpieczania poszczególnych obwodów instalacji elektrycznej przed zwarciami i przeciążeniami, oparte na cieplnej zasadzie działania, stanowią element jednorazowego użycia, a w przypadku przepalenia się ich w obwodzie np. reflektorów samochodowych, stawiają kierowcę w niebezpiecznej sytuacji jazdy bez świateł.

Urządzenia z zastosowaniem termobimetali, zastępujące wymienione wyżej urządzenia starego typu, upraszczają ich budowę i poprawiają pracę.

Zespół wskazujący ciśnienie oleju, składający się z czujnika ciśnienia oleju i wskaźnika, pokazany jest na rys. 4. Oba elementy połączone są przewodem elektrycznym w szereg i włączone do obwodu akumulatora przez wyłącznik zapłonu. Czujnik zbudowany jest w kształcie szczelnego pudełka cylindrycznego z zakoń-

czaniem gwintowym (1), wkręcanym do obiegu oleju silnika. Olej dostaje się do przestrzeni utworzonej przez dno (8) i membranę (2) czujnika. W środku membrany zamocowana jest zgięta płytką sprężynująca (9), której jeden koniec przytwierdzony jest nieruchomo do obudowy, drugi zaś swobodny, wyposażony jest w styk ze stopu srebrno-kadmowego. Podobny styk posiada jed-



Rys. 4. Zespół wskaźujący ciśnienie oleju

no z ramion termobimetalu (5) — drugie ramię zamocowane jest do nieruchomej części obudowy. Na przedstawionym rysunku warstwa aktywna termobimetalu mieści się od dołu. Uzwojenie nagrzewające wykonane jest z cienkiego drutu o dużym oporze, w podwójnej izolacji jedwabnej. Koniec uzwojenia połączony jest przez wkręt (4) przewodem elektrycznym z końcem uzwojenia termobimetalu wskaźnika. Drugi zaś koniec przylutowany jest do termobimetalu. Poza tym termobimetal (5) połączony jest równolegle z wkrętem (4) przez opór dodatkowy (3).

Rys. 4a odpowiada stanowi, kiedy przyrząd znajduje się pod napięciem (wyłącznik zapłonu załączony), ale ciśnienia na membranę od strony obiegu oleju i z zewnątrz są sobie równe. Czujnik jest tak regulowany, aby w tym przypadku płytką sprężynującą (9) i termobimetal były w lekkim styku.

Termobimetal (6) wskaźnika ciśnienia oleju zbudowany jest w kształcie C-ówki o wydłużonych ramionach, z których jedno zamocowane jest na stałe od obudowy wskaźnika, drugie zaś, połączone zawiasowo ze wskazówką (7), posiada uzwojenie z cienkiego drutu o dużym oporze, w izolacji odpornej na ciepło. Oba końce uzwojeń wyprowadzone są na zewnątrz. Przepływający prąd przez uzwojenia termobimetali (6 i 5) nagrzewając je, powoduje ich wygięcie i przesunięcie wskazówki (7) we wskaźniku. W czujniku następuje wówczas rozwarzenie styków i przerwa w przepływie prądu. Przy małej sile nacisku styków rozwarzenie następuje bezpośrednio po włączeniu prądu, ponieważ niewielki przyrost temperatury termobimetalu wystarcza dla rozwarzenia styków. Po pewnym okresie czasu, gdy termobimetal (5) i jego uzwojenie ostygną, styki zewrą się, po czym cykl ten będzie się powtarzał. Przy braku różnicy ciśnień na membranie, cykl powtarza się z częstotliwością 5 do 20 razy na minutę. Oscylogram tego procesu pokazany jest na rys. 5a. Przy wzroście ciśnienia na

membranę liczba pulsacji na minutę również wzrośnie; na rys. 5b pokazany jest oscylogram, odpowiadający ciśnieniu 2 kG/cm², przy którym liczba pulsacji wynosi około 70 na min. Znajac amplitudę I_{max} tak pulsującego prądu oraz czasu trwania zwarcia i rozwarcia T_z i T_r styków, łatwo można wyliczyć natężenie prądu stałego I , którego działanie cieplne byłoby równoważne prądowi pulsującemu. Ponieważ w jednostkę czasu oba prądy wydzielałyby te same ilości ciepła, więc:

$$Q = k \cdot I_{max}^2 \cdot R \cdot T_z = k \cdot I^2 \cdot R \cdot (T_z + T_r)$$

gdzie: R — opór obwodu

k — stały współczynnik

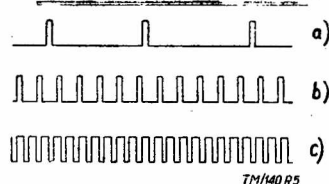
A więc:

$$I_{max}^2 \cdot T_z = I^2 \cdot (T_z + T_r)$$

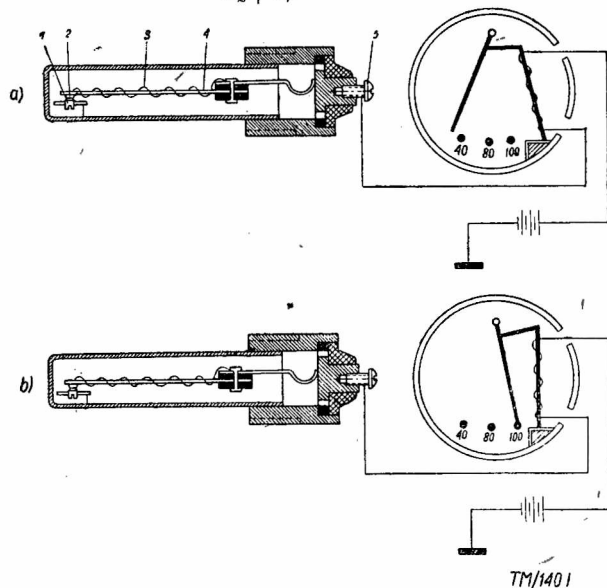
skąd:

$$I = I_{max} \sqrt{\frac{T_z}{T_z + T_r}}$$

Wartość prądu I określa nagrzanie, a więc i deformację termobimetalu (6) wskaźnika. Dla małego ciśnienia pod membraną czas trwania zwarcia styków T_z jest nieduży i termobimetal, (6) w tym przypadku, ulega tylko nieznacznej deformacji. Wskazówka wychyli się niewiele w prawo od położenia wyjściowego, jakie zajmowała przed włączeniem prądu. To jej początkowe położenie leży 1—1,5 mm w lewo od punktu zerowego skali. Jeśli brak jest ciśnienia pod membraną, to przy załączeniu prądu, wskazówka staje właśnie dokładnie na podziałce zerowej. Na rys. 4b pokazano położenie głównych części urządzenia przy maksymalnym dopuszczalnym dla skali ciśnieniu. Środek membrany w tym przypadku podnosi się; siła nacisku styków znacznie wzrasta. Wzrosnąć więc musi i temperatura, przy której termobimetal (5) może rozwarzyć styki. Oscylogram na rys. 5c wskazuje, że w tym przypadku liczba pulsacji prądu w jednostce czasu wzrasta do 120 — 130 na minutę (ciśnienie 5 kG/cm²), stosunek $\frac{T_z}{T_z + T_r}$ wzrasta wielokrotnie. Ramię ro-



Rys. 5. Oscylogram prądu przepływającego przez uzwojenia wskaźnika ciśnienia oleju



Rys. 6. Zespół wskaźujący temperaturę wody

bocze termobimetalu wskaźnika otrzymuje wiele ciepła; deformuje się znacznie i odchyła wskazówkę w prawą część skali. Widać z tego, że określone ciśnienie pod membraną odpowiada określonej krańcowej temperaturze nagrzewania termobimetalu czujnika, przy której następuje rozwarzenie styków.

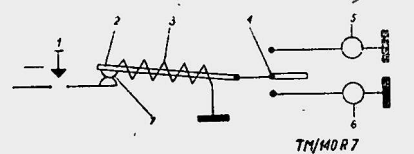
Zespół wskazujący temperaturę wody, składający się z czujnika temperatury i wskaźnika, połączonych ze sobą przewodem elektrycznym, pokazany jest na rys. 6. Wskaźnik zbudowany jest podobnie do wskaźnika ciśnienia oleju. Różnica polega na odmiennym wykonaniu skali. Czujnik stanowi zamkniętą z obu końców rurkę metalową, z gwintem dla wkręcenia w korpus przestrzeni z osrodkiem, którego temperaturę mierzy się. Wewnątrz rurki umieszczony jest termobimetal (4) z uzwojeniem (3) z drutu o wysokim oporze w podwójnej izolacji jedwabnej. Jeden koniec uzwojenia przylutowany jest do termobimetalu, drugi — doprowadzony jest do wkręta zaciskowego (5). Obwód elektryczny zamyka się przez styki srebrowo-kadmowe, z których jeden osadzony jest na końcu termobimetalu, a drugi — na wkręcie regulacyjnym (1), przez masę przyrządu i masę samochodu.

Dopóki obwód wskaźnika nie znajduje się pod prądem, styk termobimetalu (4) dociśnięty jest do styku wkręta (1). Aktywna warstwa termobimetalu umieszczona jest tak, że przy nagrzewaniu pod wpływem przepływającego prądu, swobodny koniec zostaje uniesiony i następuje rozwarcie styków. Termobimetal zostaje ochłodzony i wskutek działania siły sprężystości następuje zamknięcie styków. Rozpoczyna się pulsacja prądu o częstotliwości 120 do 130 na minutę, podobnie jak we wskaźniku ciśnienia oleju przy wskazaniu maksymalnego ciśnienia na skali. Stosunek czasu zwarcia styków do rozwarcia, w tym przypadku, jest duży. Prąd I jest odpowiednio duży, jak to widać ze wzoru:

$$I = I_{\max} \sqrt{\frac{T_z}{T_z + T_r}}$$

W związku z tym termobimetal wskaźnika otrzymuje duże ilości ciepła, deformuje się i nachyla wskazówkę ze skrajnego prawego położenia skali, w którym znajdowała się przed włączeniem prądu, w skrajne położenie lewe, tzn. w obszar wskaźnika niskich temperatur (rys. 6a). W miarę wzrostu temperatury osrodka otaczającego czujnik, siła nacisku styków maleje. Teraz wystarcza krótki przepływ prądu w uzwojeniu termobimetalu, aby styki się rozwarły. Ponowne zwarcie się styków nastąpi po pewnym czasie. Prąd będzie pulsował z mniejszą częstotliwością, stosunek zaś czasu zwarcia styków do rozwarcia będzie mniejszy i prąd I będzie miał mniejsze natężenie. W wyniku tego temperatura termobimetalu wskaźnika zmniejsza się i wskazówka przesuwa się w prawą część skali tj. w obszar wyższych temperatur, jak na rys. 6b. Liczba pulsacji prądu, gdy czujnik jest nagrzany do +100°C, dochodzi od 5 do 20 na minutę.

Lampa-migacz w roli kierunkowskazu stosunkowo niedawno zyskała sobie prawa obywatelstwa. Jej idea oparta jest na użyciu termobimetalu. Najprostszy schemat połączeń przedstawiony jest na rys. 7. Uzwojenie grzejne (3) termobimetalu (2) załączone jest do źródła prądu przez wyłącznik zapłonu (1) i od tego momentu termobimetal jest już czynny; rozwariera i zwierza styki (7). Po włączeniu przełącznika kierunkowskazu (4) obwodu



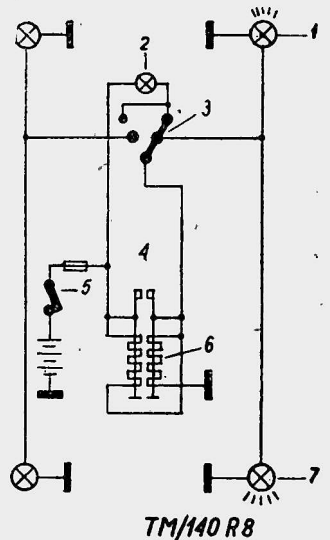
Rys. 7. Schemat połączeń termobimetalu z lampą — migaczem

jednej z lamp (5 lub 6), lampa ta odpowiednio do położenia styków (7) będzie zapalać się i gasnąć, sygnalizując w ten sposób kierunek zamierzonej jazdy. Inny schemat użycia termobimetali do lamp-migaczy, stosowany przez firmę Bosch, przedstawiony jest na rys. 8. W położeniu nieczynnym, tzn. przy rozłączonym wyłączniku zapłonu (5) oba termobimetale są zimne i styki ich (4) są zwarte. Po załączeniu zapłonu, następuje przepływ prądu do masy przez zwarte styki (4) i przez opór grzejny prawego termobimetalu (6). Pod wpływem zmiany temperatury, spowodowanej przepływem prądu przez opór grzejny, termobimetal ulega wygięciu, powodując rozwarcie styków. Wówczas popłynie prąd również przez uzwojenie grzejne lewe. Będzie to jed-

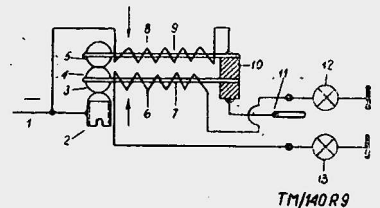
nak prąd o mniejszym natężeniu, gdyż oba opory zostają połączone w szereg. Wystarczy, aby lewy termobimetal został nagrany i odchylił się (w tym samym kierunku co prawy). Prawy natomiast nieco oziębiony wskutek zmniejszonego natężenia prądu, wraca do położenia wyjściowego. W ten sposób styki zostają znowu zwarte, cykl rozpoczyna się od początku i urządzenie jest gotowe do sterowania dopływem prądu do lampy. Jeżeli teraz przełącznik kierunkowskazu (3) zostanie ustawiony na przewidziany kierunek jazdy, np. na prawo (jak na rys.), to w momencie, gdy styki są zwarte, popłynie prąd do żarówek lamp prawych: przedniej (1) i tylnej (7), powodując ich zaświecenie. Gdy styki się otworzą, lampy gasną, zapala się natomiast lampka kontrolna (2).

Niedogodnością obu tych układów jest to, że konieczne jest pozostawienie ich pod napięciem i stała praca termobimetali od momentu załączenia zapłonu, oraz wytwarzanie wskutek pracy styków stałych, trudniousuwalnych zakłóceń w układzie radiowym.

Niedogodności te zostały usunięte w układzie przedstawionym na rys. 9. Termobimetale (7 i 9) pod wpływem ciepła wyginają się w kierunkach przeciwnych (oznaczonych strzałkami na rys.). W stanie spoczynku styki 5 i 4 oraz 3 i 2) pozostają zwarte. W chwili załączenia przełącznikiem (11) obwodu lamp (12), prąd popłynie przez styki 2, 3 przez bimetal 7, przełącznik 11 do lampy 12, która zapala się. Jednocześnie przepływa prąd przez opór grzejny 6 i przez masę lampy 13, która jednak nie zapali się, wskutek znacznie zwiększonego oporu obwodu. Termobimetal 7 ogrzany prądem przepływającym przez opór 6 deformuje się, odpychając bimetal 9 do góry i rozwierając styki 2 — 3. W tym momencie prąd przestaje płynąć przez żarówkę lampy 12, która gaśnie. Opór 6 nie jest więcej zasilany i termobimetal 7 przestaje się grzać, lecz teraz prąd płynie przez opór 8 i przez masę lampy 12. Lampa jednak nie zapali się, ponieważ ma ona znacznie mniejszy opór niż 8. Termobimetal 9 nagrzewając się naciska na styk 4 i sprawdza układ do stanu wyjściowego. Układ, ten, wskutek podwójnego oddziaływania na pracę termobimetali, (po przerwaniu kontaktu styków 2 i 3, termobimetal 7 wraca do pozycji wyjściowej wskutek przerwy w przepływie prądu w oporze grzejnym 6 i wskutek nacisku styku 5), charakteryzuje się natychmiastowym funkcjonowaniem po włączeniu przełącznika 11. Nie jest więc wymagana stała praca termobimetali, gdy kierunkowskazy nie są używane, a ponadto wyeliminowane są tu całkowicie źródła zakłóceń radiowych, gdyż nie występują przerwy w przepływie prądu podczas pracy termobimetali.



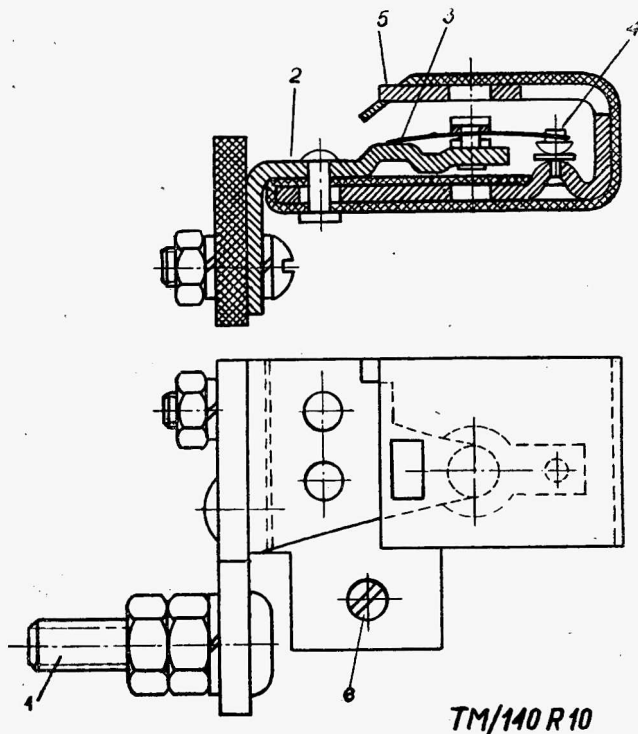
Rys. 8. Układ kierunkowskazu Bosch



Rys. 9. Układ kierunkowskazu z dwoma termobimetalami

Termobimetale stosowane jako bezpieczniki w obwodach odbiorników elektrycznych są włączane szeregowo. Powodują one przerwę obwodu w momentach, gdy natężenie prądu przekroczy ustaloną wartość. Takie jest ich przeznaczenie w wycieraczce i w przełączniku głównym świateł np. w samochodzie „Warszawa” i innych. Zasadniczą częścią takiego bezpiecznika jest termobi-

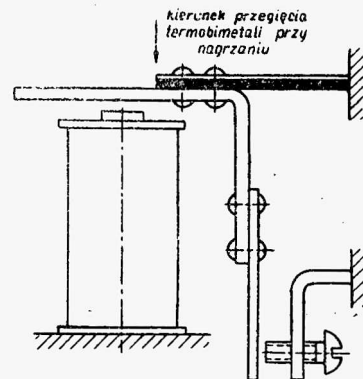
metalowa płytka (3) przypawana jednym końcem do zwory (2) i wyposażona na drugim końcu w styk (4), jak to obrazuje rys. 10. Styk pozostaje w kontakcie ze stykiem umieszczonym na



Rys. 10. Bezpiecznik termobimetalny. zny

wzorce (5). Prąd, doprowadzony do wkręta zaciskowego (1), przepływa przez zworę (2), termobimetal (3), styki (4) i zworę (5) do wkręta (6). Aktywna warstwa termobimetali rozłożona jest tak, aby wskutek deformacji przy nagrzaniu spowodowane zostało rozwarcie styków (4). Takie nagrzanie występuje wówczas, gdy natężenie prądu przepływającego przez termobimetal, przekroczy ustaloną dla danego bezpiecznika granicę. Aby rozwieranie styków odbywało się nagle, „skokiem“ i nie powodowało powstania łuku elektrycznego, termobimetal jest wykonany z nieznaczną wypukłością w stronę warstwy nieaktywnej. Po rozwarciu styków, termobimetal ochładza się i, po pewnym czasie, zciera powtórnie styki. Jeżeli przyczyna wzrostu natężenia prądu nie ustala, cykl rozwierania i zwierania będzie się powtarzał.

Proste wykorzystanie bimetalicznego elementu spotyka się w urządzeniach kompensacyjnych, przeznaczonych dla usunięcia wpływu temperatur otaczającego ośrodka, na pracę różnych aparatów. Na rys. 11 pokazano zastosowanie termobimetalowego mechanizmu w samochodowym regulatorze napięcia. Opór uzwojenia elektromagnesu zależy od temperatury otoczenia i wzrasta przy jej wzroście. Przy pracy regulatora powinna być zachowana równowaga między siłą przeciwdziałającą sprężyny i siłą przyciągania elektromagnesu przy pewnej



TM/140 R 11

Rys. 11. Kompensacja wpływu temperatury na działanie regulatora prądnic

szczelinie powietrznej. Przy wzroście oporu cewki elektromagnesu, na skutek wzrostu temperatury otoczenia, spadek napięcia na cewce — przy zachowaniu siły przyciągania, a pośrednio i prądu w cewce — będzie większy od poprzedniej wartości. Aby więc zabezpieczyć prądnicę przed wzrostem napięcia, które reguluje się odpowiednio do napięcia cewki, konieczne jest utrzymanie równowagi ruchomego układu regulatora przy prądzie w cewce mniejszym od znamionowego. Termobimetal właśnie, tworząc przy nagrzaniu siłę, skierowaną zgodnie z siłą pochodzącą od elektromagnesu, pozwala na utrzymanie równowagi układu ruchomego przy zmniejszonej sile przyciągania elektromagnesu, a zatem przy mniejszym prądzie płynącym w cewce. Przez odpowiedni dobór termobimetali osiąga się niezależność napięcia prądnicę od temperatury otoczenia.

Z przytoczonych przykładów widać, jak szeroki jest zakres zastosowań termobimetali w elektrotechnice samochodowej. Element ten pozwala na uproszczenie wielu mechanizmów i na wykorzystanie go w niektórych przypadkach jako dodatkowego zabezpieczenia i dla korekcji.

LITERATURA

- W. A. Popow — Awto traktor nyje pribory, 1950.
M. A. Babikow — Elektriceskije apparaty, 1951.
R. Bosch — Blinklicht-Anlage

WALNY ZJAZD SIMP

Dnia 29.VI.53 odbył się w auli Technika w Warszawie Walny Zjazd naszego Stowarzyszenia.

Zjazd powitał w imieniu ustępującego Zarządu kol. H. Chmielewski, obradom przewodniczył kol. St. Grzymałowski.

Podstawowy referat o aktualnych zagadnieniach MPM i konieczność ściślej współpracy Stowarzyszenia z Ministerstwem wygłosił dyr. generalny MPM kol. Z. Keh. Referat programowy prac Stowarzyszenia na rok przysły wygłosił kol. Kopiński (PKPG), sprawozdanie z działalności SIMP za rok ubiegły złożył kol. E. Małkiewicz, zaś kol. H. Kuroń opracował uwagi Komisji Rewizyjnej.

Ze sprawozdania wynika, iż SIMP stał się obecnie największym stowarzyszeniem zrzeszonym w NOT, liczy bowiem przeszło 15000 członków (tzn. dwa razy tyle aniżeli w roku ubiegłym), skupionych w 29 kołach zakładowych.

Działalność Komisji przedstawia się w skrócie następująco:

1) Komisja Postępu Technicznego — uczestniczyła w pracach MPMasz. na odcinku organizowania brygad robotniczo-inżynierskich, zrzeszenia idei postępu technicznego w zakładach pracy, propagowania metody Kolesowa, poza tym zorganizowała wspólnie z MPMasz. konferencję w sprawie elektrycznych metod obróbki metali, w Stalinogrodzie naradę na temat obniżenia kosztów produkcji, w Łodzi ogólnokrajową naradę konstruktorów, w Krakowie konferencję w sprawie centralnych ostrzarni narzędzi, posiedzenie naukowo-inżynierskie o osiągnięciach radzieckich w dziedzinie płytek ceramicznych do skrawania i konferencję w sprawie gospodarki narzędziowej.

2) Komisja Szkoleniowa — zorganizowała 54 kursy z dziedziny kontroli technicznej, gospodarki narzędziowej obróbki skrawaniem, planowania i organizacji produkcji, pomiarów warsztatowych, pomiarów temperatur, obróbki cieplnej, konstrukcji spawanych oraz kursy przygotowawcze do WSI i na stopień inżyniera. Wielką i nader ważną rolę w akcji prowadzenia kursów spełnia ośrodek szkoleniowy SIMP

mieszczący się w Warszawie przy ul. Mickiewicza, będący chlubą działalnością naszego Stowarzyszenia.

3) Komisja Odczytowa — zorganizowała 764 odczyty w fabrykach i ośrodkach stowarzyszeniowych. Tematyka odczytów związana była ściśle z zagadnieniami produkcji.

4) Komisja Usprawnień Zawodowych — rozpatrzyła i zaopiniowała 241 wniosków kandydatów na stopień inżyniera z tytułu ustawy z dnia 28 stycznia 1948 r., ponadto opracowała nomenklaturę tytułów inżynierskich wąskich specjalności mechanicznych oraz przygotowała uwagi w sprawie nowelizacji ustawy o stopniu inżyniera.

5) Komisja Wydawnicza — sprawowała opiekę nad czasopismami technicznymi Stowarzyszenia, a więc Mechanikiem, Przeglądem Mechanicznym, Przeglądem Spawalnictwa, Technika Motoryzacyjną oraz Technika Lotniczą, poza tym opracowała plany wydawnicze książek technicznych PWT oraz prowadziła akcję wydawania skryptów dla kursów i narad urządzanych przez SIMP.

Po referacie o planie pracy Stowarzyszenia na rok przysły i ożywionej dyskusji na wniosek Komisji Rewizyjnej udzielono absolutorium ustępującemu zarządowi i wybrano nowe władze w składzie: Zarząd Główny:

Przewodniczący: Z. Keh, zastępcy: M. Krański, J. Legat, E. Małkiewicz, S. Wojciechowski, członkowie: J. Biedrzycki, W. Biernawski, J. Dobraczyński, J. Frankowski, J. Gapiński, F. Gabrylewicz, Z. Kamiński, S. Kąkolewski, A. Latour, K. Łukaszewski, W. Natanson, M. Patyrowski, W. Pustelnik, H. Poreyko, K. Roerich, E. Sadowski, H. Wachenhauser, W. Zawadka.

Komisja Rewizyjna: przewodniczący: W. Brodowicz, członkowie: C. Chodkowski, S. Grzymałowski, C. Taracho, J. Prusak.

Sąd koleżeński: przewodniczący: H. Chmielewski, członkowie: Z. Dobrowolski, T. Dobrzański, W. Gwiazdowski, T. Jakubowski, L. Uzarowicz, M. Wakalski.

Inż. MAREK STATTER

CHŁODNICE SAMOCHODOWE

Problem obliczania i konstrukcji chłodziń samochodowych na ogół jest mało znany. W artykule autor podaje w skrócie możliwości traktujące całość obliczenia i konstrukcji chłodziń.

Energia chemiczna, zawarta w paliwie doprowadzonym do silnika na skutek spalania zamienia się w energię cieplną.

Zadaniem chłodziń w systemach cieczowego chłodzenia jest przekazanie pewnej części tej energii cieplnej do otoczenia silnika.

Ogólnie

$$Q_d = Q_e + Q_t + Q_{wk} + Q_g \quad (1)$$

Q_d — energia cieplna dostarczona w paliwie

Q_e — energia cieplna przekształcona w moc użyteczną

Q_t — energia cieplna zużywana na pokonanie oporów tarcia

Q_{wk} — energia cieplna usuwana czynnikiem chłodzącym z komory spalania

Q_g — energia cieplna unoszona w gazach spalinowych.

Ciepło powstałe na skutek tarcia jest odprowadzane smarem i cieczą chłodzącą; wobec tego

$$Q_t = Q_s + Q_{tw}$$

Q_s — energia cieplna odprowadzana smarem

Q_{tw} — energia cieplna odprowadzana chłodzącym czynnikiem.

Ilość odprowadzonej energii cieplnej do układu chłodzenia wynosi

$$Q_w = Q_{tw} + Q_{wk} \quad (2)$$

Obliczenie w powyższy sposób odprowadzonej energii cieplnej jest trudne i dlatego ilość tej energii oblicza się w zależności od maksymalnej mocy użytecznej

$$Q_w = 632 \cdot \alpha \cdot N_e \text{ kcal/h} \quad (3)$$

$\alpha = 0,5 - 0,6$ — dla silników wtryskowych wysokoprężnych

$\alpha = 0,6 - 1,0$ — dla silników średnioprężnych i gaźnikowych (niższa wartość dla stosunku sprężania rzędu 8, wyższa — rzędu 5)

Tę ilość ciepła należy odprowadzić do otoczenia przy stałym zakresie temperatury czynnika chłodzącego, ale przy wahającej się temperaturze otoczenia. Jednakże od układu chłodzenia, a chłodziń w szczególności — żąda się skutecznego chłodzenia i utrzymania optymalnej temperatury niezależnie od temperatury i warunków otoczenia.

Optymalną temperaturą cieczy chłodzącej nazywamy temperaturę, przy której w warunkach prób laboratoryjnych osiągamy z silnika maksymalną moc użyteczną.

Zakres optymalnej temperatury waha się w granicach 70 — 85°C, a czasem do 90°C.

Praca silnika w temperaturach niższych od optymalnej jest nieekonomiczna, zachodzi bowiem niebezpieczeństwo skraplania się mieszanki, wzrastają opory w silniku i zwiększa się jednostkowe zużycie paliwa. Dopuszczalna najniższa temperatura ze względu na korozję wynosi około 63°C. Podniesienie temperatury czynnika chłodzącego w silniku z 35° na 75°C daje podniesienie ekono-

miczności o 8 — 12%. Silnik pracując w zakresie optymalnej temperatury pozwala na wydobycie maksymalnej mocy, gdyż zachodzi wówczas spadek ciśnienia tarcia, polepszają się warunki spalania, następuje lepsze odparowanie paliwa. Zmniejsza się również jednostkowe zużycie paliwa. Ale sąd, jakoby silnik powinien pracować tylko w zakresie temperatury optymalnej jest błędny, bowiem bardziej ekonomiczną pracę silnika obserwujemy w czasie jego pracy między temperaturą optymalną, a maksymalną, ze względu na kawitację czynnika chłodzącego. Kawitacja jest to gwałtowne parowanie cieczy w całej swej objętości. Kawitacja jest niebezpieczna ze względu na silny spadek wydajności pompy i tworzenie się korków parowych w kadłubie silnika. Dobór zakresu temperatury pracy zależy od zainstalowanego układu chłodzenia.

Istnieją następujące układy chłodzenia:

- układ otwarty, tj. posiadający stały kontakt z otaczającą atmosferą
- układ zamknięty, tj. izolowany od otoczenia, ciśnienie panujące w takim układzie nie zależy od ciśnienia atmosferycznego.

Układ otwarty pozwala na stateczną pracę w temperaturach niższych od 95°C. Powyżej tej temperatury w obwodzie ssącym układu chłodzenia zachodzi zjawisko kawitacji. Ze względu na prostotę konstrukcji układ otwarty stosowany jest w większości samochodów.

Układ zamknięty pozwala na pracę w temperaturze do 120° a nawet do 140°C z wodą, jako czynnikiem chłodzącym, bez obawy wrzenia. Układy zamknięte stosuje się w samochodach wyczynowych, niektórych wojskowych, czołgach i lotnictwie. W układzie zamkniętym nie zachodzi wyparowanie czynnika chłodzącego i dlatego zużycie wody jest 2 — 6-krotnie mniejsze, niż w układzie otwartym. Układ zamknięty pozwala również na pracę ze specjalnymi cieczami, jako czynnikiem chłodzącym.

Aby nie narażać chłodziń na ciśnienia i w ten sposób uprościć ich konstrukcje w samochodach pompa z reguły ssie ciecz z chłodziń.

Wobec stosowania w samochodach otwartych układów chłodzenia, które z natury rzeczy muszą pracować w temperaturach niższych od 95°C i ciśnieniu w przewodzie ssania nie przekraczającym atmosferycznego, chłodzińce są elementem dużym powierzchniowo i objętościowo. Chłodzińce w silnikach z chłodzeniem termosyfonowym są jeszcze większe, dlatego też w większości samochodów zastosowano przymusowy obiót czynnika chłodzącego.

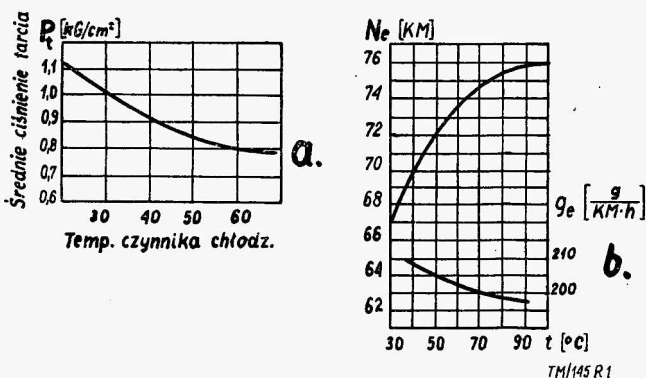
Dobrej chłodzińce stawia się następujące wymagania:

- zapewnienia odprowadzenia ciepła we wszystkich warunkach pracy, tzn. przy dowolnym obciążeniu i dowolnych warunkach atmosferycznych
- minimalnego ciężaru
- optymalnego oporu aerodynamicznego
- małego oporu hydraulicznego
- wystarczającej sztywności i wytrzymałości
- konstrukcji łatwej do obsługi, demontażu i remontu.

Określanie optymalnych wymiarów chłodziń

Przez optymalne wymiary chłodziń rozumie się taki stosunek głębokości chłodziń do powierzchni czołowej, przy stałej powierzchni chłodzenia, gdy straty mocy w chłodzińce są najmniejsze.

Dla zapewnienia przepływu koniecznej ilości powietrza, nawet w najniekorzystniejszych warunkach (jazda z wiatrem pod górę na maksymalnym momencie) stosujemy wentylator, napęd którego pochłania 5 — 10% mocy użytecznej. Podciśnienie stwarzane przez wentylator wynosi dla samochodów i traktorów 30 — 50 mm słupa wody, a dla czołgów 100 — 300 mm słupa wody. Szybkość powietrza mierzona na powierzchni czołowej chłodzińce winna wynosić dla samochodów 10 — 20 m/sek. Wymagany przepływ powietrza waha się dla samochodów osobowych w granicach 120 — 200 — (230) kg/KM.h, dla samochodów ciężarowych zaś 150 — 270 kg/KM.h.



Rys. 1. Wpływ temperatury chłodzącego czynnika na średnie ciśnienie tarcia (a) oraz moc i jednostkowe zużycie paliwa (b).

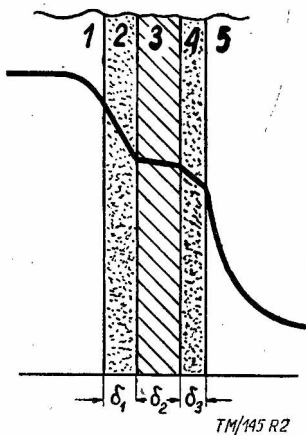
Obliczenie chłodnicy prowadzone jest w dwóch kierunkach:

- 1) chłodnica musi być zdolna przejąć dostarczone przez układ chłodzenia z silnika ciepło — wymiary należy dobrać w zależności od pracy silnika,
- 2) chłodnica musi być zdolna przekazać ciepło otrzymane do otoczenia, zatem wymiary muszą uwzględniać zdolności cieplone powietrza.

Ponieważ więcej jest zmian zachodzących w otoczeniu i trudniejsze są one do uchwycenia, należy wobec tego przeliczać wymiary chłodnicy wg zdolności cieplonych otoczenia, czyli zdolności przekazywania ciepła przez chłodnicę do otoczenia. Wielkościami najlepiej charakteryzującymi chłodnicę i jej możliwości przekazywania ciepła są:

- a) współczynnik przenikania ciepła w chłodnicy K ($\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$)
- b) współczynnik nagrzania powietrza ϵ
- c) średni logarytmiczny spadek temperatury Δt_m
- d) zapotrzebowanie powietrza U , lub innymi słowy strata mocy N_w .

Poniżej będziemy rozpatrywać wpływ poszczególnych czynników.



Rys. 2. Spadek temperatury w chłodnicy: 1 — ciecz chłodząca; 2 — kamień kotłowy — osad; 3 — metal rurki; 4 — lakier, kurz i błoto; 5 — powietrze

Obliczenie współczynnika K oraz wpływ poszczególnych parametrów na wielkość współczynnika K

Przekazywanie ciepła w chłodnicy odbywa się przez przewodzenie i konwekcję, bowiem przepływy wody w rurkach i powietrza omywającego rurki są przepływami burzliwymi.

Obliczmy współczynnik przenikania ciepła w chłodnicy, zakładając drogę ciepła jak na rys. 2.

Dla takiej drogi cieplnej współczynnik K wyniesie:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_3}\right) \frac{S_p}{S_w} + \frac{\alpha}{\alpha_4} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}$$

$\alpha_{1,2,3,4}$ — współczynniki przechodzenia ciepła między odpowiednimi warstwami

$\frac{S_p}{S_w}$ — stosunek powierzchni omywanych powietrzem i wodą

$\lambda_{1,2,3}$ — współczynniki przewodzenia ciepła w odpowiednich warstwach

$\delta_{1,2,3}$ — grubości poszczególnych warstw.

Ponieważ dobrze utrzymane chłodnice nie powinny posiadać kamienia kotłowego, ani kurzu i nie lakieruje się chłodnic z metali kolorowych, to do obliczeń można przyjąć następujący wzór

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} \cdot \frac{S_p}{S_w} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_p}} \quad \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}\right) \quad (4)$$

α_w — współczynnik przechodzenia ciepła z wody do metalu ($\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$)

$\frac{S_p}{S_w}$ — stosunek powierzchni omywanej powietrzem do powierzchni omywanej wodą

δ — grubość ścianki rurki (m)

λ — współczynnik przewodzenia ciepła w rurce ($\text{kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$)

α_p — współczynnik przechodzenia ciepła z metalu rurki do powietrza ($\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$).

Porównując wartości poszczególnych wielkości ze wzoru 4 okaże się, że najistotniejszy wpływ na wielkość współczynnika przenikania K posiada współczynnik przechodzenia ciepła z metalu do powietrza α_p . Przykładowo $\alpha_p = 50 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, $\alpha_w = 2000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, $\lambda = 100 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$; $\delta = 0,0002 \text{ m}$.

Przeciętna wartość współczynnika K waha się około liczby $50 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$.

Na współczynnik K posiadają wpływ szybkość wody, szybkość powietrza w chłodnicy i opór aerodynamiczny chłodnicy oraz głębokość chłodnicy.

Zależność współczynnika K od prędkości powietrza podaje wzór 5 oraz rys. 3.

$$K = C \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot R_e^n \quad (5)$$

d — przeliczeniowa (hydraulicznie równoważna) średnica rurki (m)

C, n — wielkości stałe

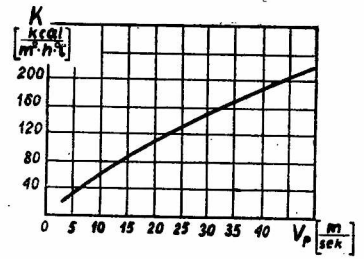
$$R_e = \frac{v_p \cdot d}{\nu} \quad \text{— liczba Reynoldsa}$$

v_p — szybkość powietrza (m/sek)

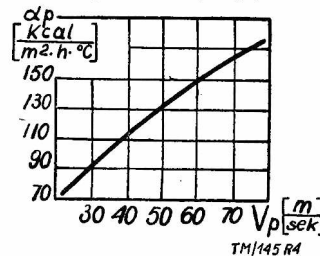
ν — lepkość kinetyczna (m^2/sek)

Podniesienie szybkości powietrza powoduje konieczność zwiększenia wydatku powietrza, czyli następuje wzrost strat mocy, które są proporcjonalne do wydatku powietrza w trzeciej potęgę. Z podniesieniem szybkości rośnie znacznie również i współczynnik przechodzenia ciepła α_p (rys. 4).

Stąd wniosek, że opór aerodynamiczny chłodnicy, mimo że jest zjawiskiem korzystnym winien być dobrany optymal-



Rys. 3. Zależność współczynnika przenikania ciepła K od szybkości powietrza



Rys. 4. Wzrost współczynnika przechodzenia w zależności od prędkości powietrza

nie, ale raczej w granicach niższych. O tym, że opór chłodnicy jest zjawiskiem korzystnym (z punktu widzenia termodynamiki) mówi wzór Prandtla

$$\alpha_p = 0,125 \cdot \zeta \cdot c_p \cdot v_p \cdot E \quad (6)$$

ζ — opór chłodnicy

c_p — ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu

v_p — szybkość powietrza

E — liczba Stanton.

Reasumując — współczynnik K wzrasta ze wzrostem szybkości wody, szybkości powietrza oraz oporu aerodynamicznego chłodnicy, ale nieco maleje ze wzrostem głębokości chłodnicy.

Znaczenie współczynnika nagrzania powietrza

Współczynnikiem nagrzania powietrza (ϵ) jest stosunek przyrostu temperatury powietrza, wskutek nagrzania $\delta t = t''_p - t'_p$ do różnicy średniej temperatury wody i powietrza, wlatującego do chłodnicy $\Delta t = t_w - t'_p$

$$\epsilon = \frac{\delta t}{\Delta t} = \frac{t''_p - t'_p}{t_w - t'_p} \quad (7)$$

t''_p — temperatura powietrza za chłodnicą

t'_p — temperatura powietrza przed chłodnicą

$t_w = \frac{t''_w - t'_w}{2}$ — średnia temperatura wody w chłodnicy

t''_w — temperatura wody opuszczającej blok silnika

t'_w — temperatura wody opuszczającej chłodnicę.

Współczynnik nagrzania ϵ podaje intensywność wykorzystania chłodnicy w zależności od szybkości powietrza, kształtu chłodnicy i współczynnika przenikania ciepła K . Zależność ta wyraża się wzorem

$$\epsilon = 1 - \frac{1}{10 \frac{K \cdot S}{C_1 \cdot V}} \quad (8)$$

K — współczynnik przenikania ciepła

$s = \frac{S_p}{S_c}$ — stosunek powierzchni chłodzenia do powierzchni czołowej

$$C_1 = 2,3 \cdot 3600 \cdot \gamma_p \cdot c_p$$

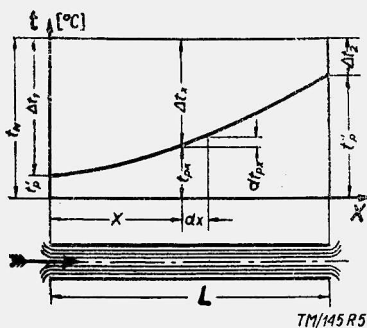
2,3 — zmiennik logarytmiczny

γ_p, c_p — gęstość i ciepło właściwe powietrza

ϵ — współczynnik nagrzania powietrza rośnie ze zwiększeniem głębokości chłodnicy.

Znaczenie średniego logarytmicznego spadku temperatury

Spadkiem temperatury nazywamy różnicę temperatury czynnika chłodzącego i powietrza w danym punkcie chłodnicy.



Rys. 5. Zmiana spadku temperatury w zależności od głębokości chłodnicy

Ponieważ kierunki przepływu powietrza i wody w chłodnicy są do siebie prostopadłe toteż temperatura tych czynników jest w każdym punkcie inna, czyli jest funkcją miejsca i dlatego spadek temperatury będzie w każdym punkcie inny.

Rozpatrzmy wymianę ciepła w chłodnicy ulowej (powietrznorurkowej) zakładając, że temperatura ścianki równa jest temperaturze cieczy chłodzącej t_w oraz, że c_p i α_p są na całej długości L rurki stałe, a temperatura powietrza zmienia się od t'_p do t''_p .

Dla wycinka rurki o długości dx i powierzchni bocznej ds równej $\pi \cdot d \cdot dx$ napiszmy równanie bilansu cieplnego

$$dQ = W \cdot \gamma_p \cdot c_p \cdot dt_{px} = \alpha_p \cdot ds \cdot (t_w - t_{px})$$

dt_{px} — przyrost temperatury na długości dx

t_{px} — temperatura w przekroju x .

Jeżeli oznaczymy spadek temperatury w przekroju x jako $\Delta t_x = t_w - t_{px}$, to

$$\frac{d(\Delta t_x)}{\Delta t_x} = -C dx \text{ gdzie } C = \frac{\pi \cdot d \cdot \alpha_p}{W \cdot \gamma_p \cdot c_p}$$

i po scałkowaniu

$$\Delta t_x = \Delta t_1 \cdot e^{-Cx} \quad (9)$$

W takim razie średnia wartość spadku temperatury w rurce o długości L wyrazi się

$$t_m = \frac{1}{L} \int_0^L \Delta t_x \cdot dx = \frac{1}{L} \int_0^L \Delta t_1 \cdot e^{-Cx} = \frac{\Delta t_1}{-CL} (e^{-CL} - 1) \quad (10)$$

Podstawiając do wzoru 10 zamiast CL i e^{-CL} ich wartości z wzoru 9 i uwzględniając, że dla $x = L$ będzie $t_{px} = t''_p$ otrzymamy

$$\Delta t_m = \frac{t'_p - t''_p}{\ln \frac{t_w - t'_p}{t_w - t''_p}} \quad (11)$$

Wzór 11 przedstawia średni logarytmiczny spadek temperatury w chłodnicy i mówi o intensywności obciążenia cieplnego chłodnicy.

W takim razie ilość odprowadzanego przez chłodnicę ciepła (z punktu widzenia zdolności chłonnej powietrza) może być przedstawiona wzorem

$$Q = K \cdot s \cdot S_c \cdot \Delta t_m \quad (12)$$

Ilość ciepła Q winna być równa ilości Q_w tzn. doprowadzonej z silnika ilości ciepła. Znajcąc Q i w przybliżeniu Δt_m — możemy obliczyć moc $s \cdot S_c$ czyli całkowitą powierzchnię chłodzenia.

Wydatek powietrza i straty mocy

Straty mocy są zależne od kształtu chłodnicy i jej głębokości oraz wydatku powietrza. Im większy jest wydatek powietrza, tym mniejsze mogą być wymiary chłodnicy, ale rosną znacznie straty mocy. Wobec czego staramy się robić chłodnice wykorzystując maksymalnie wysokość i szerokość w przeznaczonym

przez konstruktora miejscu, przy optymalnej głębokości. Musimy jednak pamiętać, że

$$N_w = C_1 \cdot W^3 \quad (13)$$

oraz

$$N_w = \frac{C_2}{(t_w - t'_p)^3} \quad (14)$$

Dla małej głębokości chłodnicy współczynnik nagrzania powietrza jest niski i dlatego dla odprowadzania określonej ilości powietrza, potrzebny jest duży wydatek sekundy i co za tym idzie — duża strata mocy na napęd wentylatora.

Ze zwiększeniem głębokości chłodnicy współczynnik nagrzania powietrza rośnie i wtedy wydatek sekundy powietrza maleje. Lecz zwiększenie głębokości chłodnicy powoduje zwiększenie oporów, co pociąga wzrost straty mocy. Wynika z tego, że istnieje taka głębokość i taka powierzchnia czołowa, przy stałej wartości powierzchni chłodzenia, dla których zużycie mocy w układzie chłodzenia będzie minimalne.

Obliczenie głębokości chłodnicy

Jeżeli do ustalenia optymalnych wymiarów chłodnicy posłu-

żymy się stosunkiem $x = \frac{L}{d}$ (głębokości chłodnicy do hydraulicznej średnicy rurki), to uwzględniając wszystko poprzednio powiedziane oraz opory aerodynamiczne chłodnicy, otrzymamy zależność x od strat mocy, która wyrazi się wzorem

$$N_w = B \cdot \varphi \quad (15)$$

w którym funkcja

$$\varphi = \frac{C_2 + C \cdot x}{\left(1 - \frac{1}{10^{C_3 \cdot x}}\right)^3} \quad (16)$$

gdzie

$C_2 + C \cdot x$ — to suma oporów aerodynamicznych chłodnicy i tunelu powietrznego

$C \approx 0,03$ — współczynnik tarcia powietrza w chłodnicy

$$C_3 = \frac{K \cdot \alpha_p}{2,3 \cdot 3600 \cdot \gamma_p \cdot c_p \cdot v_p}$$

a czynnik B

$$B = \frac{\rho \cdot \alpha_p^2}{150 \cdot \eta_w \cdot s^2} \left(\frac{Q_w}{3600 \cdot \gamma_p \cdot c_p \cdot \Delta t} \right)^3$$

Dla określenia optymalnego x zróżniczkujemy funkcję φ (wzór 16) i pochodną przyrównamy do zera. Z kolei po przekształceniach, w których między innymi $10^{C_3 \cdot x}$ rozłożyło ono na szereg Maclaurina i biorąc trzy pierwsze wyrazy otrzymamy, że

$$x_{opt} = \sqrt{\left(\frac{C_2}{3C}\right)^2 + \frac{C_2}{3C} \cdot \frac{2}{C_3 \cdot \ln 10} - \frac{C_2}{3C}} \quad (17)$$

W zależności od rodzaju chłodnicy wartość optymalnego sto-

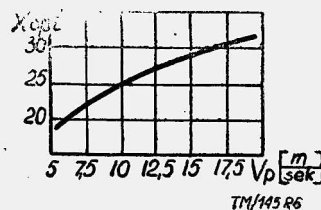
sunku $x = \frac{L}{d}$ waha się od 15 — 25.

Wartość średnicy d przyjmuje się na samym początku obliczeń w zależności od wymagań i rodzaju chłodnicy, jednak tak, by opory nie były za wysokie i był możliwy burzliwy przepływ cieczy.

W ten sposób dochodzimy do ustalenia całkowitej powierzchni chłodzenia S_p (mierzonej po stronie powietrza), głębokości chłodnicy L i określenia powierzchni czołowej S_c .

Orientacyjnie jednostkowa powierzchnia chłodzenia S_N (powierzchnia chłodzenia przypadająca na moc 1 KM) wynosi dla samochodów osobowych 0,10 — 0,15 — 0,20 m²/KM, a dla samochodów ciężarowych 0,15 — 0,30 m²/KM.

Należałoby jeszcze określić pojemność układu chłodzenia i szybkość krążenia wody.



Rys. 6. Zależność optymalnej głębokości chłodnicy od szybkości powietrza dla $C_2 = 2$ i $C = 0,03$

Większa pojemność układu pozwala na dłuższe przeciążenie silnika bez obawy wrzenia wody, ale zwiększa ciężar instalacji chłodniczej. O pojemności układu decyduje przeznaczenie samochodu i spodziewane warunki jego pracy (pod względem obciążenia).

Szybkość krążenia wody jest zależna od oporów hydraulicznych układu chłodzenia i żądanej intensywności chłodzenia, jednakże winna ona być taka, by zapewniała w rurkach chłodnicy burzliwy przepływ cieczy. Zalecana szybkość czynnika chłodzącego waha się w granicach 0,6 — 0,8 m/sek.

Stąd widać, jak niedoskonałe jest chłodzenie termosyfonowe, w którym szybkość krążenia wody wynosi tylko 0,10 — 0,12 m/sek.

Szybkości krążenia czynnika chłodzącego 0,6 — 0,8 m/sek odpowiada jednostkowa wydajność pompy 150 — 200 l/KM.h.

Jednostkowa pojemność układu chłodzenia dla samochodów osobowych wynosi 0,10 — 0,25 l/KM, a dla ciężarowych — 0,15 — 0,40 l/KM.

Regulacja ilości odprowadzanego ciepła

Od chłodnicy wymaga się, aby potrafiła utrzymać optymalną temperaturę czynnika chłodzącego, niezależnie od obciążenia silnika i panujących warunków atmosferycznych. Należy jednak pamiętać, że wydajność wentylatora, czyli ilość przepływającego powietrza przez chłodnicę jest proporcjonalna do ilości obrotów wata korbowego.

Przyjmując do obliczeń temperaturę powietrza w lecie 25°C, a w zimie — 15°C. Jeżeli średnia temperatura czynnika chłodzącego w chłodnicy wynosi 85°C, to spadek temperatury Δt w lecie wyniesie 60°C, a w zimie $\Delta t' = 100^\circ\text{C}$. Jeżeli uwzględni się również zmianę gęstości powietrza (w zimie większa), to wyniknie z porównania bilansów, że zapotrzebowanie powietrza w zimie jest prawie dwukrotnie mniejsze, niż w lecie.

$$Q = 3600 \cdot W \cdot \gamma_p \cdot c_p \cdot \varepsilon \cdot \Delta t = 3600 \cdot W' \cdot \gamma'_p \cdot c_p \cdot \varepsilon \cdot \Delta t'$$

stąd

$$\frac{W}{W'} = \frac{\Delta t' \cdot \gamma'_p}{\Delta t \cdot \gamma_p} = \frac{100 \cdot 1,360}{60 \cdot 1,127} = 2,02$$

Jeżeli chłodnicę dobiera się według warunków pracy w lecie, to silnikowi w zimie grozi znaczne przeschłodzenie. Stosując dławienie przepływu wody (termostaty) lub dławienie dopływu powietrza (żaluzje i zastony) unika się przeschłodzenia.

Zadaniem termostatu jest regulacja ilości przepływającego przez chłodnicę czynnika chłodzącego w zależności od jego temperatury. Należy zwrócić uwagę, że zbyt mała ilość przepływającej wody przez chłodnicę może stać się przyczyną zamarznięcia chłodnicy.

Regulacja termostatem ilości przepływającej cieczy jest korzystna, bowiem nie zmienia strat mocy w układzie chłodzenia, pozwala na szybki rozruch zimowego silnika oraz jest całkowicie automatyczna.

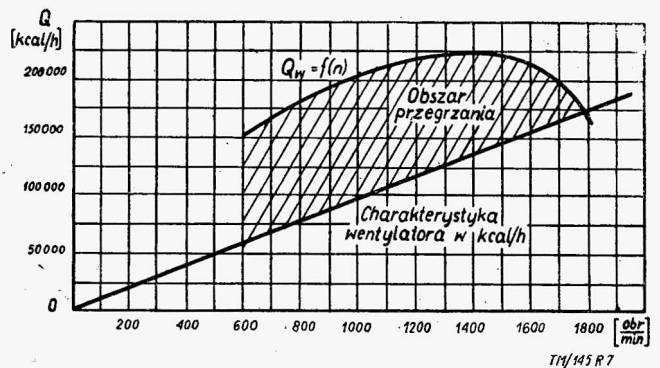
Dławienie dopływu powietrza żaluzjami metalowymi lub zasłoną płócienną, znajdującą się przed chłodnicą, powoduje obniżenie sprawności wentylatora, podnosi straty mocy, przez co jest nieekonomiczne, ale chroni chłodnicę przed zamarznięciem podczas jazdy zimą.

Automatyczne przysłanianie żaluzji często zawodzi, bowiem wymaga dużych termostatów napędowych i wielu dźwignięć pośredniczących, które łatwo korodują i na skutek wstrząsów zaciskają się. Zastonę kierowca może naciągnąć tylko ręcznie, co w praktyce bardzo często wymaga zatrzymania wozu i podniesienia maski silnika. Wobec tego, najczęściej stosowane są w samochodach oba sposoby regulacji. W niektórych samochodach i czołgach zastosowano w napędzie wentylatora zmniejszającą przekładnię. Również w niektórych czołgach znalazł zastosowanie elektryczny napęd wentylatora.

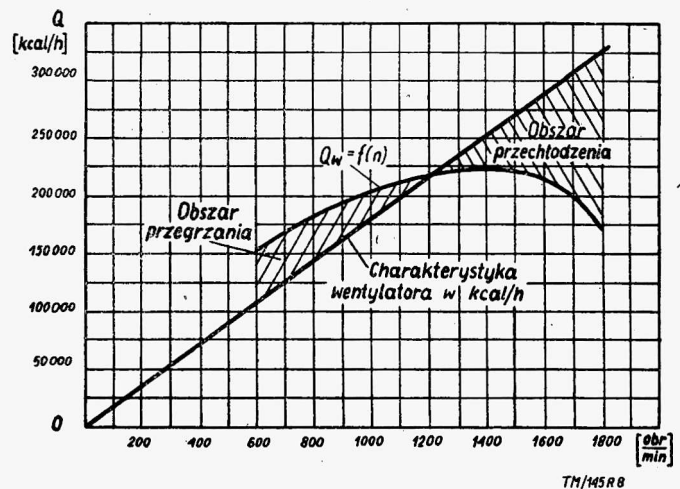
Zagadnieniem bardzo poważnym jest dostosowanie chłodnicy do zmiennych obciążeń silnika. Rys. 7 ilustruje stan równowagi cieplnej silnika przy chłodnicy i wentylatorze, dostosowanych do warunków pracy silnika na mocy maksymalnej.

Silnik w zakresie momentu maksymalnego przy powyższym ustalaniu stanu równowagi cieplnej pracuje w warunkach znacznego przegrzania, za to chłodnica i wentylator posiadają minimalne wymiary.

Jak widać z rys. 8, silnik posiada mały obszar przegrzania, ale znaczny obszar przeschłodzenia, co nie pozwala na wydobywanie pełnej mocy.



Rys. 7. Stan równowagi cieplnej w warunkach maksymalnej mocy



Rys. 8. Stan równowagi cieplnej przy chłodnicy i wentylatorze, dobranych według warunków pracy przy momencie maksymalnym

Stanem równowagi cieplnej nazywamy warunki, kiedy ilość doprowadzonego do chłodnicy ciepła równa się ilości odprowadzonego ciepła, tzn. temperatura czynnika chłodzącego w układzie chłodzenia jest stała.

W samochodach osobowych dobieramy chłodnicę i wentylator tak, by stan równowagi cieplnej następował w zakresie: wartość pośrednia — moc maksymalna.

W samochodach ciężarowych idziemy w przeciwnym kierunku, tzn. stan równowagi cieplnej przesuwamy w kierunku warunków momentu maksymalnego. Nie zależy w tym przypadku na ekonomii miejsca i chłodnice mogą być wymiarowo większe; jednocześnie otrzymuje się długotrwałą pracę stateczną przy pełnym obciążeniu.

Rozwiązania konstrukcyjne chłodnic

W zależności od sposobu przepływu wody i powietrza różniemy następujące rodzaje chłodnic:

- powietrzno-rurkowo-ulowe, w których powietrze przepływa rurkami (zazwyczaj poziomo) na zewnątrz rurek płynie czynnik chłodzący (rys. 9);
- komorowe-wodno-rurkowe; woda płynie w rurkach zazwyczaj pionowych, powietrze omywa rurki z wewnątrz (rys. 10);
- wężykowo-komorowe — grupa pośrednia, bowiem woda płynie w rurkach, które są tak ukształtowane, że tworzą również rurki — tunele powietrzne (rys. 12, 13).

Omówmy kolejno zalety i wady poszczególnych rodzajów chłodnic.

Chłodnice ulowe

Początkowo stosowane były w konstrukcji chłodnic ulowych rurki kwadratowe, potem okrągłe, a obecnie stosuje się sześciokątne. Końce rurek są zlutowane i w przestrzeniach między nimi przepływa czynnik chłodzący. Średnica rurek powietrznych wynosi 6 — 10 mm, szerokość kanałów wodnych 0,8 — 2,4 mm. Ciężar 1 m² powierzchni chłodzącej takiej chłodnicy waha się w granicach 1,10 — 1,47 kG; jako materiał do wyrobu tych chłodnic używa się miedzi lub tombaku.

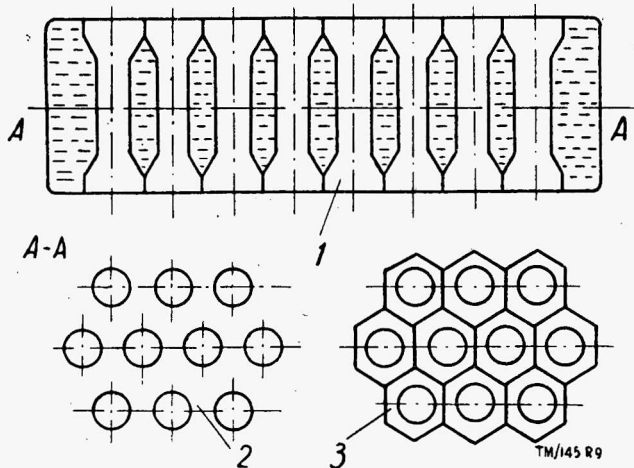
Zalety można ująć następująco:

1. bardzo duża powierzchnia chłodzenia
2. przekrój użyteczny stanowi około 80% powierzchni czołowej
3. bardzo mały opór aerodynamiczny.

Chłodnice ulowe mają jednak poniższe wady:

1. woda w czasie przepływu posiada zmienną szybkość (w kanałach poziomych szybkość jest minimalna), co sprzyja osadzeniu się zanieczyszczeń i mułu w przejściach oraz powstawaniu miejscowej korozji;
2. bardzo duża ilość lutowanych szwów, wskutek czego pojawiają się szybko przy wstrząsach w chłodnicy nieszczelności;
3. produkcja tych chłodnic wymaga rurek ciągniętych (bez szwów) oraz dużych ilości lutowania;
4. remont chłodnic ulowych jest bardzo uciążliwy.

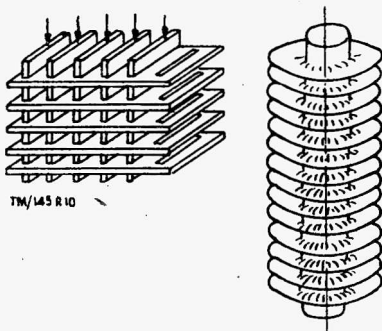
Chłodnice ulowe są zupełnie nieprzydatne dla samochodów ciężarowych, ze względu na słabą amortyzację wstrząsów — znalazły zastosowanie w niektórych tylko typach samochodów osobowych wysokiej klasy.



Rys. 9. Schemat chłodnicy powietrzno-rurkowej (ulowej): 1 — przekrój poziomy chłodnicy; 2 — przekrój pionowy; 3 — widok z przodu

Chłodnice komorowe

Pierwotnie wykonywano chłodnice komorowe z rurkami okrągłymi, obecnie stosuje się przeważnie rurki płaskie, związane z taśmami, o końcach zaginanych i lutowanych. Płaskie rurki przy tym



Rys. 10. Chłodnica komorowa (wodno-rurkowa)

samym przekroju wewnętrznym posiadają większą powierzchnię chłodzenia.

W celu polepszenia warunków odprowadzania ciepła wokół rurek okrągłych daje się zębra, a rurki płaskie umieszcza się we wspólnych płytach chłodzących, zwiększając tym samym sztywność chłodnicy. Rurki ustawia się rzędami jedna za drugą (korytarzowo — szeregowo), lub w układzie szachownicowym, lub też w układzie mieszanym, tzn. szeregowo — szachownicowym.

Obecnie najczęściej stosowany jest układ szachownicowy, którego zalety i wady omówię nieco niżej.

Połowę odległości między powierzchniami zewnętrznymi rurek nazywamy wysokością zębra. Otóż, gdy wysokość zębra jest mniejsza od 4 mm, to grubość zębra (grubość płyty chłodzącej)

nie wpływa na ilość odprowadzanego ciepła; tłumaczy się to zwiększeniem oporu chłodnicy. Optymalną wartością wysokości zębra jest wysokość ok. 3 mm. Ilustruje to rys. 3.

Opadanie krzywych jest spowodowane istnieniem również oporu termicznego w płytach chłodzących. Stosowane wysokości zębów wahają się w granicach 3,0 — 7,5 mm. Zalety chłodnic komorowych są następujące:

1. tańsza, w porównaniu do chłodnic ulgowych, konstrukcja
2. większa sztywność
3. łatwy remont
4. duża odporność na korozję
5. mały opór hydrauliczny, co pozwala na uzyskiwanie wysokich szybkości krążenia czynnika chłodzącego.

W porównaniu z chłodnicami ulowymi omawiane chłodnice mają wady:

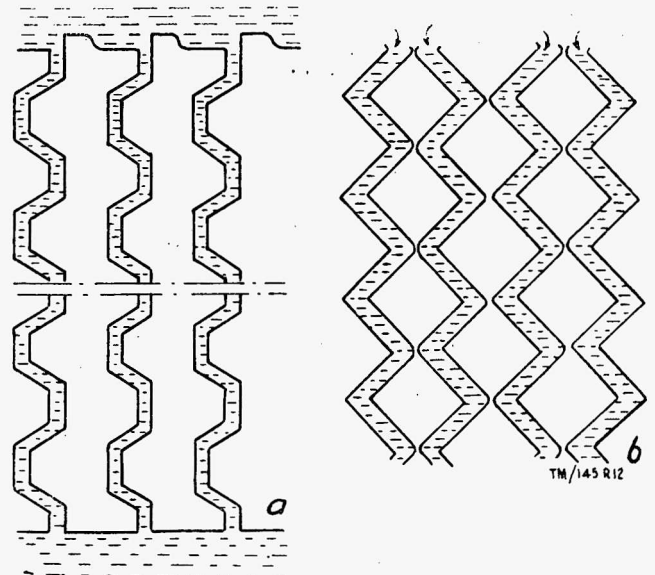
1. mały przekrój użyteczny
2. mała powierzchnia chłodzenia
3. duży opór aerodynamiczny.

Prócz płaskich płyt chłodzących stosuje się również płyty wyginane, wyłaczane i nachylone. Równie często stosuje się zygawkowate płyty chłodzące, umieszczone pionowo między dwoma rzędami rurek.

Chłodnice komorowe (wodno — rurkowe) znalazły zastosowanie zarówno w samochodach osobowych, jak i ciężarowych i traktorach. W celu ułatwienia naprawy wykonuje się je często jako składane z kilku części — selekcyjne.

Chłodnice wężykowe — komorowe

Zasada konstrukcyjna polega na tym, że cienkie arkusze blachy walcuje się i wygina tak, by stykały się one krawędziami,

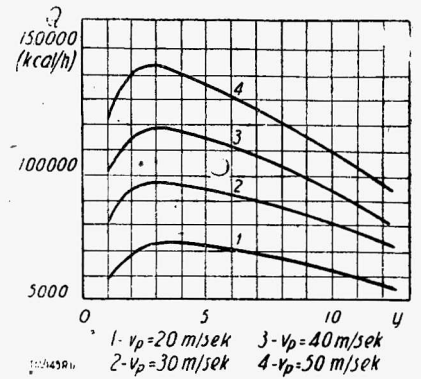


Rys. 12. Chłodnica wężykowo-komorowa

tworząc między sobą kanały wodne. Krawędzie blach zalutowuje się.

Blachy kształtuje się jak na rys. 12 a, b oraz 13.

Celem zwiększenia wymiany ciepłej ustawia się dodatkowo między rurki płytki chłodzące. Widzimy, że czynnik chłodzący płynie również w tunelach powietrznych. Kanały wodne posiadają zazwyczaj długość równą głębokości chłodnicy. Materiałem stosowanym do wyrobu chłodnic wężykowo — komorowych jest miedź, mosiądz lub tombak.



Rys. 11. Zależność wymiany ciepła od wysokości zębra y i szybkości powietrza v_p

Do zalet tych chłodnic można zaliczyć:

1. bardzo prosta technologicznie konstrukcja
2. duży przekrój użyteczny
3. duża powierzchnia chłodzenia.

Wady są następujące:

1. znaczna ilość lutowanych szwów, przez co mała odporność na wstrząsy
2. duży opór hydrauliczny
3. zmienna szybkość w kanałach i ich kształt sprzyjają w osadzaniu się mułu, kamienia kotłowego i produktów korozji
4. skomplikowana naprawa.

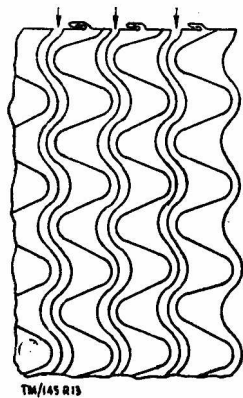
Chłodnice wężykowo — komorowe znalazły zastosowanie w samochodach osobowych, m. in. w samochodzie ZIS-101 i „Moskwicz”.

Warunki opływu rurek w chłodnicach

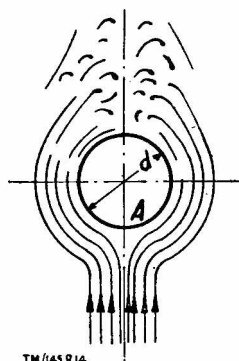
Powróćmy jeszcze do chłodnic komorowych (wodno-rurkowych), analizując zagadnienie szeregowego i szachownicowego montażu rurek.

Warunki opływu pojedynczej rurki znacznie różnią się od warunków pracy poszczególnych rurek w wiązce, omywanej poprzecznym strumieniem gazu.

Przy opływie wiązki rurek współczynnik przewodzenia ciepła α_p zależy, od ustawienia rurek tzn. czy są one ustawione



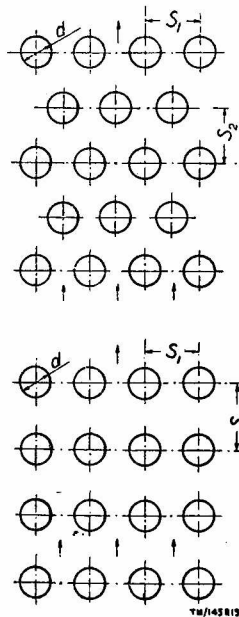
Rys. 13. Chłodnica wężykowo-komorowa



Rys. 14. Schemat opływu rurki pojedynczej poprzecznym strumieniem gazu. A — punkt czołowy

szeregowo, czy też szachownicowo i w jakiej odległości znajdują się w rzędach i szeregach (odległości S_1 i S_2).

G.A. Michajłow podaje, że zmiana warunków pracy zachodzi na skutek wzajemnej indukcji sąsiadujących rurek (tzn. przez zmianę pól szybkości i ciśnienia), a także rozwoju burzliwości przepływu.



Rys. 15. Ustawienie rurek w chłodnicy

Rurki pierwszego rzędu w obu przypadkach ustawienia (rys. 15) omywane są strumieniem powietrza prawie tak samo, jak pojedyncza rurka (rys. 14). Szachownicowy układ ustawienia zwiększa zawichrowanie strumienia powietrznego i dlatego następne rzędy w tym układzie są omywane szczególnie burzliwym strumieniem powietrza. W związku z tym, wg G.A. Michajłowa, współczynnik przewodzenia ciepła α_p wzrasta do trzeciego rzędu rurek, a w dalszych pozostaje stały (rys. 16).

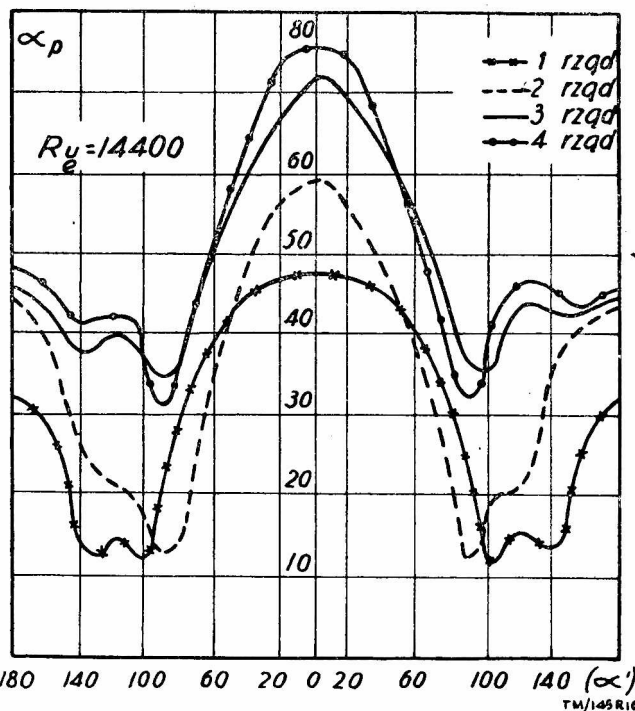
W szeregowym ustawieniu, rurki począwszy od drugiego rzędu są zasłonięte rurkami pierwszego rzędu, wskutek czego współczynnik przewodzenia ciepła α_p jest nieco mniejszy, niż w chłodnicach z ustawieniem szachownicowym; za to opór aerodynamiczny jest znacznie niższy, co posiada szczególnie znaczenie w niektórych konstrukcjach chłodnic.

Charakter ruchu strumienia gazu przez wiązkę rurek zależy od ustawienia tych rurek w wiązce, ich średnicy oraz stosunków

$$\frac{S_1}{d} \frac{S_2}{d}$$

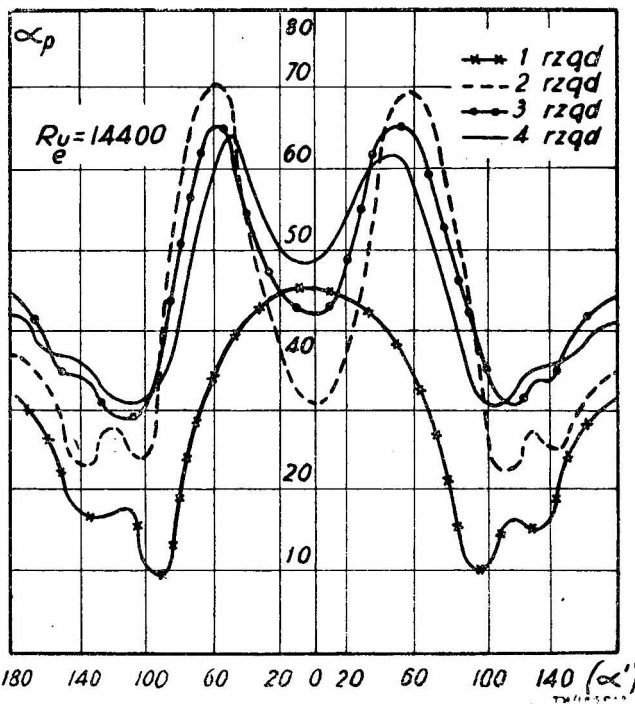
Z poprzednio podanego wynika, że korzystniejszym ustawieniem rurek dla samochodów ciężarowych i osobowych o niższych

szybkościach jest układ szachownicowy, bowiem układ ten posiada większy współczynnik przewodzenia ciepła α_p , czyli większy współczynnik przenikania ciepła K.



Rys. 16. Rozkład wymiany ciepła na okręgu rurki w ustawieniu szachownicowym

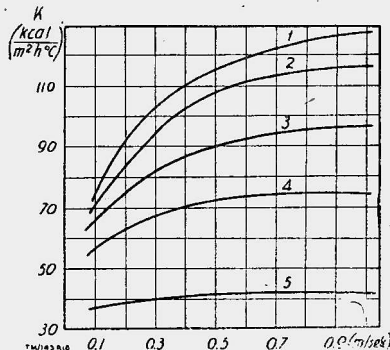
Prócz ustawienia szachownicowego i szeregowego, stosuje się ustawienie szeregowe przesunięte, w którym dopiero co trzecia lub co czwarta rurka tworzy szereg; lub szeregowo — skośne, w którym osie przekroju rurek są nachylone pod pewnym ką-



Rys. 17. Rozkład wymiany ciepła wzdłuż okręgu rurki w układzie szeregowym

tem do osi poziomej chłodnicy. Chłodnice tego typu mają duży współczynnik K, ale też i bardzo duże opory aerodynamiczne.

Współczynnik przenikania ciepła K jest zależny od szybkości wody w rurkach, a ta znowu zależy od oporów hydraulicznych, czyli kształtu, przekroju i wykonania rurek. Wpływ szybkości wody na współczynnik K obrazuje rys. 18.



Rys. 18. Zależność współczynnika K od szybkości przepływu wody przez chłodnicę: 1 — szybkość ciężarowa powietrza, $\gamma_p \cdot v_p = 25 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{sek.}$, 2 — $\gamma_p \cdot v_p = 20 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{sek.}$, 3 — $\gamma_p \cdot v_p = 15 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{sek.}$, 4 — $\gamma_p \cdot v_p = 10 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{sek.}$, 5 — $\gamma_p \cdot v_p = 4 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{sek.}$

Materiały stosowane do produkcji chłodnic

O doborze materiału na chłodnicę decydują następujące czynniki:

1. zapewnienie trwałości i odpowiedniej przewodności cieplnej,
2. krajowe zapasy metali kolorowych, ich ekonomia,
3. odporność przeciwkorozyjna.

Do wyrobu chłodnic używa się miedzi, mosiądzu, tombaku i stali niskowęglowej. Tak np. rurki chłodnicy samochodu ZIS-110 wykonane są z tombaku, a płytki chłodzące z miedzi.

W samochodach ZIS-150 chłodnica posiada rurki mosiężne, a płytki chłodzące wykonane ze stali.

Ze względu na warunki pracy chłodnicy materiał zastosowany powinien być szczególnie odporny na korozję miejscową i międzykrystaliczną. Chłodnice stalowe, w celu uodpornienia, pokrywa się wewnątrz cynkiem, a na zewnątrz lakieruje; zbiorniki chłodnic wykonane ze stali często pokrywa się emalią. Chłodnice stalowe ze względu na tanią materiał, wchodzi coraz szerzej w użycie, bowiem zdolność przekazywania ciepła jest w nich tylko o 15 — 30% niższa, niż w chłodnicach z metali kolorowych. Mniejsza zdolność przekazywania ciepła spowodowana jest przede wszystkim pokryciami ochronnymi, bowiem zmiana współczynnika przewodzenia ciepła wpływa w nieznaczny stopniu.

Bardzo ważnym czynnikiem jest jakość wykonanych połączeń w chłodnicy oraz dobroć przylutowania płytek chłodzących do rurek. Złe przylutowanie ułatwia korozję oraz może obniżyć efekt chłodzenia o 40%.

W laboratoriach specjalnych bada się chłodnice lub ich modele w tunelach aerodynamicznych na opór przepływu powietrza i ich zdolność przekazywania ciepła. Osobny dział stanowią badania odporności na wstrząsy.

Przy masowej produkcji chłodnic sprawdza się je tylko na szczelność, stosując nadciśnienia kilkunastu setnych do kilku dziesiątych atmosfery.

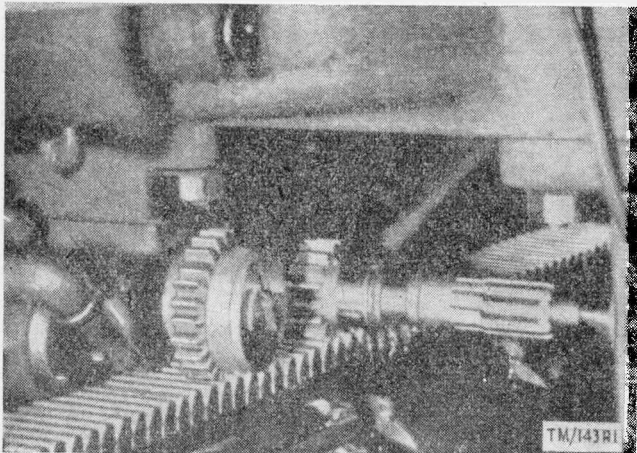
LITERATURA

1. Babiczew W. Z. — Awtomobilnyje radiatory. Maszgiz. Moskwa 1951
2. Boltinsij B. N. — Awtotraktornyje dwigateli. Selchoziz. Moskwa 1948
3. Clar T. — Silniki pojazdów mechanicznych. W. I. N. W. Warszawa 1946
4. Prof. Małeckı E. — Silniki spalinowe pojazdów mechanicznych P. W. N. Kraków 1953
5. Maslennikow M. M. Rapiort M. S. — Awiacyjnyje porszniewyje dwigateli. Oborongiz. Moskwa 1951
6. Maszynostrojenie. Tom. 10. Maszgiz. Moskwa 1948
7. Podrecznik kierowcy pojazdów mechanicznych. Praca zbiorowa. — W. I. N. W. Warszawa 1947
8. Silajew A. A. Kandydat Nauk Techn. — Zidkostnyje sistemy ochładzienia tankowych dwigateli. Maszgiz. Moskwa 1948
9. Dr Stefanowski B. — Termodynamika techniczna. Warszawa 1949.

ZASTOSOWANIE AUTOMATYCZNYCH PODAJNIKÓW PRZY OBRABIARKACH DO WIÓRKOWANIA KÓŁ ZĘBATYCH

Opracowano na podstawie artykułów: „Automatic Loading Device For shaving Machines“ *Machinery*, December 9, 1948, (str. 800—802); „Precision Machining Operations on Automatic Transmission Parts“ *Machinery*, September 27, 1951, (str. 531—539).

W ciągu ostatnich lat na obrabiarkach do wiórkowania kół zębatach pojawiły się automatyczne podajniki, pozwalające na znaczne obniżenie czasu mocowania koła zębatego. Zasada ich działania polega na wprowadzeniu hydraulicznie lub pneumatycznie sterowanych koników, między kłami których zostaje zamocowane obrabiane koło zębata (rys. 1). Po ukończeniu cyklu roboczego, następuje samoczynne odsunięcie koła konika i zwolnienie koła obrabianego.

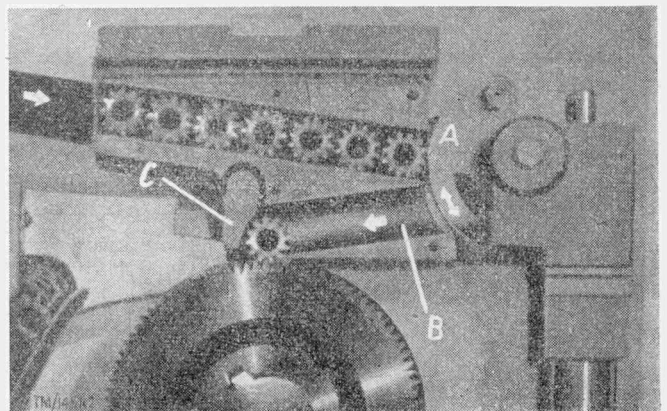


Rys. 1. Fragment wiórkarki „Michigan“ (widoczne mocowanie koła zębatego w kłach)

W wyniku zastosowania wymienionych urządzeń osiągnięto bardzo wysoką wydajność, sięgającą 300 szt. kół zębatach na godzinę.

Podajniki automatyczne podzielić można na 3 grupy:

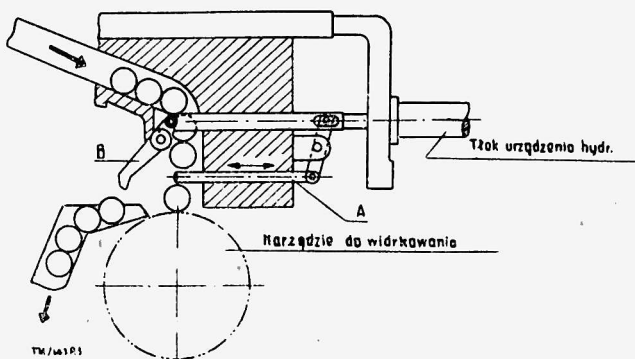
1. podajniki grawitacyjne dla kół zębatach o niewielkich rozmiarach;
2. podajniki z urządzeniem podziałowym;
3. podajniki typu szczękowego dla większych kół zębatach oraz dla wałków z kołami zębatach (np. wałek zdawczy skrzyni biegów).



Rys. 2. Podajniki typu grawitacyjnego

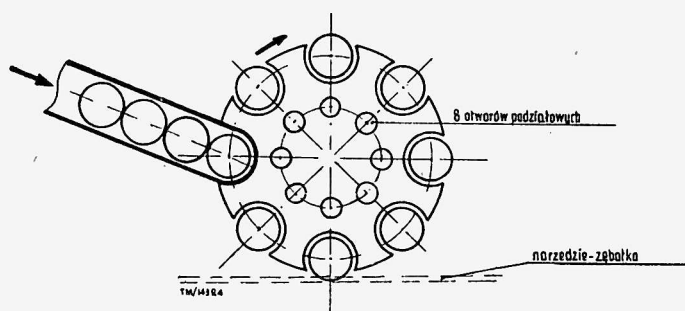
Rysunki 2 i 3 przedstawiają dwa różne rozwiązania konstrukcyjne podajników grawitacyjnych, stosowanych na wiórkarkach pracujących narzędziem — kołem zębatym. Rys. 4 przedstawia podajnik z urządzeniem podziałowym zainstalowany na wiórkarce pracującej narzędziem — zębatką. Do obróbki większych kół zębatych i wałków stosuje się podajniki typu szczękowego (rys. 5).

Automatyzacja procesu wiórkowania kół zębatych stopniowych oraz wałków z kołami zębatymi, wymagających zastosowania większej ilości obrabiarek obok podajników typu szczękowego, wymaga wprowadzenia również transporterów przenoszących obrabiane koło zębate z jednego stanowiska roboczego do następnego. Typowym przykładem takiego układu jest rys. 6, który przedstawia ustawienie wiórkarek przy zastosowaniu podajników typu



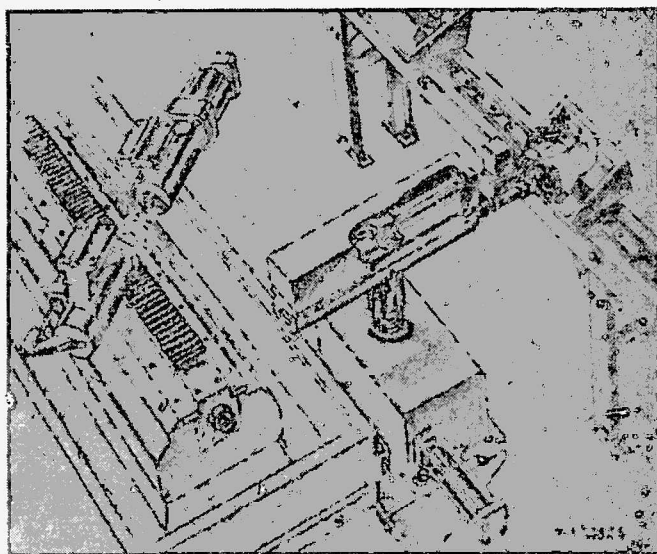
Rys. 3. Podajnik typu grawitacyjnego

szczękowego i transportera dla obróbki wałka zdawczego skrzyni biegów, który posiada 4 wieńca zębate o różnych ilościach zębów. Wymaga to ustawienia w linii czterech wiórkarek. W omawianym przypadku zastosowano 3 wiórkarki pracujące narzędziem — zębatką i jedną wiórkarkę pracującą narzędziem — kołem zębatym. Podajniki typu szczękowego są w zasadzie identyczne dla wszystkich czterech wiórkarek i służą one do przeniesienia wałka zdawczego z transportera na wiórkarkę z powrotem (po ukończeniu



Rys. 4. Podajnik z urządzeniem podziałowym

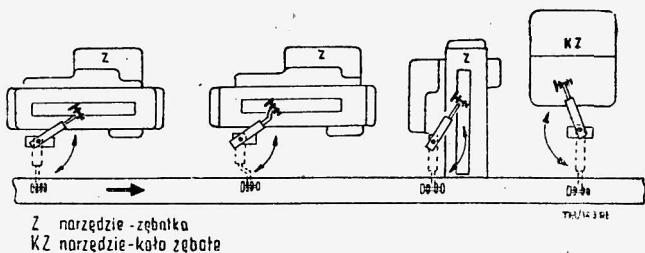
cyklu roboczego). Szczeka A (rys. 5) posiada 2 sztywne palce dolne i 1 ruchomy palec górny. Pozwala to na uzyskanie trzypunktowego chwytu na wałku zdawczym. Szczeka pozostaje normalnie w pozycji otwartej (górny palec podniesiony). Dla przeniesienia wałka zdawczego z transportera, szczeka zostaje wysunięta za pomocą cylindra pneumatycznego w kierunku transportera, następnie ramię podajnika obniża się, następuje zaciśnięcie palca ruchomego szczęki i szczeka powraca w pierwotne położenie, zabierając z transportera wałek zdawczy. Z kolei ramię podajnika obraca się w kierunku kłów wiórkarki, szczeka wysuwa się do przodu oraz obniża się zwalniając wałek zdawczy, który wchodzi w ząbienie z narzędziem i zostaje wprowadzony między kły wiórkarki. Po zaciśnięciu między kłami, rozpoczyna się operacja wiórkowania. W momencie zakończenia cyklu roboczego kiel prze-



Rys. 5. Automatyczny podajnik taśmowy typu szczękowego

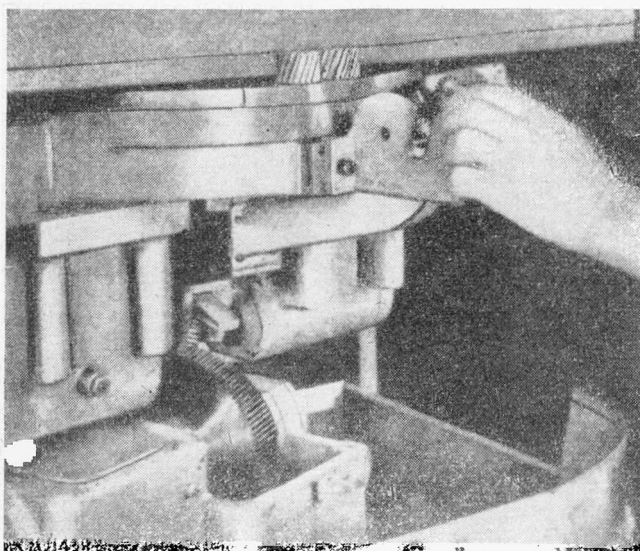
suwny oddala się i ramię podajnika przenosi wałek zdawczy w kierunku transportera, celem uniknięcia zakleszczenia między średnicą wałka, a rozmiarem zaciśniętej szczęki, przewidziany jest luz wielkości około 0,8 mm. Obrabiany wałek zdawczy umieszczony jest na transporterze w kołysce, której kształt przedstawiony jest na rys. 5. Przesunięcie transportera następuje dopiero po ukończeniu cyklu roboczego i po zdjęciu obrabianego wałka z wszystkich czterech wiórkarek. Czas cyklu roboczego równa się sumie czasów podawania, wiórkowania i zdejmowania największego wieńca zębatego na wałku zdawczym. W omawianym przypadku wszystkie cztery wiórkarki były nadzorowane z łatwością przez jednego robotnika przy wydajności 70 sztuk wałków zdawczych na godzinę.

Przy zastosowaniu podajnika grawitacyjnego (rys. 2), koła zębata wrzuca się do przestrzeni ładowniczej ręcznie lub w sposób mechaniczny. Pierwsze koło dochodzi do ruchomego segmentu A, który przenosi je do dolnej części podajnika B, zamykając równocześnie drogę dla reszty kół zębatych znajdujących się w przestrzeni ładowniczej. W ten sposób tylko 1 koło zębate może być wprowadzone do dolnej części podajnika. Wówczas gdy segment A znajduje się w dolnym położeniu (przestrzeń ładownicza zamknięta), mechanicznie sterowana dźwignia ustawia palec C nad narzędziem do wiórkowania w takim położeniu, że koło zębate po wejściu w ząbienie z narzędziem do wiórkowania, nie może przesunąć się dalej. W tym momencie następuje wysunięcie kła pneumatycznego konika wiórkarki i rozpoczyna się



Rys. 6. Ustawienie wiórkarek przy zastosowaniu podajników typu szczękowego i transportera

wiórkowanie. Po zakończeniu cyklu roboczego kiel wycofuje się, powodując zwolnienie koła zębatego. Narzędzie wykonuje powolny ruch obrotowy i przesuwa koło zębate do wyrzutnika, po czym następne koło zębate zostaje wprowadzone do dolnej części podajnika. Opisany podajnik zwiększa bardzo poważnie wydajność



Rys. 7. Podajnik typu grawitacyjnego

wiórkarki dochodząca do ilości 300 szt. kół zębatach na godzinę. Przy czasie wiórkowania równym 10 sek., czas ładowania i wyładowania wynosił tylko 2 sek. na 1 koło zębate.

Podajnik grawitacyjny przedstawiony na rys. 3 jest zbliżony do poprzedniego rozwiązania z tą różnicą, że w miejsce segmentu sterującego, zastosowano w tym przypadku palec *A* zabezpieczający przed opadnięciem następnego koła zębatego na narzędzie. Dźwignia *B* ustala położenie koła zębatego, po czym następuje zaciśnięcie koła zębatego między kłami. Wyładowanie przebiega w analogiczny sposób jak w poprzednim przypadku.

Podajnik z urządzeniem podziałowym, typu przedstawionego na rys. 4, nadaje się szczególnie do zastosowania na wiórkarkach pracujących narzędziem — zębatką. Przestrzeń ładownicza umieszczona jest z jednej strony tarczy podziałowej. Koła zostają wprowadzone w położenie robocze poprzez szereg ruchów podziałowych. Wiórkowane koło zębate wypada z płyty podziałowej równocześnie z wprowadzeniem nowego koła zębatego do podajnika. Czas tracony na ładowanie i wysunięcie kła konika przy zastosowaniu podajnika z narzędziem podziałowym wynosi poniżej 2 sekund.

F. B.

HYDRAULICZNE POPYCHACZE ZAWOROWE

Do niedawna stosowano w silnikach samochodowych wyłącznie mechaniczne popychacze zaworowe. Wykazywały one jednak wiele wad: niezgodność rzeczywistych czasów otwarcia zaworów z teoretycznymi, konieczność zapewniania odpowiedniego luzu, ze względu na rozszerzalność cieplną i występującą jako skutek tych luzów hałaśliwą pracę mechanizmów rozrządu. Dokładna regulacja luzów była, zwłaszcza w silnikach umieszczonych pod podłogą pojazdu, bardzo utrudniona, a w przypadku silników widlastych o dużej ilości cylindrów prawie niemożliwa, ze względu na małą dostępność. Rozwiązanie problemu może stanowić tylko usunięcie konieczności stnienia luzów zaworowych — rozwiązanie to osiągnięto przez zastosowanie popychaczy hydraulicznych.

Głównymi zaletami popychaczy hydraulicznych są:

1. samoczynne usuwanie wszelkich luzów
2. zgodność rzeczywistych czasów otwarcia zaworów z czasami teoretycznymi
3. polepszone warunki pracy silnika
4. cichobieżność
5. zwiększona trwałość.

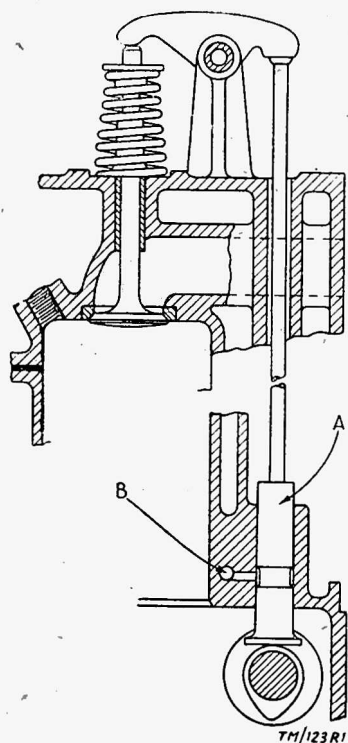
Zalety te osiągnięto kosztem zastosowania pomysłowych rozwiązań, z których kilka opisanych jest poniżej. Jak

widać z rys. 1 i 2, zastosowanie popychaczy hydraulicznych nie pociąga za sobą żadnych zmian w układzie silnika.

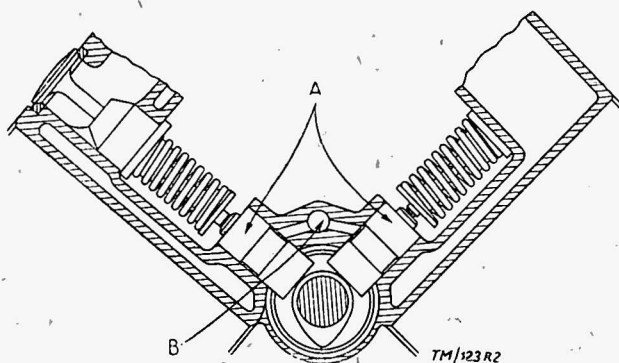
Prostota działania stanie się zrozumiała po przestudiowaniu rozwiązania podanego na rys. 3. Do popychacza tego olej dostaje się z ciśnieniowego układu olejenia silnika przez otwór *H*. Popychacz składa się z cylindra *B*, zaworu kulkowego *D*, i sprężyny tłoka *K*. Gdy zawór spoczywa na gnieździe, a czołowa po-

wierzchnia popychacza styka się z kołem podstawowym krzywki, sprężyna *K* dociska tłok *C* do trzonka zaworu, tym samym usuwając luz. Gdy tłok porusza się do góry — objętość komory *L* powiększa się, olej podnosi kulkę *D* i wypełnia komorę *L*. Pod wpływem obrotu krzywki popychacz *A* przesuwa się do góry zmniejszając objętość komory *L*, kulka *D* osiada na swoim gnieździe i odcina komorę *L* od komory *J*. Ruch krzywki powoduje podniesienie tłoka *C* i zaworu za pośrednictwem oleju w komorze *L*. W ciągu całego czasu otwarcia zaworu olej w komorze *L* znajduje się pod naciskiem.

Osadzenie tłoka w cylindrze *B* pozwala na określony z góry, co do wielkości, wyciek oleju z komory *L* na zewnątrz popychacza. Gdy tylko popychacz w czasie zamykania zaworu zetknie się z kołem podstawowym krzywki — ubytek oleju z komory *L* zostaje uzupełniony. Tym sposobem osiąga się brak luzu.



Rys. 1

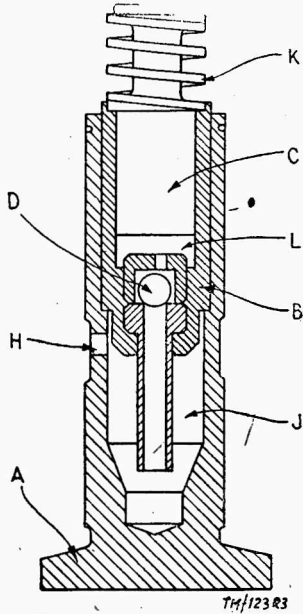


Rys. 2

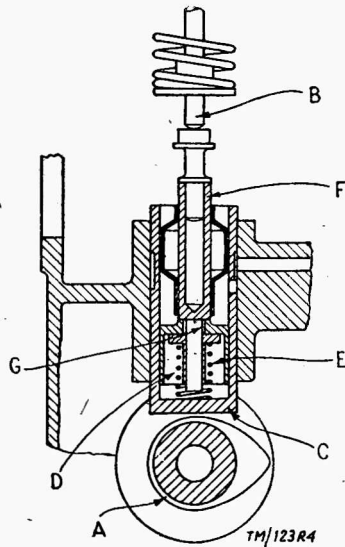
Należy zauważyć, że popychacz nie może utrzymywać zaworu w położeniu otwartym wtedy, gdy zawór powinien znajdować się na gnieździe. Gdy popychacz styka się z kołem podstawowym krzywki — główną siłą dążącą do otwarcia zaworu jest siła wywierana przez sprężynę *K*, wielokrotnie mniejsza od siły sprężyny zaworowej. Poza tym na tłok działa ciśnienie oleju w komorze *J*, lecz ze względu na małą powierzchnię ciśnienie to musiałoby wynosić 35 kG/cm² aby pokonać siłę sprężyny zaworowej wynoszącą np. 45 kG.

Innego rodzaju rozwiązanie przedstawione jest na rys. 4. Krzywka *A* działa na cylinder *C*, wewnątrz którego znajduje się cylinder *D*.

W górnej części cylindra *D* znajduje się otwór *G*, przez który przechodzi luźno element *F*, stykający się z trzonkiem zaworu *B*. Na dolnym końcu elementu pośredniego *F* osadzona jest wciśkowo tuleja z kołnierzem. O kołnierz ten opiera się sprężyna *E*. Przesunięcie elementu *F* względem cylindra *D* powoduje zam-



Rys. 3



Rys. 4

knięcie otworu *G* przez kołnierz tulei i tym samym zamknięcie komory utworzonej przez *C* i *D*, wypełnionej olejem.

Obrót krzywki *A* powoduje wznios cylindrów *C* i *D*. Jednocześnie sprężyna zaworowa nie pozwala na ruch elementu *F*, co powoduje zamknięcie otworu *G* i wznios zaworu za pośrednictwem oleju zamkniętego w komorze. Gdy tylko zawór osiadzie z powrotem na gnieździe — sprężyna jego przestanie oddziaływać na popychacz i zadanie dociskania cylindra *C* do krzywki prze-

jmie sprężyna *E*. Jeżeli w czasie cyklu nastąpi wyciek oleju, lub też zmieniła się jego temperatura następuje samoczynne uzupełnienie oleju w komorze. Układ ten funkcjonuje nawet wtedy, gdy dopływ oleju ulegnie przerwaniu.

Ważnym zagadnieniem w popychaczach hydraulicznych jest utrzymanie pełnego stanu oleju, gdyż nawet bardzo mały wyciek wywołuje opóźnienia w działaniu. W rozwiązaniu podanym na rys. 5 zagadnienie to zostało należycie uwzględnione.

Popychacz składa się tu z dolnego cylindra *B* stykającego się z utwardzoną powierzchnią z krzywką *A* i wydrążonego tłoka *D*, zamkniętego u góry utwardzonym korkiem, opierającym się o trzonek zaworu *H*. Specjalny nie-

ściśliwy płyn wypełnia cylinder i zbiorniczek *C*, wykonany z elastycznego materiału. Zbiorniczek pozostaje pod naciskiem sprę-

żyny *G*. Połączenie między cylindrem, a zbiorniczkiem stanowi mały otwór w denku tłoka. W celu ułatwienia obróbki wykonany jest w denku stosunkowo duży otwór, w którym osadza się kolek z jednej strony spłaszczony, osiągając przez to otworek o żądanym przekroju. Tłok uszczelnia się w cylindrze przy pomocy pierścienia *F*, wykonanego z gumy lub syntetycznego materiału odpornego na działanie użytego płynu, jak olej czy spirytus.

Popychacz hydrauliczny stosowany w ośmiocylindrowych wielostawnych silnikach Cadillac przedstawiony jest na rys. 6. W silnikach tych popychacze łączy się w zespoły po 4 sztuki. Olej pod ciśnieniem dopływa do zbiornika *E*, posiadającego w górze skośny kanał do odprowadzania pęcherzyków powietrza do skrzyni korbowej. Przez dolny otwór *F* i pionowy kanał *D* olej dostaje się do przestrzeni *C*, a następnie przez inny otwór do korpusu popychacza. Nurnik *K* dociskany jest do trzonka zaworu sprężyną *L*. Gdy cylinder *B* porusza się do góry powoduje to zamknięcie się zaworu kulkowego *N* i podniesienie zaworu silnika za pośrednictwem zamkniętego w komorze oleju i nurnika *K*. Minimalny wyciek oleju w czasie podnoszenia zaworu kompensuje wszelkie wydłużenia w całym mechanizmie rozrządczym. Olej w komorze pod nurnikiem uzupełniany jest w czasie zamykania się zaworu — eliminuje to luz na następny cykl.

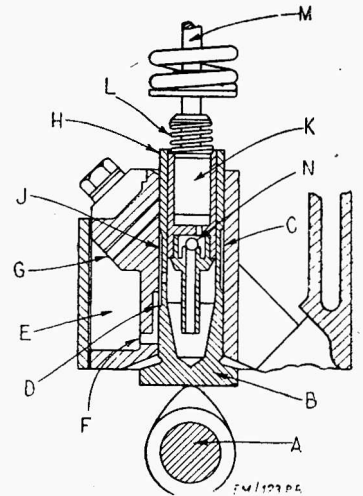
Bardzo ważną rzeczą przy układzie hydraulicznym jest czystość oleju i brak powietrza wewnątrz komór.

Doświadczenia wykazały, że popychacze hydrauliczne zachowały się sprawnie do 4000 obr/min, a po zastosowaniu utwardzonego żeliwa w miejsce stali dopuszczalne obroty znacznie wzrosły.

Warto porównać zachowanie się popychaczy hydraulicznych i mechanicznych. Przy tych ostatnich zmiany czasów zaworowych zależą w dużej mierze od temperatury. Popychacze hydrauliczne natomiast pozwalają na osiągnięcie założonych czasów zaworowych bez względu na zmiany temperatury i to czasów jednakowych dla wszystkich zaworów, chociażby indywidualne warunki pracy tych zaworów różniły się. Przy popychaczach hydraulicznych można zmienić zarys krzywek, bowiem nie trzeba uwzględniać luzu zaworowego. Pozwala to na zwiększenie mocy do 10%. Można też stosować szybsze otwieranie zaworu i dłuższe czasy otwarcia.

Jeśli chodzi o cichobieżność, to wiadome jest, że popychacze mechaniczne bardzo trudno jest ustawić tak, aby nie pracowały hałaśliwie — co więcej — próby osiągnięcia cichobieżności mogą pociągnąć za sobą zmniejszenie mocy silnika lub szybkie zużycie zaworów. Źródłem hałaśliwej pracy przy popychaczach mechanicznych są uderzenia wywołane istniejącym luzem zaworowym. Przy popychaczach hydraulicznych poszczególne elementy pozostają ze sobą w ciągłym zetknięciu, co eliminuje źródło hałaśliwej pracy.

Na podstawie artykułu w „Automobile Engineer“ opracował S. T.



Rys. 6.

POMOCNICZE URZĄDZENIA ROZRUCHOWE SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH

Silnik wysokoprężny posiada oprócz swych znanych zalet, również jedną znaną wadę, a mianowicie — trudność rozruchu w niskiej temperaturze. Stane się to zrozumiałe wówczas, gdy weźmie się pod uwagę, że w silniku wysokoprężnym wtrysnięte paliwo musi zapalić się od rozgrzanego przez sprężenie powietrza. Jeśli temperatura powietrza zasysanego do cylindrów jest zbyt niska, to jej przyrost wywołany sprężeniem może okazać się niewystarczający do wywołania zapłonu. Sytuację pogarsza fakt, że zimne paliwo trudniej się rozpyla i że w niskiej temperaturze pojemność akumulatorów znacznie spada, co nie pozwala na osiągnięcie dostatecznie wysokich obrotów rozruchu.

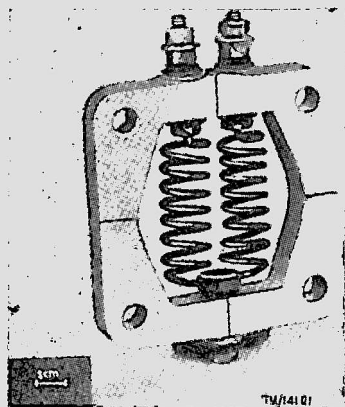
Osiągnięcie dużych obrotów, aczkolwiek utrudnione przez zgęstniały olej, jest możliwe na drodze zastosowania akumulatorów o większej pojemności i rozruszników o większej mocy, związane jest jednak z dużymi kosztami. Nic dziwnego, że szukano innych rozwiązań tego zagadnienia.

W silnikach z komorą wstępną i wirową szeroko stosowana jest tzw. świeca żarowa. Silniki tego typu odznaczają się łatwym rozruchem przy temperaturze do 15° i obrotach 50 — 70 na min. Świeca żarowa wymaga jednak wykonania oddzielnego otworu w głowicy; uzwojenie takiej świecy poddane jest stałe działaniu zmiennej temperatury i ciśnienia w obecności rozpylonego paliwa, ce wpływa ujemnie na trwałość uzwojenia.

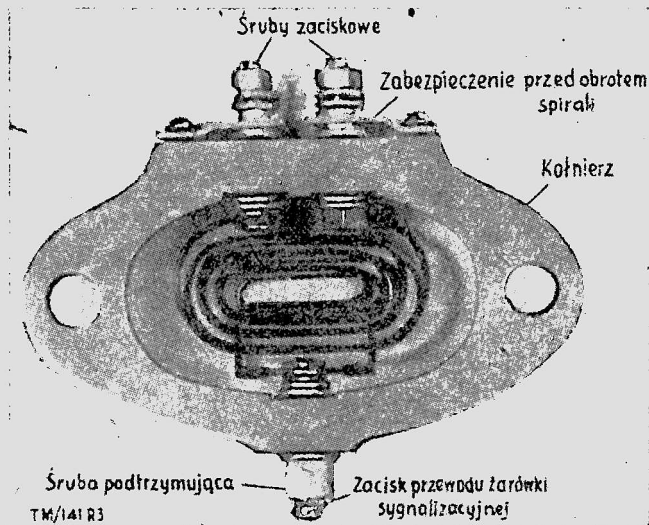
Silniki o wtrysku bezpośrednim odznaczają się na ogół dość łatwym rozruchem, lecz przy niskich temperaturach znaczna ilość ciepła, odprowadzona przez zimne ścianki cylindrów, uniemożliwia zapłon. W jeszcze większym stopniu odnosi się to do silników z komorą wstępną, komorą wirową lub zasobnikiem powietrza.

W niskiej temperaturze kierowcy radzą sobie w ten sposób, iż umoczone w paliwie i zapalone szmaty przytykają do rury ssącej lub też wprowadzają do niej paliwo o niskim punkcie zapłonu, jak np. benzyna czy eter. Istnieją również specjalne urządzenia do rozpylania oleju gazowego w rurze ssącej i zapyłania go iskrą elektryczną lub do mieszania powietrza zasysanego z paliwem o niskim punkcie zapłonu. Zasysanie powietrza do rury ma tę zasadniczą wadę, iż większość tlenu zostaje zużyta przed dojściem do cylindra, z drugiej zaś strony przy stosowaniu eteru lub benzyny występuje twardy bieg silnika, nagła zaś zmiana kierunku obrotów może wywołać uszkodzenie rozrusznika.

Obecnie coraz częściej spotyka się podgrzewacze elektryczne w postaci wstawianych kołnierzy w rurze ssącej. Na rys. 1 widać taki podgrzewacz starszego typu; rys. 2 i 3 przedstawiają nowsze rozwiązania. Jako źródło prądu służy akumulator 12 V. Podgrzewacze umieszcza się tuż za filtrem powietrza lub, w przypadku dłuższych przewodów ssących, tuż przy wlocie do cylindra,



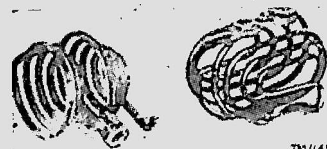
Rys. 1. Dwuprzewodowy podgrzewacz starszego typu



Rys. 3. Dwuprzewodowy podgrzewacz nowego typu — 12 V — 630 W

aby uniknąć strat ciepłych. Dokładne pomiary wykazały, że obawy o zmniejszenie się ładunku świeżego powietrza na skutek dławienia, wywołanego obecnością podgrzewacza w przewodzie ssącym, są nieuzasadnione. Takt, że spirala grzewcza nie podlega wpływom spalin przyczynia się do przedłużenia czasu jej pracy.

Nowsze podgrzewacze posiadają długą spiralę, wykonaną z drutu oporowego o przekroju prostokątnym w celu uzyskania jak największej powierzchni styku z ogrzewanym powietrzem. Błyszcząca osłona spirali ma za zadanie zmagazynowanie ciepła w czasie nagrzewania. Nagrzewa się on do temperatury 400 — 500°, a w ciągu decydujących 15 — 20 sekund rozruchu oddaje całe ciepło powietrzu. Aby długa i rozgrzana do 1000 — 1100° spirala nie zwiślała i nie powodowała zwarcia — umieszcza się naprzeciw śrub zaciskowych śrubę podtrzymującą. Do tejże śruby podłącza się cienki przewód od żarówki sygnalizującej na desce rozdzielczej, jak to widać ze schematu.



Rys. 4. Uzwojenia grzewcze nowego typu

Jeśli podgrzewacz pracuje normalnie, to żarówka świeci się słabo (niskie napięcie). Jeżeli uszkodzona została gałąź HA₁ — to żarówka świeci jaskrawo; w przypadku uszkodzenia gałęzi A:H nie świeci się w ogóle.

Podgrzewacze wykonuje się bądź jako dwu — bądź też jednoprzewodowe (drugi przewód zastąpiony jest masą).

Opisane typy podgrzewaczy nadają się do silników z wtryskiem bezpośrednim — bądź też do posiadających dużą powierzchnię przekroju łączącego komorę główną z komorą wstępną lub wirową, gdyż w przeciwnym razie gorące powietrze, przetłaczające się przez wąskie otwory, ochłodzi się byt znacznie. W ostatnim

przypadku lepsze wyniki daje zastosowanie świec żarowych, oddających ciepło bezpośrednio do komory i. co jest bardzo ważne, bezpośrednio zapalających rozpylone kropelki paliwa osiadłe na uzwojeniu.

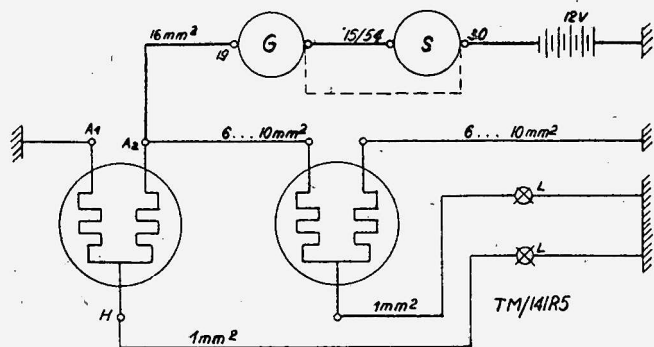
Przy użyciu podgrzewaczy w rurze ssącej zaleca się następujący czas włączania:

temperatura otoczenia	czas podgrzewania
0 do - 5	1 min.
- 5 „ - 10	1,5 „
poniżej - 10	2 „

Po tym czasie należy włączyć rozrusznik (nie wyłączając podgrzewacza) i jeżeli po 15 - 20 sekundach silnik nie zaskoczy należy odczekać 1 min. i ponowić próbę.

Na podstawie artykułu w „Motor-Rundschau mit NKZ“ opracował

S. T.



Rys. 5. Schemat połączenia równoległego dwóch dwuprzewodowych podgrzewaczy - 12 V -

--- przewód bezpośredni jeśli przełącznik główny nie jest obliczony na prąd 100 A

Mgr inż. ZBIGNIEW ZAREMBA
B.K.P. Mot.

ZAGADNIENIE OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWEGO RAM MOTOCYKLOWYCH

Autor przedstawia sposób obliczenia wytrzymałościowego ramy motocykla, obciążonej pewnymi założonymi siłami; następnie porównuje wyniki w ten sposób otrzymane z wynikami otrzymanymi na drodze tensometrycznej.

Obliczenie wytrzymałościowe ram motocyklowych nie jest w chwili obecnej zagadnieniem dostatecznie rozpracowanym.

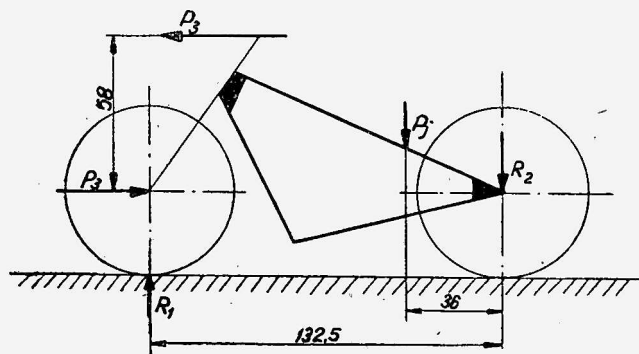
Przy projektowaniu ram pozostawia się wiele wyczuciu konstruktora, a tylko główne węzły ramy poddaje się ewentualnemu obliczeniu.

Należy zaznaczyć, że stosowane obecnie typowe ramy mają już swoje tradycyjne kształty i ustalone przekroje profili, które zdają swój praktyczny egzamin pod względem wytrzymałościowym, ale są one zdecydowanie za ciężkie, ponieważ przy braku dokładnej znajomości rozkładu naprężeń w ramie, profile kształtowane są pryzmatycznie według przekrojów niebezpiecznych. Przeanalizowanie warunków pracy ramy przy obciążeniach dynamicznych, decydujących o doraźnej wytrzymałości ramy motocykla, dałoby możliwość zaprojektowania ramy o jednakowej wytrzymałości, ale musiałoby to iść w parze z odpowiednio wysoko postawionymi możliwościami wytwórczymi profili o zmiennym przekroju.

Powstanie konkretnego schematu obliczenia ram motocyklowych powinno oprzeć się na dokładnie opracowanej dynamice ruchu motocykla, na podstawie której można określić rozkład i wielkość sił działających na motocykl i jego ramę w różnych warunkach jazdy motocykla.

Te teoretyczne rozważania muszą być w pewnych swych punktach sprawdzane doświadczalnie, gdyż w przeciwnym razie istnieje obawa, że zbyt daleko idące uproszczenia i przybliżenia mogą dać w sumie duże rozbieżności ze stanem rzeczywistym. Wiele wskazuje w tym zakresie mogą dać pomiary naprężeń przy pomocy tensometrów oporowych. Pomiary tensometrami oporowymi nie zakłajające istniejącego stanu naprężeń dają odczyty z dokładnością do kilku procent.

Poniżej przedstawię przykład analizy wytrzymałościowej ramy motocyklowej, w której zostały pomierzone naprężenia pod obciążeniem w przyglówkowym przy pomocy tensometrów oporowych, a następnie rama została obliczona metodami wytrzymałościowymi na momenty gnące i siły wzdłużne. Na rys. 1 przedstawiony jest schemat motocykla, którego rama została poddana badaniom przy pomocy tensometrów. Motocykl posiada ramę całkowicie spawaną, zbudowaną z dwu idących koło siebie prasowanych profili korytkowych; obydwa koła uresorowane są na teleskopach. Za-



Rys. 1. Schemat sił obciążających ramę motocykla

stosowano obciążenie dwiema siłami: P_j przyłożoną w miejscu siedelka kierowcy i siłą P_3 ciągnącą poziomo za kierownik, przy czym przednie koło opierało się o nieruchomą ściankę. Pomiary przeprowadzono przy 3 schematach obciążenia w zależności od wielkości sił P_j i P_3 .

Tabela zamieszczona poniżej podaje wielkości przyłożonych sił oraz reakcji na kołach. Dodatni kierunek reakcji R_2 przyjęto w dół, nie oznacza to jednak, że koło musiało być wtedy przytrzymywane dla uniknięcia oderwania go od ziemi, gdyż było ono obciążone dodatkowo ciężarem własnym motocykla, co nie było wyżej uwzględnione, a dwie reakcje w sumie zawsze jednak dają pewien docisk tylnego koła do ziemi.

Obciążenia i reakcje kół przy pomiarach tensometrami

	P_j kG	P_3 kG	R_1 kG	R_2 kG
I obciążenie	226	0	61	- 165
II obciążenie	226	200	149	- 77
III obciążenie	76	200	108,2	- 32,2

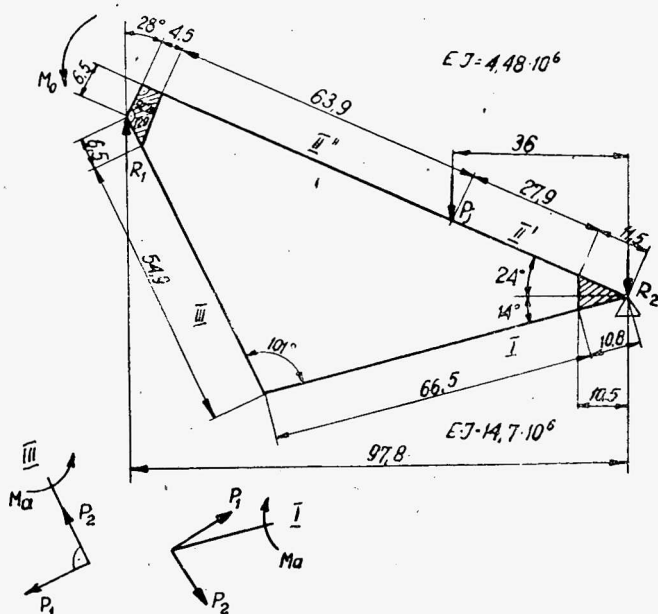
Pierwszy schemat obciążenia motocykla odpowiada warunkom jazdy po poziomej drodze bez przyspieszeń wzdłuż kierunku jazdy ale zato przy jeździe po wyboistej drodze przyjęto, że wsku-

tek tych obciążeń dynamicznych ciężar kierowcy wzrośnie około 3 razy w stosunku do obciążenia statycznego tj. od 76 kG do 226 kG. Obciążenie II dorzuca do poprzedniego stanu dodatkowo moment od sił P_2 jaki zachodzi przy gwałtownym hamowaniu przednim kołem — jest to stan najbardziej niekorzystny. Obciążenie III odpowiada gwałtownemu hamowaniu przednim kołem, na drodze równej, moment od sił P pozostaje bez zmian; ciężar kierowcy przyjmuje się normalny — 76 kG. Te trzy obciążenia nie wyczerpują oczywiście wielu możliwych obciążeń motocykla ale stawiają dość trudne warunki ramie motocyklowej — jeżeli nie wszechstronnie, to w każdym razie w dużym stopniu poddają sprawdzaniu wytrzymałościowemu ramę motocykla.

Na rys. 2 przedstawiony jest układ ramy badanego motocykla w postaci uproszczonej przyjętej do obliczeń. W rzeczywistości belka I i II nie przecina się pod kątem, ale przechodzi jedna w drugą łukiem tworząc zasadniczo jedną belkę dolną ramy. Nie uwzględnia się także powiązań poprzecznych oraz miejscowych zmian odległości obu korytek od siebie, ramę zatem traktuje się jako leżącą w płaszczyźnie kół motocykla. Ciężaru samej ramy i elementów z nią związanych nie bierze się również pod uwagę przy obliczeniu teoretycznym. Rama powyższa przedstawia układ statycznie niewyznaczalny. Wyznaczenie obliczeniowe rozkładu obciążeń można otrzymać metodą energii sprężystej prętów odkształconych. Rozcięta myślowo rama (między belkami I i III) będzie w równowadze z trzema wielkościami statycznie niewyznaczalnymi: siłą poprzeczną i wzdłużną P_1 i P_2 oraz momentem gnącym M_a . Wzór:

$$V = \int_0^l \frac{(M_x)^2 dx}{2EJ}$$

wyznacza energię poszczególnych elementów belki, przy czym pod uwagę bierze się energię trzech belek I, II i III, zakładając, udział główki ramy i tylnego uchwytu teleskopów z powodu ich stosunkowo dużej sztywności i małej długości jest bardzo mały.



Rys. 2 Uproszczony schemat ramy przyjęty do obliczeń

Po obliczeniu energii ramy w funkcji obciążeń zewnętrznych i wielkości statycznie niewyznaczalnych, w myśl zasady Castigliano pochodne cząstkowe energii ramy kolejno względem trzech wielkości statycznie niewyznaczalnych dadzą trzy równania liniowe z trzema niewiadomymi. Po odpowiednim przeliczeniu wyrażenie

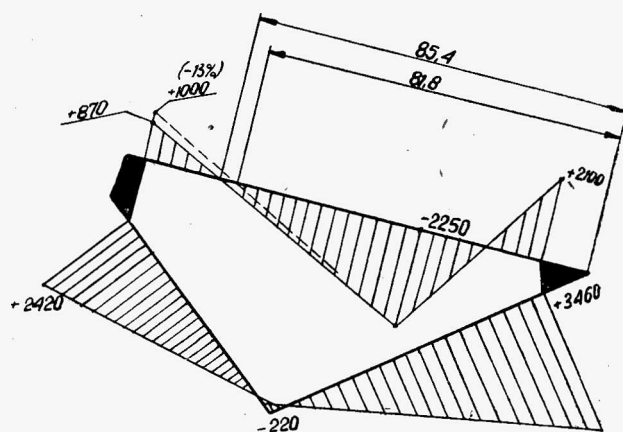
na energię całej ramy, sumy energii trzech belek, przedstawia się następująco:

$$V = V_I + V_{II} + V_{III} = (14274 P_1^2 + 20480 P_2^2 + 34270 R_2^2 + 8140 P_j^2 + 14,39 M_a^2 + 15616 P_1 P_2 - 40278 P_1 R_2 - 19500 P_1 P_j - 625,9 M_a P_1 + 31520 P_2 R_2 - 8930 P_2 P_j - 908,2 M_a P_2 + 3120 P_j R_2 + 1075 M_a R_2 + 417 M_a P_j) \cdot 10^{-6}$$

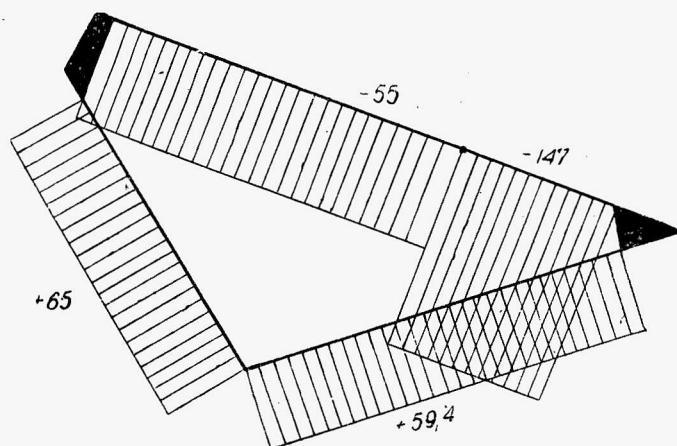
Podstawienie wartości P_j i R_2 wyznacza wartości sił P_1 i P_2 oraz momentu M_a w trzech wyżej opisanych przypadkach obciążeń. Wyniki ujęto poniżej w tabelce:

	P_1 kG	P_2 kG	M_a kG cm
I obciążenie	- 48	- 65	- 220
II obciążenie	65,4	33,4	45
III obciążenie	96	9,9	- 190

Obliczenie wartości wielkości statycznie niewyznaczalnych pozwala wyznaczyć rozkład momentów i sił wzdłużnych na całej długości ramy motocykla. Na rys. 3 przedstawiony jest rozkład

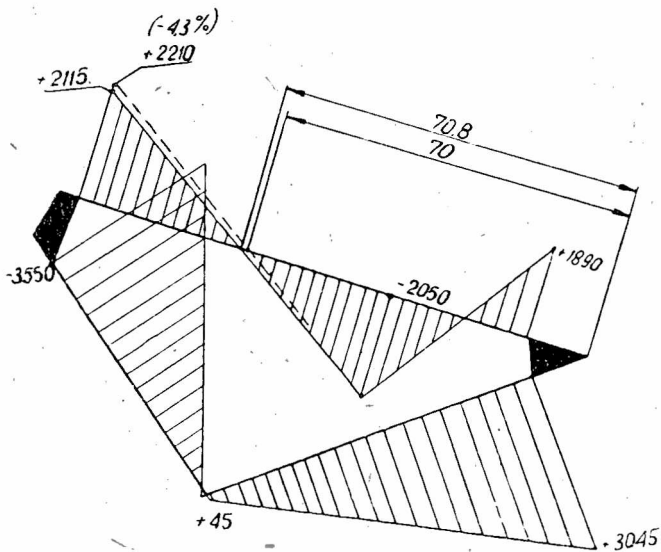


Rys. 3. Obciążenie I — rozkład momentów gnących



Rys. 4. Obciążenie I — rozkład sił wzdłużnych

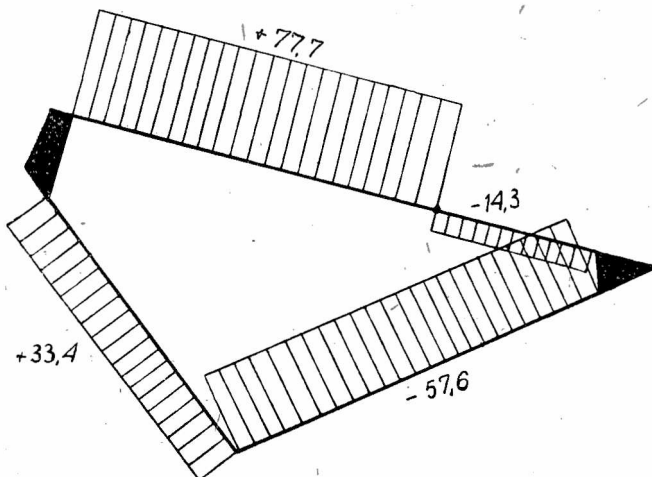
momentów gnących przy obciążeniu I; rys. 4 podaje rozkład sił wzdłużnych dla tegoż obciążenia. Analogicznie rys. 5 i 6 przedstawia rozkłady momentów i sił wzdłużnych w przypadku obciążenia II, a rys. 7 i 8 i dla obciążenia III.



Rys. 5. Obciążenie II — rozkład momentów gnących

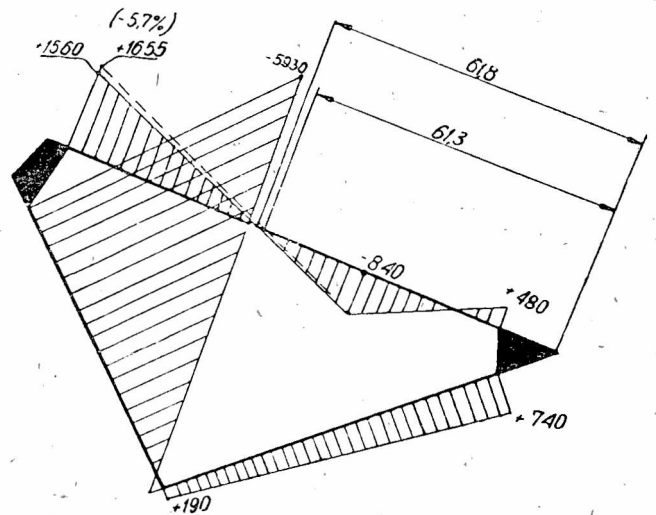
Na wykresach przedstawiających rozkład momentów gnących na belce górnej naniesiony jest linią kreskowaną moment wynikający z pomiarów tensometrycznych.

Dokonując analizy wytrzymałościowej poszczególnych belek na podstawie uzyskanych wyżej wykresów, widać że belka górna (II) ma trzy miejsca niebezpieczne: w zamocowaniach na



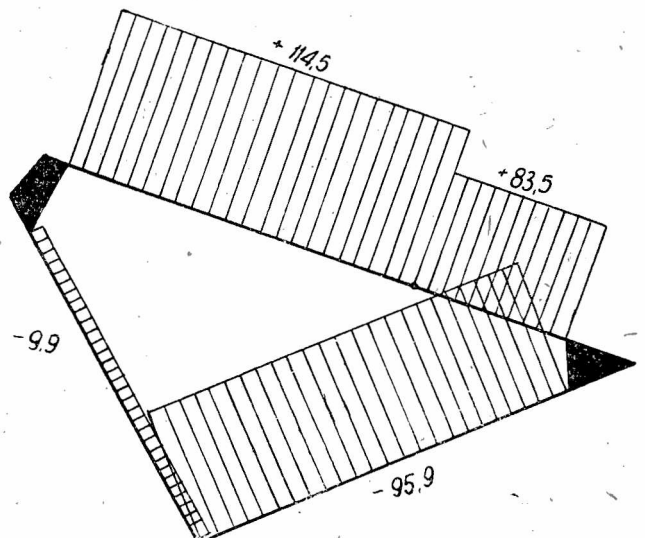
Rys. 6. Obciążenie II — rozkład sił wzdłużnych

końcach i pod siodełkiem kierownicy — wartości maksymalne momentów są w tych punktach zbliżone. Belka ta jest najlepiej wykorzystana w przeciwieństwie do belek dolnych, które przenoszą duże momenty na końcach od strony główki i tylnego uchwyty teleskopów, natomiast w dolnym węźle momenty schodzą prawie do zera. W zależności od rodzaju obciążenia siły wzdłużne rozciągające i ściskające następują we wszystkich belkach, ale posiadają małe wartości i grają niewielką rolę wobec wartości momentów gnących.



Rys. 7. Obciążenie III — rozkład momentów gnących

Porównując wyniki otrzymane przy pomocy tensometrów i na drodze teoretycznej widzimy, że we wszystkich trzech przypadkach obciążeń linia momentów wyznaczona jednym i drugim sposobem prawie że się pokrywa, a różnice wynikły na skutek przyję-



Rys. 8. Obciążenie III — rozkład sił wzdłużnych

cia do obliczeń uproszczonego schematu ramy i pominięcia w obliczeniu energii główki przedniej i tylnego uchwyty teleskopów, co już było podkreślane wyżej.

Zgodność wyników uzyskanych na drodze pomiarowej i doświadczalnej potwierdza zdanie, że przy obliczeniach ramy motocyklowej wyniki można kontrolować doświadczalnie i odwrotnie — wyniki doświadczalne uzupełniają i rozszerzają obliczenia wytrzymałościowe.

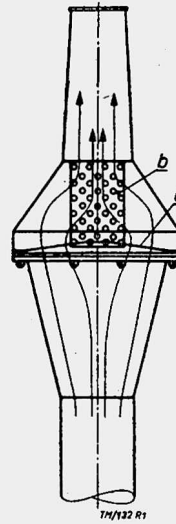
Wymiana doświadczeń
jest jedną z dźwigni postępu technicznego!

UDOSKONALENIE TŁUMIKA WYDECHOWEGO W CIĄGNIKACH DWUSUWOWYCH Z ŻAROWĄ GŁOWICĄ TYPU „LANZ”

W nr 3. 1953 r. „Kraftfahrzeugtechnik“ podane są dwa rozwiązania tłumika wydechowego dwusuwowego silnika z żarową głowicą „Lanz”. Silniki dwusuwowe stosowane w ciągnikach „Lanz” wyrzucają często jarzące się cząsteczki paliwa, wskutek niepełnego spalania w cylindrze i niezatrzymywania i nieochładzania cząstek w dotychczas stosowanych tłumikach. Nierzadkie są przypadki powstawania wskutek tego pożarów w lasach, stodołach i na polach.

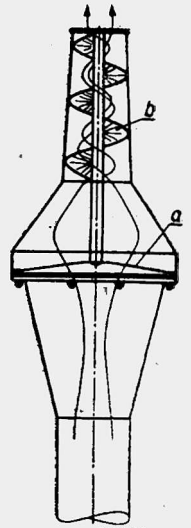
Proponowane udoskonalenia, które w praktyce zdały dobrze egzamin, polegają w pierwszym przypadku na skierowaniu strumienia gazów wydechowych przez otwory w przesłonie tłumika i dodatkowo przez dziurkowaną rurę wstawioną pomiędzy przesłoną i częścią wylotową tłumika.

W drugim przypadku gazy przechodzą przez otwory w przesłonie tłumika i następnie są kierowane na zewnątrz przez dodatkowo wstawiony ślimak blaszany.



T. S.

Rys. 1. Tłumik z wkładką z rury dziurkowanej: a) w przesłonie otworu \varnothing 5 mm, b) w rurze otworu \varnothing 4–5 mm



Rys. 2. Tłumik ze ślimakiem: a) w przesłonie otworu \varnothing 5 mm, b) ślimak blaszany

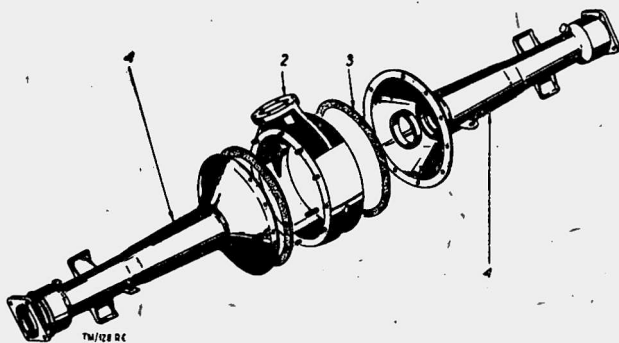
SŁOWNICTWO SAMOCHODOWE

(ciąg dalszy)

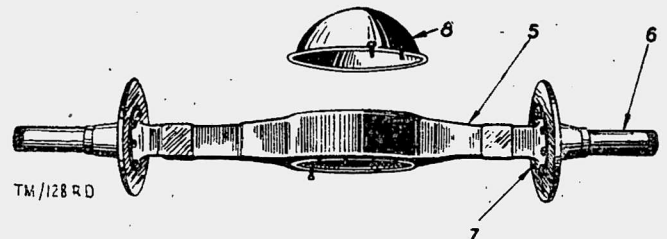
Objaśnienia znaków podano w zeszycie 1/51

XII Tylny most

1. pochwa (sf) tylnego mostu dzielona
разёмный картер (sm) за дного моста
split type rear axle housing s
corps (sm) composé en 3 pièces de pont arrière
geteiltes Hinterachsgehäuse sn
2. obudowa (sf) przekładni głównej
картер (sm) главной передачи
final drive housing s
carter (sm) central de pont arrière
Hinterachsgehäuse sn



3. uszczelka (sf) obudowy przekładni głównej
прокладка (sf) картера заднего моста
axle housing to final drive housing gasket s
joint (sm) entre carter central et trompette de pont arrière
Dichtung (sf) zum Hinterachsgehäuse und Hinterachsrohr
4. pokrywa (sf) obudowy przekładni głównej z rurą nośną kompletna
крышка (sf) картера заднего моста и кожух полуоси в сборе



rear axle housing s
trompette (sf) de pont arrière
Hinterachstrichter sm

5. pochwa tylnego mostu z rurami nośnymi kompletna
картер (sm) заднего моста с трубами полуоси в сборе
rear axle housing (casing) (s) assembly
corps (sm) de pont arrière complet
Hinterachsbrücke (sf) vollständig
6. rura (sf) nośna pochwy tylnego mostu
труба (sf) полуоси заднего моста
axle shaft housing s
tube-porteur (sm) de pont arrière
Hinterachsrohr sn
7. kołnierz (sm) pochwy tylnego mostu
фланец (sm) картера заднего моста
rear axle housing flange s
bride (sf) de corps de pont arrière
Hinterachsrohrflansch sn
8. pokrywa (sf) pochwy tylnego mostu
крышка (sf) картера заднего моста
axle housing cover s
couvercle (sm) de corps de pont arrière
Deckel (sm) zur Hinterachsbrücke

PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

OPRACOWANY PRZEZ BIURO KONSTRUKCYJNE PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO
DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „TECHNIKA MOTORYZACYJNA”

RÓCZNIK III

Warszawa — lipiec

Nr 6

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

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

400x 621.431.73+621—222+621—242.3.004.6 F 20

RICHTER K. **Zużywanie się gładzi cylindrowych i pierścieni tłokowych.** „Zylinder-und Kolbenringverschleiss Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 2, Nr 7—8, lip-sierp. 52., s. 204—237; 29×21 cm., 10,5 str., 41 fot., 2 rys., 7 wykr. Analiza zbyt szybkiego, w porównaniu z innymi częściami silnika, zużywania się gładzi cylindrowych i pierścieni tłokowych. Przyczyny zużywania się gładzi i pierścieni leżą w samym materiale (żeliwo) bądź spowodowane są czynnikami zewnętrznymi. Określenie składu chemicznego żeliwa oraz najwłaściwszej struktury poparte licznymi zdjęciami. Nowe formy podwyższenia trwałości pierścieni — ochromowanie, pierścienie płytkowe Cords. Simplex i inne. Czynniki zewnętrzne jak rodzaj smarów i paliwa odgrywają dużą rolę w procesie zużycia, jednak najważniejszym czynnikiem jest struktura materiału, która decyduje o stopniu zużycia gładzi cylindrowych i pierścieni.

401x 621.431.73+621.43.038.004.6+629.1.056.36 F 20

FREYTHNER H. **Wpływ różnych naliw na zużycie pompy wtryskowych.** „Der Einfluss verschiedener Kraftstoffe auf den Verschleiss von Einspritzpumpen“, Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 2, Nr 8, sierp. 52, s. 241; 29×21 cm., 3,5 str., 1 fot., 2 rys., 3 wykr.; 2 tabl. Wyniki prób nad zużyciem się pomp wtryskowych silników wysokoprężnych w zależności od własności używanych paliw. Duże znaczenie filtru paliwa, który wielokrotnie podwyższa czas pracy pompy wtryskowej. Dodatnie wyniki przy użyciu paliw syntetycznych. Mieszanie różnych paliw sprzyja wcześniejszemu zużyciu pomp. Konieczność normalizacji paliwa dla silników wysokoprężnych wraz z propozycją jego własności.

402x 621.431.73+629.1.056.36 F 20

FRANKE W. **Uszkodzenia silników ciągnikowych na skutek niskiej jakości oleju pędnego.** „Ausfälle an Schleppermotoren durch mangelhafte Qualität von Dieselmotoren“, Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 2, Nr 7, lip. 52, s. 202; 29×21 cm., 1,5, 5 fot. Analiza i wyniki badań nad zużyciem się silników wysokoprężnych na skutek różnych właściwości paliw pędnych. Uszkodzeniom ulegają w pierwszym rzędzie pompy wtryskowe. Stwierdzono, że jakość paliwa można uznać jedynie za częściową przyczynę uszkodzeń pomp. Większość uszkodzeń w eksploatacji powstaje na skutek nieodpowiedniej obsługi, w wyniku czego dochodzi do nadmiernych zanieczyszczeń paliw, co z kolei jest przyczyną uszkodzeń pomp i wtryskiwaczy.

403x 546.22:662.75:621.431.73.004 F 20

SIEMIENOW N. **Wpływ zawartości siarki w paliwach lekkich na zużycie silników pojazdów mechanicznych.** „Einfluss des Schwefels in Vergaser Kraftstoff, auf dem Verschleiss der Fahrzeugmotoren“, Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 2, Nr 7 lip. 52, s. 214; 29×21 cm., 3,5 str., 7 wykr., 2 tabl. Opis badań i wyniki prób przeprowadzonych nad stopniem zużywania się różnych części silnika przy użyciu paliw o zmiennej procentowej zawartości siarki. Wyniki badań wykazują, że zużycie części powstaje nie tylko w wyniku tworzenia się kwasu siarkowego ale również przez gazową korozję metali. Zużycie części rośnie wraz ze wzrostem zawartości siarki w paliwie, co powinno być powodem ograniczenia jej zawartości. Siarka osłabia również działanie antydetonatorów w paliwie. Obserwuje się również spadek mocy silnika na skutek uszkodzeń powierzchni przyłgowych zaworów i wynikłych stąd nieszczelności.

G. NORMY I WARUNKI TECHNICZNE

404x 629.113.01+621.9.016(0.83.74) G:J 20

GOŁOWIEW W. S. **Doświadczalne wprowadzenie normy na gładkość powierzchni części w Zakładach Samochodowych im. Mołotowa w Gorkim.** „Opyt wniedrienja standarta na czistotu powierchnosti ditatej na Gor'kowskom awtozawodzie im. Mołotowa“, Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 8, sierp. 52, s. 14; 29×22 cm., 2 str., 1 tabl. —

Wpływ gładkości powierzchni, na właściwą pracę i czas zużycia poszczególnych części samochodowych. Zasady oznaczania gładkości powierzchni na rysunkach konstrukcyjnych w oparciu o GOST 2789-51 i instrukcję wewnętrzną zakładów GAZ. Przykłady oznaczania typowych części składowych wymagających dokładnej obróbki. Odbiór i kontrola części dokładnie obrabionych.

J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

405x 621.431.73.004.6 J 20

DEMJEANOW L. **Zależność zużycia się silnika od temperatury jego pracy.** „Abhängigkeit des Motorverschleisses von der Betriebstemperatur“, Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 2, Nr 6, czerw. 52, s. 178; 29×21 cm., 2 str., 3 wykr. Opis badań przeprowadzonych z silnikiem GAZ-51 dla stwierdzenia zależności między wielkością zużycia gładzi cylindrowych a temperaturą pracy silnika. W wyniku przeprowadzonych prób wyciągnięto wniosek, że utrzymanie właściwej temperatury wody chłodzącej tj. 75-85°C sprzyja nie tylko najekonomiczniejszemu zużyciu paliwa ale również powoduje zmniejszenie zużycia gładzi cylindrowych.

406 629.113.079+531.391+621—541.3 J:K:M 20

KULIKOW N.K. **Wykorzystanie energii hamowania do podniesienia ekonomicznych i dynamicznych właściwości samochodu.** „Isopolzowanie energii tiermożenja dla powyszenja ekonomičeskich i dinamiczeskich swojstw awtomobila“, Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 1, stycz. 51, s. 18; 29×21 cm., 1,5 str., 1 rys., 2 tabl.— Przy hamowaniu samochodu energia kinetyczna zostaje zamieniona w ciepło i tracona bezproduktywnie. Straty z tego powodu, zwłaszcza w autobusach miejskich są bardzo znaczne. Wzór dla obliczania strat tej energii w stosunku do energii dostarczonej przez silnik. Propozycja wykorzystania tej energii przez zastosowanie specjalnego koła zamachowego z wbudowanymi przekładniami planetarnymi, przy pomocy którego następowałoby hamowanie pojazdów, a nagromadzoną energię można by następnie używać do rozruchu silnika i nadania przyspieszenia całemu pojazdowi mechaniczemu.

K. POJAZDY MECHANICZNE

407x 629.113.001.1(061.4) K 20

FRANKE W. **Rozwój w budowie pojazdów mechanicznych w NRD.** „Die Entwicklung der Strassenfahrzeuge in der Deutschen Demokratischen Republik“, Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 2, Nr 9, wrzes. 52, s. 261; 29×21 cm., 9,5 str., 37 fot., 4 tabl. Przegląd dorobku motoryzacyjnego Niemieckiej Republiki Demokratycznej wystawionego na Targach Lipskich. Podane krótkie opisy techniczne obejmują ciągniki kołowe i gąsienicowe, samochody ciężarowe i dostawcze, samochody osobowe, autobusy i trolleybusy, motocykle, rowery oraz akcesoria sprzętu motoryzacyjnego.

408x 629.114.3+629.1—445.75 K 20

FRIEDRICH K. **Nowoczesne przyczepy kłonicowe.** „Moderne Langmaterialanhänger“, Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 2, Nr 5, maj 52, s. 155; 29×21 cm., 1,5 str., 5 fot. Opis kilku tomów jedno- i dwuosioowych przyczep kłonicowych dla transportu drzewa, o nośności od 3,5 do 8 t. Tylne wózki przyczep zaopatrzone są w urządzenia kierownicze. Konstrukcje nośne spawane.

I. SILNIKI POJAZDÓW MECHANICZNYCH I POKREWNE ICH MECHANIZMY I CZĘŚCI SKŁADOWE

409x 621.431.3+621.928.028.4:629.114.2+631.372 L 20

RICHTER K. **Wielko-objętościowe i powierzchniowe filtry dla ciągników rolniczych.** „Grossraum und Grossflächenfilter für Ackerschlepper“, Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 2, Nr 11, list. 52, s. 333; 29×21 cm., 3 str., 1 fot., 4 wykr. Silniki ciągników rolniczych zaopatrzone w normalnej wielkości filtry powietrza zużywają się stosunkowo szybko z uwagi na krótką prawidłową pracę takich filtrów wywołaną wysokim stopniem zanieczyszczenia powietrza pyłem. Celem bardziej skutecznego oczyszczania

nia powietrza i zmniejszenia podciśnienia zassania, zostały zaprojektowane duże filtry, które w formie płaskich skrzynek umieszcza się na dachu nadwozia ciągnika. Opis i wyniki prób przeprowadzone z filtrami suchymi i mokrymi tego typu. Sprawność filtracyjna takich układów wynosi 99,5%.

410x 621.43.038.3:621.431.73 L 20

JANTE A.: **Dysza wtryskiwacza Ricardo-Pintaux.** „Die Ricardo — Pintaux-Düse“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t 2, Nr 5, maj 52, s. 149; 29×21 cm, 1 str., 2 rys., 1 wykr. Opis działania dyszy wtryskiwacza z dodatkowym bocznym otworkiem mającym na celu kierowanie w czasie rozruchu strumienia paliwa w kierunku różnym, aniżeli podczas ciągłej pracy a to na najgorętsze miejsce komory spalania. Daje to w efekcie znaczne ułatwienie rozruchu i nie wpływa ujemnie na ekonomię pracy silnika, ponieważ przy wyższych obrotach działanie dodatkowego otworka jest stosunkowo nieznaczne.

411x 621.43.033.001.2 L:J 20

ALTSCHUL A.: **Obliczanie dysz gaźnika z uwzględnieniem wiskozy paliwa.** „Berechnung einer Vergaserduse unter Berücksichtigung der Viskosität des Kraftstoffs“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t 2, Nr 5, maj 52, s. 141; 29×21 cm., 2,5 str., 2 rys., 1 wykr. Analiza równania na ilość cieczy przepływającej przez dyszę gaźnika. Ustalenie eksperymentalne w formie wykresu zależności poszczególnych współczynników od wielkości liczby Reynoldsa. Przebieg obliczenia dyszy podany na dwóch przykładach rachunkowych.

412x 621.431.73+621—381.1 L 20

GORIACZIN Ja. W.: **Regulacja mechanizmu rozrządu silnika samochodowego.** „Dowodka kłapanorasprzedzielitelno mechaniczna awtomobilnowo dwigatiela“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 9, wrzes. 52, s. 19; 29×22 cm, 5 str., 3 rys., 1 schem., 8 wykr., 1 fot.— Rozważania nad zagadnieniem głośności pracy mechanizmu rozrządu silnika samochodu „Moskwicz“. Wyniki badań garbów wału rozrządczego. Wpływ zarysu garbów i kształtu gniazd zaworowych jak też szczeliny między garbem a popychaczem zaworu na hałaśliwą pracę silnika. Sposoby usunięcia stuków w mechanizmie rozrządu. Opis urządzenia badawczego do sprawdzenia zarysów i właściwej pracy garbów wału rozrządczego.

413x 621.431.73+621.242.3+681.149+658.562 L 20

FOKIN W W., LEWENSSON J. M.: **„Automatyczna kontrola pierścieni tłokowych“.** „Automatische Kontrolle von Kolbenringen“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t 2, Nr 11, list. 52, s. 336; 29×21 cm., 3,5 str., 5 fot., 7 rys. Omówienie wad dotychczasowego systemu kontroli pierścieni tłokowych. Opis przyrządów oraz techniki pomiarowej pierścieni tłokowych całkowicie automatyzowanej wprowadzonej przez Zakłady Samochodowe im. Stalina w Moskwie. Przyrządy i poszczególne operacje pomiarowe odnoszą się do pierścieni tłokowych silnika samochodu ZIS-150.

414x 621.431.73+621.43.045 L 20

BEYER H. **Od korundu do świecy „Izolator“.** „Vom Edelkorund zur „Izolator“ — Zündkerze“. Kraftfzgtechn. Berlin, mies., t 2, Nr 11, list. 52, s. 341; 29×21 cm, 3 str., 10 fot. Na tle wizyty w Fabryce Porcelany w Neuhaus-Schierschnitz VEB, omówiona została produkcja świec zapłonowych „Izolator“. Część ceramiczna świecy jest najbardziej istotną jej częścią decydującą o własnościach zapłonowych. Mimo nieskomplikowanej budowy proces produkcyjny świecy obejmuje 90 operacji przy czym w czasie całego cyklu produkcyjnego świeca podlega 30 próbom. Liczne zdjęcia ilustrują przebieg produkcji.

415x 621.431.73+621.436.13.001.6 L 20

HOFMANN K. **Dokąd prowadzi rozwój silników wielocylindrowych?** „Wohin führt die Entwicklung des Vielzylinder-motor?“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t 2, Nr 9, wrzes. 52, s. 271; 29×21 cm, 7,5 str., 7 rys. Potrzeba budowy silników dużej mocy o możliwie najmniejszych wymiarach gabarytowych prowadzi do wniosku, że zadaniu temu mogą w obecnej chwili odpowiadać konstrukcje wysokoprężnych 2-taktowych silników gwia-

ździstych lub pierścieniowych. Ze szczegółowej analizy układu obu tych silników wynika, że są one równoważne. Na korzyść układu gwiaździstego przemawia fakt, że jest on mniej skomplikowany oraz że przy jego produkcji może być wykorzystane dotychczasowe wieloletnie doświadczenie.

416x 621.431.73+621.923.74 L 20

ŁUKIN N. P., GURBICZ I. B., PSZENICOW A. W., SZNIEJDIER G. K. **Określenie najlepszych sposobów docierania silników.** „Opriedielenje optimalnych rieżimow obkatki dwigatieliej“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 8, sierp. 52, s. 25; 29×22 cm, 2 str., 1 rys., 3 wykr., 1 schem., 1 tabl.— Sposoby docierania na gorąco silników w zakładach GAZ. Schemat instalacji probierczej. Przebieg i organizacja prób. Opracowanie wyników badań. Dane porównawcze i wykresy wielkości. Starcia powierzchni części w docieranych silnikach przy zastosowaniu różnych gatunków oleju. Opis automatu do płynnego zwiększania obrotów silnika.

417x 621.431.73.003.13+629.114.2+629.1.056.36 L:J 20

SZCZUROW S A., MOŁCZANOW A. P.: **Badania zwiększenia ekonomii silnika ciągnika KD-35.** „Iz opyta issledowanij powyszzenia ekonomičnosti dwigatiela traktora KD-35“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 9, wrzes. 52, s. 8; 29×22 cm, 3 str., 4 rys., 11 wykr.— Wyniki badań procesów spalania, napełnienia i strat mechanicznych w silniku KD-35. Wpływ lepkości oleju na straty mechaniczne, moc i sprawność silnika (wykresy). Kozważania teoretyczne i wykresy ilustrujące oszczędność w zużyciu paliwa w zależności od kształtu i rodzaju komory spalania. Dane porównawcze zużycia paliwa w przypadku podgrzewanej i nie podgrzewanej komory spalania.

418x 621.43—43 L 20

Wtrysk benzynowy w silnikach pojazdów mechanicznych. „Benzineinspritzung bei Kraftfahrzeugmotoren“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t 2, Nr 11, list. 52, s. 339; 29×21 cm, 2 str., 4 rys., 2 wykr. Opis urządzenia wtryskowego składającego się z pompy, rozdzielacza paliwa, zaworu wtryskowego i regulatora mieszanki. Wtrysk paliwa ma miejsce w rurze ssącej. Wyniki prób przeprowadzone na 1,5 l, czterocylindrowym silniku wykazały, że zużycie paliwa może być zmniejszone o 10—15%, zaś moc podniesiona o 15—20% w stosunku do zasilania przez gaźnik. Układ wtryskowy daje przy tym większe korzyści przy małych szybkościach co szczególnie jest ważne dla ruchu miejskiego.

M. MECHANIZMY PODWOZIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

419x 629.113+621—585 M 20

JANTE A. **Ekonomiczność przełożeń bezstopniowej skrzynki przekładniowej.** „Der wirtschaftliche Übersetzungsverlauf stufenloser Getriebe“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t 2, Nr 8, sierp. 52, s. 223; 29×21 cm, 4 str., 8 rys.— Na tle wykresów warstwicznych silników nisko- i wysokoprężnych zostały przeanalizowane zalety użycia skrzynek bezstopniowych w pojazdach mechanicznych. Odpowiednio dobrane wykresy zależności współczynników pozwalają na bezpośredni dobór najekonomiczniejszych przełożeń, określenia mocy i zużycia paliwa. Przykład obliczeniowy dla pojazdu z silnikiem wysokoprężnym.

420x 629.113+621—597.6+668.3 M 20

SEIDEL R. **Naklejane okładziny hamulcowe i sprzęgłowe.** „Aufklebte Brems und Kupplungsbeläge“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t 2, Nr 7, lip. 52, s. 218; 29×21 cm, 1,5 str., 3 rys. Osiągnięcia w NRD w zakresie zastosowania przyklejania okładzin ciernych sprzęgieł i hamulców. Dla naklejania wyrobów ciernych Jurid, jako środka wiążącego użyto Jurid-Kitt opartego na bazie Buna. Zalety naklejania okładzin hamulcowych: wyeliminowanie nitów, zwiększona powierzchnia tarcia, możliwość 100-procentowego zużycia okładziny. Wadami są: niepewność stopnia związania, potrzeba użycia specjalnych przyrządów w czasie operacji naklejania. Trudności w wymianie okładzin przez zakład naprawczy z uwagi na konieczność posiadania specjalnego wyposażenia.

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 całą 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.



Zagadnienia ogólne

- KUNTZE J.: **Rachunkowość państwowych przedsiębiorstw przemysłowych**, s. 321. Form. 8^o. Nakł. 15000. Cena zł. 14.80
Podręcznik dla wydz. finansowych przedsiębiorstw przemysłowych grupy ekonomicznej. Stanowi część drugą serii (cz. I. Podstawowe zasady rachunkowości cz. III. Rachunkowość państwowych przedsiębiorstw handlowych).

Nauki przyrodnicze

- LITWIN A. N.: **Teoretyczne podstawy techniki ciepłej**, cz. II. s. 208. Form. 8^o. Nakł. 5600. Cena zł 6.80
Podręcznik zastępczy dla technika energetycz.
PAWŁOW B. A.: **Chemia nieorganiczna**, s. 361. Form. 8^o Nakł. 5.000. Cena zł 11.60
STRUZYŃSKI N., MINCZEWSKI J.: **Analiza techniczna**, s. 408. Form. 8^o. Nakł. 5.000. Cena zł 11.60
SZYMAŃSKI J.: **Hydraulika**, s. 360. Form. 8^o. Nakł. 4.000. Cena zł. 12.10
Podręcznik zastępczy dla technikum budowlanego.

Matematyka

- GÓRSKI J.: **Trygonometria dla technikum**, Wyd. IV, s. 247, 8^o. Nakł. 10.000. Cena zł 8.00
Podręcznik
MIETKA K.: **Algebra dla kl. I techników ekonomicznych**, s. 193, Form. 8^o. Nakł. 15.000. Cena zł 6.20
Podręcznik
PRZYBYŁOWICZ W.: **Algebra dla kl. I technikum**, s. 350. Form. 8^o. Nakł. 5.000. Cena zł 10.70.
Podręcznik.

Elektrotechnika

- ARUTIUNOW W. O.: **Obliczanie i konstrukcja elektrycznych przyrządów pomiarowych**, s. 270. Form. 8^o. Nakł. 7.000. Cena zł 9.00
Podręcznik zastępczy dla techników elektrycznych. Zawiera wykład teorii i obliczenia elektrycznych przyrządów pomiarowych, konstrukcji tych przyrządów i ich elementów. Może być użyteczny nie tylko dla uczniów, ale również jako pomoc naukowa dla czynnych pracowników inżynierji technicznych przy projektowaniu i zastosowaniu elektrycznych przyrządów pomiarowych.
KNOTHE S.: **Podstaje i rozdzielnie**, s. 479. Form. 8^o. Nakł. 5.000. Cena zł 15.50
Podręcznik dla zasadniczej szkoły zawodowej.
KOBOSNO E.: **Instalacje elektryczne**, s. 340. Form. 8^o. Nakł. 10.000. Cena zł 13.50
Podręcznik dla zasadniczej szkoły zawodowej bud.
LATEK W.: **Maszyny elektryczne**. T. I, s. 397. Form. 8^o. Nakł. 6.000. Cena zł 15.20
Podręcznik dla techników elektrycznych zawiera wykład teorii i zastosowania elektrycznych maszyn-prądu stałego jak prądnice, silniki oraz maszyny specjalne.
MARSZEWSKA N.: **Podstawy radiotechniki**, s. 286. Form. 8^o. Nakł. 8.000. Cena zł 9.80
Podręcznik dla zasadniczej szkoły zaw. elektr.
REJRY B.: **Zarys trakcji elektrycznej**, s. 245. Form. 8^o. Nakł. 3.000. Cena zł 8.00
Podręcznik zastępczy dla technikum komunikacyjnego zawiera wykład trakcji elektrycznej w zastosowaniu do urządzeń kolejowych, tramwajowych, trolejbusowych oraz techniki budowy tych urządzeń.
PILARCZYK J., SZCZECIŃSKI Z.: **Spawanie elektryczne**, s. 219. Form. 8^o. Nakł. 8.000. Cena zł 12.30
Książka pomocnicza dla technikum mechaniczn.
SKOWROŃSKI J.: **Materiałoznawstwo elektryczne**, cz. I. s. 25. Form. 8^o. Nakł. 3.000. Cena zł 9.70
Podręcznik dla technikum elektrycznego i telekomunikacyjnego. Zawiera wykład teorii sporządzania, montażu i eksploatacji urządzeń elektrycznych. W książce wyjaśnione zostały problemy pochodzenia, właściwości oraz norm zużycia materiałów do produkcji urządzeń elektrycznych, ze szczególnym uwzględnieniem materiałów zastępczych.
SONDIJ F.: **Elektrotechnika**, s. 323. Form. 8^o. Nakł. 15.000. Cena zł 10.70
Podręcznik dla techników różnych przemysłów.
SONDIJ F.: **Miernictwo elektryczne**. Wyd. III. s. 239. Form. 8^o. Nakł. 20.000. Cena zł 9.30
Podręcznik dla zasadniczych szkół zawodowych.
SLIWŃSKI T., WDOVIĄK B.: **Transformatory**, s. 400. Form. 8^o. Nakł. 5.000. Cena zł 13.00
UZWOJENIA maszyn elektrycznych. cz. I. s. 320. Form. 8^o. Nakł. 3.000. Cena zł 18.00
Książka pomocnicza dla techników elektrycznych. Zawiera

- wykład teorii uzwojeń oraz technologii wykonawstwa. Celem publikacji jest podniesienie kwalifikacji zawodowych personelu czynnego w przemyśle budowy maszyn elektrycznych.
WOLSKI S., HENSEL G.: **Elektrotechnika w zadaniach**. cz. II. Prąd stały, s. 35. Form. 8^o. Nakł. 8.000. Cena zł 12.00

Technika warsztatowa

- FRYDRYCHIEWICZ K.: **Ćwiczenia z pomiarów warsztatowych**, s. 145. Form. 8^o. Nakł. 10.000. Cena zł 10.50
Książka pomocnicza dla techników mechanicznych. Stanowi dopełnienie nauki zawodu. Zawiera opis i zastosowanie narzędzi używanych w warsztatach mechanicznych.
GORIEŁOW W. M.: **Obróbka metali skrawaniem**, s. 269. Form. 8^o. Nakł. 32.000. Cena zł 8.80
Podręcznik zastępczy dla technikum mechanicznego.
KOMMISSAROW W. I.: **Ślusarstwo**, s. 378. Form. 8^o. Nakł. 10.000. Cena zł 12.80
Podręcznik zastępczy dla zasadniczej szkoły zawodowej.
KATALOG tablic graficznych Nr 1, s. 107. Form. 4^o. Nakł. 5.000. Bezpł.
WOCJAN S.: **Rysunek zawodowy dla zasadniczych szkół metalowych**, s. 145. Form. 8^o. Nakł. 15.000. Cena zł 6.30
Maszynoznawstwo
NIEWIAROWSKI K.: **Silniki spalinowe**. Wyd. II. Cz. I. s. 423. Form. 8^o. Nakł. 10.000. Cena zł 15.60, cz. II. s. 503. Nakł. 20.000. Cena zł 18,50
Podręcznik zastępczy dla technikum mechaniczn.
ZAGORSKI J.: **Kotły parowe**, s. 575. Form. 8^o. Nakł. 3.000. Cena zł 21.40
Podręcznik dla zasadniczych szkół mechanicznych i energetycznych przeznaczony dla szkolenia palaczy kotłowych.
Podręcznik

Hutnictwo

- JEGORENKOW I. P.: **Poradnik formierza odlewnika**, s. 215. Form. 8^o. Nakł. 5.000. Cena zł 17.20
Książka pomocnicza dla techników i zasadniczych szkół zawodowych hutniczych.
KWIATKOWSKI S.: **Hutnictwo ogólne**, s. 398. Form. 8^o. Nakł. 3.000. Cena zł. 13.20
Podręcznik dla techników hutniczych

Budownictwo

- POGORZELSKI J., URBAN L.: **Ustroje budowlane**, cz. III. Konstrukcje stalowe, s. 357. Form. 8^o. Nakł. 8.000. Cena zł 12.30
Podręcznik dla technikum budowlanego.
SZYMAŃSKI J.: **Hydraulika**, s. 366. Form. 8^o. Nakł. 4.000. Cena zł 12.10
Podręcznik zastępczy dla technikum budowlanego.

Włókiennictwo

- CHYROSZ M., WANICZEK H.: **Materiały odzieżowe**, s. 140. Form. 8^o. Nakł. 10.000. Cena zł 4.40
Podręcznik dla kl. I zasadniczej szkoły odzieżowej.
JASIONOWICZ Wł.: **Technologia wykończalnictwa**, cz. II. Färbiarstwo, s. 381. Form. 8^o. Nakł. 5.000. Cena zł 13.00
Podręcznik zastępczy dla technikum włókienniczego.
LIPKOWA A.: **Ogólna technologia dziewiarstwa**, cz. I. s. 290. Form. 8^o. Nakł. 3.000. Cena zł 9.80
Podręcznik zastępczy dla technikum włókienniczego.

* * *

- „Przegląd Techniczny“ — organ główny Naczelnej Organizacji Technicznej Nr 5/53 zawiera następujące artykuły:
— Razem z milionami robotników — B. Gebert
— O zadaniach prasy technicznej — inż. J. Porębski
— Rozwój produkcji książki technicznej — inż. J. Płaskowski
— Rola stowarzyszeń technicznych w propagowaniu książki technicznej — inż. T. Zamoyski
— Zadania stowarzyszeń technicznych w sprawach normalizacyjnych — inż. J. Świtkowski
— Przebudowa rolnictwa — wielkie pole pracy dla inżynierów i techników — S. Marucha
— Budownictwo wysokościowe — inż. J. Skrzekot
— Z obrad Węgierskiego Kongresu Energetycznego dla spraw wykorzystania źródeł energii wtórnej — inż. A. Piechota
— Nasza pierwsza politechnika — inż. K. Sawicki
Wolna Trybuna: — Jak dramat zamienia się w farsę -as
Sprawy organizacyjne NOT i stowarzyszeń. Wśród książek i wydawnictw.
Kronika
Biuletyn CINDT. Przegląd Dokumentacyjny CINDT. Biuletyn GUM.

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

Nowości wydawnicze

- Aleksiejew A. E.: **Konstrukcja maszyn elektrycznych.** Tłum. z ros. W. Pelczewski. 1953, s. 374, zł 59,50 (w oprawie)
- Birszenk A.: **Piece mieszkaniowe i trzony kuchenne. Budowa i użytkowanie.** 1953, s. 144, z. 7,80
- Blauth T., Dębowski Z.: **Dozór i konserwacja maszyn budowlanych.** 1953, s. 133, zł 7,70
- Byszewski S.: **Chłodnie automatyczne w sieci dystrybucyjnej.** 1953, s. 148, zł 8,80
- Chwała A.: **Pomocnicze środki chemiczne w przemyśle włókienniczym.** Tłum. z ros. J. Gosiewski i L. Zóltowski. 1953, s. 320, zł 41,— (w oprawie)
- Ciborowski J.: **Inżynieria chemiczna. Część 2.** 1953, s. 233, zł 27,— (w oprawie)
- Dąbrowski L.: **Ochrona pracy w młynarstwie zbożowym.** 1953, s. 183, zł 10,—
- Elastomery i plastomery. Tom I — **Podstawy teoretyczne.** Tłum. z ang. zespół. 1953, s. 476, zł 47,— (w oprawie)
- Garliński B.: **Architektura polska 1950 — 1951.** Album. 1953, s. 211, zł 110,— (w oprawie)
- Groszkowski J.: **Technologia wysokiej próżni.** 1953, s. 348, zł 36,— (w oprawie)
- Jarosz K., Stein R., Zięborek K.: **Odwadnianie spirytusu.** 1953, s. 208, zł 12,50
- Kamler J., Kamler W.: **Pralnie.** 1953, s. 162, zł 13,50
- Karpiński P. A.: **Metoda inż. Kowalowa w hutnictwie.** Tłum. z-ros. Z. Gorradini. 1953, s. 26, zł 1,30
- Lis B.: **Liczniki energii elektrycznej. Działanie — Użytkowanie — Instalowanie.** 1953, s. 140, zł 7,50
- Magazynowanie produktów spożywczych w zakładach żywienia zbiorowego.** Praca zbiorowa. 1953, s. 168, zł 9,—
- Nowacki W., Dąbrowski R.: **Silosy. Metody obliczeń i konstrukcja.** 1953, s. 301, zł 27,50 (w oprawie)
- Oświetlenie zakładów przemysłowych.** Stowarzyszenie Elektryków Polskich. Polski Komitet Oświetleniowy. 1953, s. 336, zł 20,50
- Pozin M. E.: **Technologia soli mineralnych.** Tłum. z ros. zespół. 1953, s. 548, zł 46,—
- Szwarczajtajn E.: **Przemysł papierniczy w Planie 6-letnim.** 1953, s. 86, zł 4,—
- Troicki Ch. L.: **Eksploatacja i remont maszyn budowlanych.** Tłum. z ros. W. Dzik. 1953, s. 320, zł 18,80 (w oprawie)

Książki wydane poprzednio

- Baranow W., Perfiliew G.: **Elektroiskrowa obróbka metali.** Tłum. z ros. G. Szpinak. 1950, s. 55, zł 3,—
- Bruins D. H.: **Obrabiarki do metali.** Tłum. z niem. T. Pietrzekiewicz. 1953, s. 305, zł 19,— (w oprawie). (Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ).
- Bryś S.: **Spawanie i lutowanie przewodów aluminiowych.** 1952, s. 155, zł 12,50
- Dobrowolski Z.: **Spawalnictwo.** 1952, s. 414, zł 22,— (w oprawie)
- Dobrowolski J.: **Polerowanie elektrolityczne.** 1952, s. 95, zł 11,—
- Gliński W.: **Urządzenia przenośnikowe w przemyśle metalowym.** 1952, s. 84, zł 19,—
- Hilbert H.: **Tłocznictwo.** Tłum. z niem. Z. Kazubiński. Tom I. 1952, s. 169, zł 22,— (w oprawie)
- Jasnogorodski I.: **Ogrzewanie metali i stopów w elektrolicie.** Tłum. z ros. W. Chitruk. 1951, s. 124, zł 20,50
- Kawecki J.: **Blacharstwo.** 1952, s. 238, zł 19,—
- Lewis W. R.: **Lutowanie miękkie.** Tłum. z ang. K. Tarnowski. 1951, s. 128, zł 10,50
- Łapiński J.: **Metalizacja natryskowa. Część 1 — Urządzenia i organizacja warsztatu.** 1951, s. 60, zł 7,—. **Część 2 — Wykonanie.** 1951, s. 120, zł 18,—
- Mardykin P. M.: **Produkcyjne metody skrobania.** Tłum. z ros. Z. Kościółek. 1952, s. 38, zł 2,—
- Mermon W.: **Zasady konstrukcji przyrządów, uchwytów i sprawdzianów specjalnych.** Tom I. 1950, s. 208, zł 36,—. Tom II. 1952, s. 185, zł 30,—
- Moroz A., Ankiewicz A.: **Rozwiertaki.** 1952, s. 104, zł 14,50
- Nowikow M.: **Konstrukcja przyrządów montażowych.** Tłum. z ros. W. Ostrowski. 1952, s. 280, zł 42,—
- Pawlikowski J.: **Struganie i strugarki.** 1950, s. 100, zł 6,60
- Pelczyński T., Sypniewski R.: **Metaloznawstwo.** Wyd. 2. 1951, s. 196, zł 7,—
- Pilarczyk J.: **Kurs spawania elektrycznego (w pytaniach i odpowiedziach).** Wyd. 3. 1951, s. 123, zł 7,—
- Piotrowski P.: **Ślusarstwo.** 1951, s. 136, zł 7,50
- Pufal Z.: **Spawanie miedzi, mosiądzu i brązu.** 1951, s. 90, zł 10,—
- Sledziwski E.: **Projektowanie konstrukcji spawanych.** 1952, s. 155, zł 31,— (w oprawie)
- Szupp B.: **Kurs spawania acetylenowego (w pytaniach i odpowiedziach).** Wyd. 5 niezmienione. 1953, s. 108, zł 4,—
- Szupp B.: **Podręcznik spawania acetylenowego.** Wyd. 2. 1951, s. 341, zł 22,—
- Tuszyński J.: **Szlifowanie bezkłowe.** 1953, s. 110, zł 5,60
- Warunki skrawania metali narzędziami ze stali szybkoobrotowej.** Praca zbiorowa. Tłum. z ros. W. Brodowicz. 1952, s. 348, zł 38,50

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki

