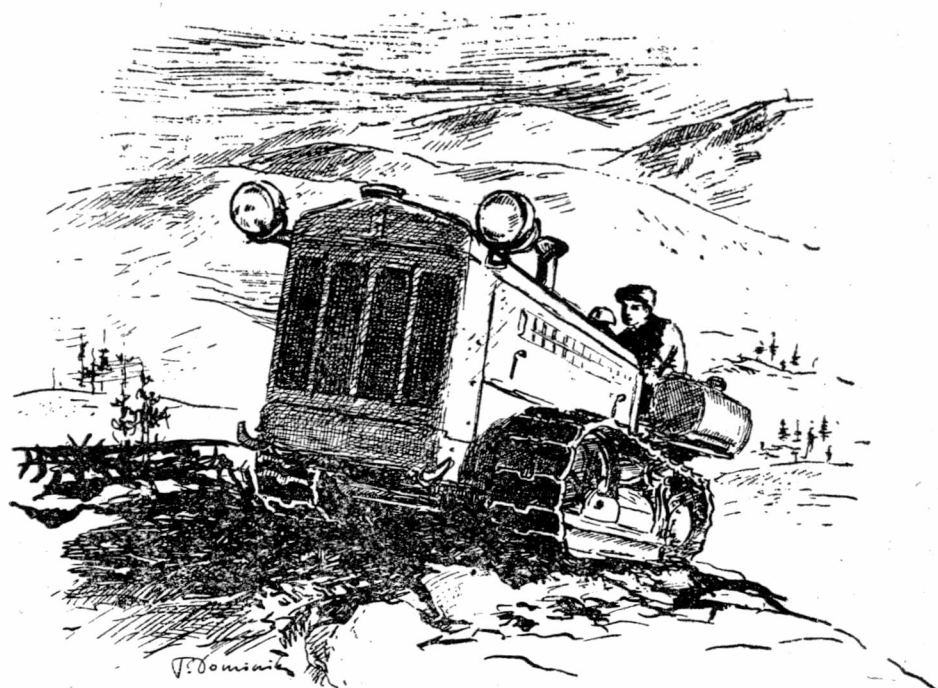


63

technika

MOTORYZACYJNA



NR 5 (39)
1955 R.



MAJ

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

Święto Pracy

Mgr inż. Zbigniew Jaśkiewicz — Obliczanie wytrzymałościowe kół zębatach samochodowych mechanizmów napędowych

Mgr inż. Zbigniew Górny — Żeliwne panewki łożysk ślizgowych

Inż. mech. Józef Jaworski — Łączenie okładzin ciernych z tarczą sprzęgła w procesie prasowania okładzin

Mgr inż. Marek Statler — Automatyzacja skrzynek przekładniowych

M. B. — Nowe silniki wysokoprężne Packard

T. W. — Układy zasilania w nowoczesnych samochodowych silnikach gaźnikowych

Bibliografia

Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

Warunki prenumeraty

Prenumerata normalna

Kwartalna	18,—
Półroczna	36,—
Roczna	72,—

Zgłoszenia przyjmują wyłącznie urzędy pocztowe oraz listonosze wiejscy i miejscy. Termin zgłoszenia prenumeraty upływa z dniem 10 każdego miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty.

Prenumerata ulgowa

($\frac{1}{2}$ ceny prenum. norm.)

Z prenumeraty ulgowej mogą korzystać członkowie stowarzyszeń technicznych NOT, członkowie klubów racjonalizacji i techniki oraz studenci szkół wyższych. Zgłoszenia (tylko zbiorowe) przez oddziały wojewódzkie NOT oraz koła naukowe studentów przyjmuje PPK „Ruch” W-wa, ul. Srebrna 12. Centralna Ekspedycja, po uprzednim wpłaceniu należności na PKO Nr I-14000/110.

Pojedyncze zeszyty „Techniki Motoryzacyjnej” można nabyć jedynie w Wydziale Zbytu Czasopism Technicznych NOT W-wa, Czackiego 3/5. Zakupu można dokonać osobiście względnie przesyłką pocztową po uprzednim wpłaceniu należności (za zeszyt i koszty przesyłki) na konto PKO W-wa, Nr I-21338/113. z wyszczególnieniem opłaconych zeszytów. Cena pojedynczego zeszytu zł 6,— porto zł 0,45.

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski

Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

Redaktor Techniczny — Mieczysław Dołowy

Redaktorzy działów: inż. Karol Biedrzycki, inż. Wiesław Stypulkowski, inż. Tadeusz Szujski i inż. Karol Pionnier.

Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9³⁰ do 16³⁰. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 6.74.61 wew. 35.

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna, Warszawa 1955.

Nakł. 2.850 egz. Ark. druk. 4. Papier druk. sat. kl. V, 60 g, 86×122/16

Oddano do skład. 24.III.55. Podp. do druku 18.V.55. Druk. uk. 24.V.55

Druk. im. Rewolucji Październikowej, W-wa. Zam. 381c/55. B-6-6534.

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

ROK V

MAJ 1955

ZESZYT 5



ŚWIĘTO PRACY

W dniu 1 Maja obchodzimy po raz dziesiąty w Polsce Ludowej święto klasy robotniczej — dzień międzynarodowej solidarności robotniczej. W ciągu ubiegłych dziesięciu lat, dzięki objęciu władzy przez robotników, chłopów i inteligencję pracującą, dokonali się w Polsce tak gruntowne przemiany, jakie nie dokonały się dotychczas nigdy na przestrzeni całych dziejów. Klasy dotychczas upośledzone i wyzyskiwane — rzeczywisty gospodarz kraju — objęły władzę i w ciągu tego okresu przebudowały strukturę gospodarczą i polityczną kraju. Partia i Rząd prowadziły Polskę w tym okresie od zwycięstwa do zwycięstwa i nic dziwnego, że siła i autorytet Partii rosły z roku na rok.

Szerokie masy ludzi pracujących zrozumiały, że Partia i naród to jedno i że to co dzieje się w Partii w równym stopniu interesuje partyjnych jak i bezpartyjnych. Zrozumieli tę prawdę przede wszystkim robotnicy, technicy i inżynierowie bezpośrednio związani z bujnym rozwojem przemysłu, komunikacji, transportu i z całym rozwojem gospodarczym kraju.

Wielkim przemianom gospodarczym i politycznym towarzyszy niemińsza przemiana psychiki ludzi pracy, którzy zdają sobie dziś dokładnie sprawę, że ich trud i praca przestały służyć interesom uprzywilejowanej przedtem klasy wyzyskiwaczy i spekulantów, a mają na celu szczęście, dobrobyt i rozwój całego świata pracy.

Święto 1 Maja stało się w Polsce Ludowej, tak zresztą jak i w Związku Radzieckim oraz w krajach demokracji ludowej, radosnym świętem — przeglądem dotychczasowych osiągnięć i sukcesów.

Na III Plenum KC PZPR tow. Bierut w ocenie naszych osiągnięć powiedział: „Przychodzimy na Plenum z cennym dorobkiem, stwierdzając wzrost aktywności naszej Partii, jej dojrzałość polityczną i więź z masami. Linia polityczna wytyczona przez Partię, przez kierownictwo Partii była i jest słuszna. Była to i jest słuszna linia Partii zmierzająca do uprzemysłowienia kraju, do rozbudowy przemysłu ciężkiego, przemysłu wytwarzającego środki wytwórczości, dzięki czemu przekształcamy nasz kraj — nie tak dawno jeszcze jeden z najbardziej zacofanych krajów w Europie — w przodujący kraj przemysłowy”. Oceniając właściwie osiągnięcia i sukcesy nie zamykamy oczu na nasze niedociągnięcia i braki.

II Zjazd PZPR ujawnił, iż obok olbrzymich osiągnięć w budowie i rozwoju przemysłu mamy nadmierne pozostawanie w tyle naszego rolnictwa, co powoduje niedostateczne tempo wzrostu stopy życiowej szerokich mas. III Plenum wskazało, iż mimo olbrzymich osiągnięć w wielu dziedzinach — widzimy z całą ostrością nie wykonane przez Partię zadania, nie uruchomione dotąd rezerwy, widzimy duży dystans między naszymi możliwościami a ich realizacją (Bierut).

Dzięki dotychczasowym osiągnięciom stworzyliśmy warunki umożliwiające jeszcze szybszy, niż dotychczas, rozwój sił gospodarczych kraju, szybsze podnoszenie stopy życiowej i coraz lepsze zaspokajanie potrzeb materialnych i kulturalnych mas pracujących. Na drodze rozwoju stanęły jeszcze poważne przeszkody w postaci braków i słabości występujących w naszej pracy partyjnej i państwowej. W ciągu długiego czasu narosły w Partii biurokratyczne wypaczenia, które spowodowały, że nie w pełni potrafiliśmy uruchomić wszystkie siły twórcze narodu, wszystkie zasoby energii, talentów, zapału. Oceniając dostatecznie mocno znaczenie tych wypaczeń III Plenum przyjęło uchwałę „W sprawie pełnego przestrzegania leninowskich zasad życia partyjnego i kolegalności kierownictwa oraz przezwyciężania biurokratycznych wypaczeń w Partii i w aparacie państwowym”. Istotą tych zasad jest rozwój demokracji w Partii w połączeniu z wypływającą ze zrozumienia zadań i dążeń Partii świadomą dyscypliną partyjną, jest demokratyczny centralizm, oparty na zasadach kolegalności pracy wszystkich instancji i organizacji partyjnych, pobudzanie inicjatywy oddolnej oraz krytyki i samokrytyki.

III Plenum stwierdziło jaskrawe naruszenia praworządności ludowej przez niektóre ogniwa służby bezpieczeństwa i ujawniło źródła tych wypaczeń: niedostrzeganie przez szereg ogniw aparatu bezpieczeństwa przemian politycznych zachodzących w kraju, krzepnięcie władzy ludowej, umacnianie się Frontu Narodowego pod przewodnictwem Partii, niedocenywanie ideowego oddziaływania Partii oraz deprawacji i demoralizacji w tych ogniwach aparatu bezpieczeństwa, wynikających z oderwania się od Partii i mas pracujących, samowoli i uchylania się od kontroli instancji partyjnych, ukrywania swych nadużyć i okłamywania Partii.

III Plenum stwierdziło także, jak silne jest zespolenie szerokich mas pracujących z Partią i dojrzałość polityczną tych mas, co ujawniło się w akcji wyborczej do rad narodowych. Ujawniło także szereg wypadków narzucania wyborcom z góry upatrzonych kandydatów bez liczenia się z wolą i opinią ogółu oraz szereg przypadków tłumienia krytyki.

Jednakże z zagadnień postawionych na III Plenum najważniejsze jest to, które dotyczy nas pracowników i twórców polskiego przemysłu — doświadczenia wynikające z przebiegu walki o wykonanie uchwał II Zjazdu. Uchwały II Zjazdu wywołały szeroki oddźwięk w całym społeczeństwie i zrodziły wielkie nadzieje. Uchwały te były gorąco poparte przez masy pracujące i pozwoliły uruchomić rezerwy sił ludu pracującego do zadań socjalistycznego budownictwa, do walki o szybszy wzrost stopy życiowej ludzi pracy. Mamy duże osiągnięcia w wykonaniu uchwał II Zjazdu; złagodzenie

w pewnym stopniu dysproporcji między wzrostem produkcji przemysłowej i rolniej. W produkcji przemysłowej mamy znacznie równomierniejszy wzrost produkcji środków wytwórczości i artykułów powszechnego użytku. W związku z tym nastąpiła poprawa w zaopatrzeniu ludności w artykuły konsumpcyjne. Średnia płaca realna wzrosła w ciągu 1954 r. o około 12%. Wzrost ten dla różnych grup robotniczych i inteligencji pracującej był nierównomierny. W ciągu roku wzrost dochodu chłopów wyniósł o około 11%. Jednakże podniesienie stopy życiowej nastąpiło tylko częściowo dzięki naruszeniu naszych rezerw gospodarczych. Hasło rzucone na II Zjeździe, że podniesienie stopy życiowej trzeba wywalczyć i wypracować zostało zrealizowane tylko częściowo. Przemysł wykonał plan gospodarczy nie we wszystkich wskaźnikach. Nie wykonano planowanej obniżki kosztów własnych produkcji, wskutek czego zamiast planowanych siedmiu miliardów złotych oszczędności uzyskano tylko trzy miliardy. Plan produkcji w rolnictwie wykonano tylko w 98%. Przyczyny, które spowodowały te niedociągnięcia mają swoje źródło w tym, że nie potrafiliśmy w pełni rozwinąć wielkiej ogólnonarodowej walki o wykonanie planu 1954 r. w przemyśle i rolnictwie, walki o plan we wszystkich wskaźnikach. Nie potrafiliśmy w pełni uruchomić wszystkich rezerw, sił, talentów, pomysłów, zmysłu gospodarskiego, jakie tkwią w masach pracujących.

Do zmobilizowania sił i środków konieczne było przestrzeganie leninowskich norm życia partyjnego — kolegiałności decyzji, jawności polityki gospodarczej, rozwoju krytyki i samokrytyki we wszystkich instancjach i organizacjach partyjnych. W realizacji tych zasad występowały jednak poważne niedociągnięcia. Wiele ogniw administracji gospodarczej nie doceniało, a czasem wręcz nie rozumiało doniosłości i znaczenia zasady, że wszystkie decyzje gospodarcze muszą być podporządkowane całości polityki Partii. W aktywie gospodarczym brak było często zrozumienia wagi decyzji gospodarczych, przejawiała się niedostateczna świadomość tego, że decyzje te mogą być w pełni skuteczne tylko wtedy, kiedy zostaną zrozumiane i świadomie realizowane przez szerokie masy. Te poważne niedomagania w realizacji naszych zadań gospodarczych wymagały, aby III Plenum rozpatrzyło zagadnienia gospodarcze, sięgając do źródeł tych niedomagań. Chodzi bowiem o to aby pracownicy instancji i organizacji partyjnych zrozumieli, że istnieje ścisły związek zachodzący między walką o ulepszenie metod pracy partyjnej a mobilizacją mas do walki o realizację podstawowych zadań budownictwa socjalistycznego. Chodzi także o to, aby walka o przezwyciężenie braków i wypaczeń w pracy partyjnej była powiązana z zadaniami politycznymi i gospodarczymi.

Na szczególną uwagę i troskę aparatu partyjnego i gospodarczego zasługują trudne i napięte zadania gospodarcze ostatniego roku planu 6-letniego. Zadania planu 1955 r. są trudniejsze niż planu 1954 r., między innymi dlatego, że musimy nadrobić w poważnym stopniu to, czego nie wykonaliśmy w roku ubiegłym. Zadania te są także trudniejsze również z uwagi na międzynarodową sytuację polityczną. Awanturnicza polityka agresywna amerykańskich imperialistów wymaga od nas wzmoczonych wysiłków obronnych. Zadania te obejmują także walkę o szybszy wzrost produkcji rolniczej i artykułów konsumpcyjnych, o dalsze podnoszenie stopy życiowej mas pracujących. W związku z tym przed przemysłem motoryzacyjnym stoi na obecnym etapie szereg pilnych zadań.

Dla szybszego wzrostu produkcji rolniczej niezbędne są nie tylko zmechanizowane, bardziej wydajne maszyny i narzędzia rolnicze, jak pługi wieloskibowe, siewniki, żniwiarko-snopowiązałki, kombajny żniwne, kombajny do zbioru buraków, lnu, sadzarki itp., ale także ciągniki różnych typów i o różnej mocy, w zależności od przeznaczenia i warunków, w jakich mają być eksploatowane.

Do obsługi rolnictwa, do transportu masy towarowej — produkcji rolnej ze wsi do konsumenta i wytworów przemysłu do wiejskiego konsumenta potrzebne są dziesiątki tysięcy samochodów ciężarowych o różnej nośności, samochodów-furgonów, samochodów-cystern, samochodów sanitarnych, przeciwpożarowych, sklepów objazdowych, kin objazdowych, wystaw ruchomych itd.

W celu podniesienia poziomu gospodarki rolnej i hodowlanej oraz zapewnienia bezpieczeństwa przeciwpożarowego potrzebne są dziesiątki tysięcy pomp i motopomp.

Do zacieśnienia współpracy wsi z miastem i odwrotnie potrzebne są dziesiątki tysięcy samochodów osobowych, motocykli i rowerów. Sprzęt ten potrzebny jest w znacznie większych ilościach, o jakości jeszcze wyższej i cenie znacznie niższej niż dotychczas był produkowany. Stąd wypływa jedno z najaktualniejszych zadań postawionych naszemu przemysłowi na obecnym etapie jego rozwoju — walka o obniżkę kosztów własnych. Ma to znaczenie zarówno z punktu widzenia ogólnogospodarczego, jak i z punktu widzenia obronności kraju. Wszystkie te zadania wymagają wręcz wyjątkowej mobilizacji naszych sił i środków we wszystkich działach gospodarki narodowej i gruntownego ulepszania metod pracy.

Rozumiejąc i doceniając wagę zadań, jakie obecnie stoją przed światem pracy — inżynierowie i technicy polscy nie zawiodą zaufania, jakim darzy ich Partia i Rząd i swym wysiłkiem zadokumentują, że budowany w Polsce socjalizm jest także ich dziełem i że dzieła tego dokonują z pełną świadomością celu.

„Nie było i nie ma w dziejach ludzkich piękniejszego, wspanialszego, bardziej twórczego i porywającego dążenia nad ideę pełnego wyzwolenia człowieka z wszelkiego ucisku i niewoli. Ta idea jest socjalizm“.

Bolesław Bierut

Mgr inż. ZBIGNIEW JAŚKIEWICZ

Katedra Samochodów
Politechniki Warszawskiej

OBLICZANIE WYTRZYMAŁOŚCIOWE KÓŁ ZĘBATYCH SAMOCHODOWYCH MECHANIZMÓW NAPĘDOWYCH

Artykuł niniejszy jest pierwszym z cyklu artykułów, poświęconych zagadnieniu obliczeń wytrzymałościowych kół zębatach, samochodowych mechanizmów napędowych. Autor opierając się na ostatnich doświadczeniach i wynikach badań, prowadzonych za granicą nad kołami zębatymi, stosowanymi w ogólnym przemyśle maszynowym, podaje nowy, dotychczas w literaturze polskiej nie znany sposób określania siły dynamicznej, naprężeń złożonych u podstawy zęba oraz docisków powierzchniowych. Autor tę nową metodę obliczeń dostosowuje ściśle do warunków pracy kół zębatach samochodowych mechanizmów napędowych.

Dążąc do jak największego zmniejszenia naprężeń, autor uzasadnia bardzo dodatni wpływ korekcji na zwiększenie wytrzymałości zęba, a dochodząc do wniosku, że każde koło zębate samochodowego mechanizmu napędowego powinno być w zasadzie korygowane, obliczenia wytrzymałościowe przeprowadza przede wszystkim dla kół korygowanych. Szczególnie dużo uwagi poświęca autor sprawie określania wielkości dopuszczalnych naprężeń do wyprowadzonych wzorów obliczeniowych. Poddając krytycznej analizie dotychczasowe poglądy, autor podaje własny sposób określania tzw. czasu zastępczego, uwzględniającego specyficzny charakter pracy kół zębatach samochodowych mechanizmów napędowych.

Obliczanie wytrzymałościowe kół zębatach samochodowych mechanizmów napędowych składa się w ogólnym przypadku z czterech zasadniczych części:

1. Założenie wstępnych parametrów kół zębatach.
2. Analiza działających sił.
3. Znaleźnienie zależności matematycznej pomiędzy siłami a naprężeniami przez wyprowadzenie możliwie dokładnych wzorów, uwzględniających korekcję obecnie powszechnie stosowaną w kołach zębatych mechanizmów napędowych samochodów.
4. Określenie dopuszczalnych naprężeń, stanowiących graniczną wartość naprężeń obliczeniowych, a ujmujących we właściwy sposób charakter pracy mechanizmów napędowych samochodu, wyposażonego w tłokowy silnik spalinowy.

W pierwszej części obliczeń dokonuje się wstępnego wyboru parametrów walcowych i stożkowych kół zębatach, jakie mają znaleźć zastosowanie w nowo projektowanych mechanizmach napędowych samochodu.

Wstępnego wyboru modułu i odległości międzyosiowej dokonuje się drogą porównania z analogicznymi parametrami kół zębatach, skrzynek przekładniowych, przekładni głównych oraz mechanizmów różnicowych, jakie znajdują zastosowanie w wyprodukowanych już (i dobrze zdających egzamin życiowy) współczesnych samochodach ciężarowych i osobowych. Oczywiście porównaniu mogą podlegać koła zębatach tylko tych samochodów, które ze względu na wielkość przenoszonych momentu, układ konstrukcyjny mechanizmów napędowych oraz zastosowany materiał pracują w podobnych warunkach, co i koła zębatach projektowanej przekładni.

Druga część obliczeń wytrzymałościowych ma na celu ustalenie wielkości sił, wpływających bezpośrednio na pracę kół zębatach. Punktem wyjściowym analizy jest określenie siły obwodowej P , działającej na obwodzie koła tocznego o promieniu r_t .

W trzeciej części obliczeń należy określić związek pomiędzy siłami o wywołanymi przez nie naprężeniami. Aby jednak ustalić, jakiego rodzaju naprężenia są szkodliwe dla pracy kół zębatach, należy wiedzieć, jakie występują w nich uszkodzenia. W ogólnym przypadku spotyka się następujące zasadnicze rodzaje uszkodzeń samochodowych kół zębatach:

a) złamanie zęba u podstawy, występujące szczególnie w kołach o zębach śrubowych. Przyczyną złamania zęba może być:

— Jednorazowe przekroczenie wytrzymałości doraźnej materiału, co jest bardzo rzadkie i występuje tylko przy bar-

dzo dużych przeciążeniach, jak np. włączenie biegu tylnego przy jeździe w przód.

— Zmęczenie materiału spowodowane wielokrotnym przeciążeniem przekładni. Wówczas u podstawy zęba, gdzie występuje gwałtowna zmiana przekroju (działanie karbu) lub zmiana własności mechanicznych materiału, pojawiają się pierwsze pęknięcia (najczęściej wówczas, gdy promień zaokrąglenia podstawy zęba jest bardzo mały).

— Złe rozstawienie osi kół wywołane błędami wykonania lub odkształcenia się obudowy przekładni pod wpływem obciążenia. Ten ostatni przypadek odnosi się szczególnie do kół stożkowych przekładni głównej samochodu, gdzie występują często duże trudności dostatecznie sztywnego ułożenia kół zębatach (właśnie ze względu na małą sztywność, zęby krzywoliniowe kół stożkowych powinny się stykać na całej szerokości wieńców tylko przy maksymalnym obciążeniu, natomiast przy obciążeniu częściowym zetknięcie powinno zachodzić tylko na pewnej części szerokości wieńca),

b) wykruszanie się powierzchni pracującej zębów *) wskutek powstawania mniejszych lub większych wyrw. Przy nadmiernie dużych dociskach powierzchniowych powstają drobne pęknięcia powierzchniowe, które z czasem zostają rozszerzone przez wcisnięty w nie olej, co powoduje rozsądzanie rys, a w następstwie odrywanie materiału. Odlupane cząstki metalu dostają się do oleju i wywołują dalsze zużywanie się powierzchni pracującej zębów. Gdy proces zużycia powierzchni bocznej zębów zostanie tak dalece zaawansowany, że następuje zązębienie się krawędzi wierzchołkowych, wówczas krawędzie te skrawając, powodują wyraźne uszkodzenie zarysu zęba, co prowadzi do dalszego zużycia, a nawet złamania zęba.

c) zacieranie się zębów, a w dalszym okresie powstawanie zadziórów na powierzchni pracującej zębów, w kierunku szybkości poślizgu. Zjawisko to występuje tylko przy dużych mocach, przenoszonych przez koła zębatach i spowodowane jest wyciskaniem smaru wskutek znacznych miejscowych temperatur na powierzchni styku zębów.

Zacieranie przedstawia poważny problem w kołach stożkowych o zębach krzywoliniowych (szczególnie hipoidalnych), a to ze względu na duży poślizg, jaki tam występuje. Z tego powodu stosuje się nawet specjalne oleje przekładniowe, tak zwane „oleje odporne na duże naciski”, co pozwala uniknąć zacierania przy stosowaniu większych nacisków międzyzębnych, aniżeli jest to możliwe przy stosowaniu olejów zwykłych.

*) Wykruszenie to w angielskiej literaturze technicznej określane jest jako „pitting”, w niemieckim piśmiennictwie technicznym, jako „Grübchenbildung”.

d) inne rodzaje uszkodzeń, jak zużywanie się zębów wskutek tarcia, przyspieszone ścieranie zębów jako wynik złego oleju lub zbyt miękkiej powierzchni zębów, bruzdy na zębach, stanowiące plastyczną deformację nie utwardzonego materiału, ospałość powstająca w obecności oleju w kołach zębatych o niskiej twardości warstwy zewnętrznej, pęknięcia na powierzchni zębów, wywołane złą termiczną obróbką zębów lub nieostrożnym szlifowaniem, wreszcie łuszczenie się zębów jako wynik zbyt cienkiej warstwy utwardzonej lub jej wad strukturalnych — wszystkie te uszkodzenia na ogół nie występują w kołach zębatych samochodowych mechanizmów napędowych. Natomiast najbardziej niebezpiecznym dla tego rodzaju kół zębatych spośród trzech ww. zasadniczych uszkodzeń zębów jest wykruszanie się zębów, powstające u podstawy kół współpracujących.

Obliczanie kół zębatych, mające na celu uniknięcie wykruszania się zębów, polega na utrzymaniu obliczeniowych docisków powierzchniowych w dopuszczalnych granicach, przy czym dla określenia naprężeń stosuje się wzory Hertza lub Stribecka, dostosowane do kół korygowanych przez Niemanna i Glaubitza.

Równie ważny dla pracy samochodowych kół zębatych jest przypadek złamania się zęba u podstawy. W tym przypadku obliczenie opiera się na wzorach wyprowadzonych przez Niemanna i Glaubitza. Obliczeniowe naprężenia złożone u podstawy zęba, wywołane działaniem siły gnącej, ściskającej i ścinającej powinny być mniejsze od naprężeń dopuszczalnych. Wreszcie obliczanie kół zębatych, mające na celu uniknięcie powstawania zadziórów na powierzchni pracującej zębów, opiera się na wzorach Hofera; myślą przewodnią tych wzorów jest niedopuszczenie do przekroczenia pewnej mocy, które mają przenieść koła zębate silnie obciążone i szybko wirujące.

Czwarta część obliczeń polega na określeniu dopuszczalnych naprężeń do wzorów obliczeniowych, wyprowadzonych w części poprzedniej. Sprawa ta ma szczególnie duże znaczenie dla kół zębatych samochodowych mechanizmów napędowych. Wynika to przede wszystkim z faktu, że przy obliczaniu powyższych kół do wzorów obliczeniowych na docisk powierzchniowy oraz złamanie zęba u podstawy podstawia się siły określone na podstawie max. momentu obrotowego silnika i odpowiedniego przełożenia w skrzyni przekładniowej lub przekładni głównej samochodu. Zakłada się przy tym milcząco, że koło wykonuje stale w jednostce czasu ilość obrotów, odpowiadającą (przy uwzględnieniu przełożenia) obrotom, przy których zachodzi max. moment obrotowy silnika oraz przyjmuje się, że określona siła obciążająca działa na koło zębate przez okres czasu równy okresowi życia całego mechanizmu napędowego.

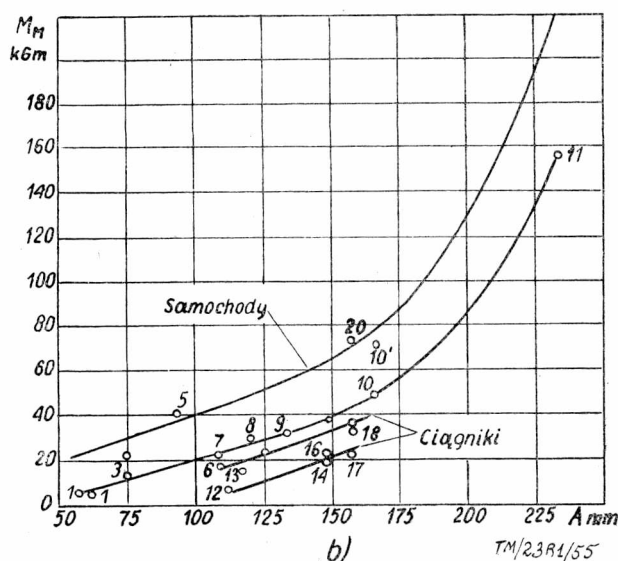
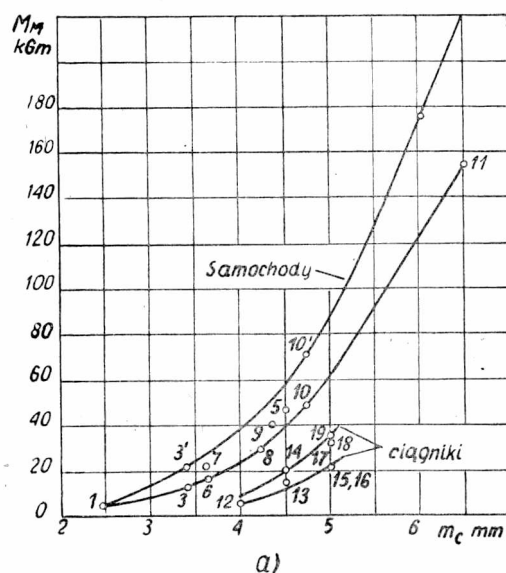
Tymczasem, analizując rzeczywiste warunki pracy i eksploatacji samochodu, należy stwierdzić, że obciążenie kół zębatych samochodowych mechanizmów napędowych jest bardzo zmienne (średnio jednak znacznie mniejsze od obciążenia określonego na podstawie max. momentu obrotowego) i zachodzi przy zmiennych obrotach, odpowiadających przy uwzględnieniu przełożenia zakresowi pracy tłokowego silnika spalinowego. Również i okres pracy poszczególnych kół zębatych jest bardzo zmienny, a w większości przypadków (szczególnie dla biegów niższych) znacznie mniejszy od całkowitego okresu „życia” obliczanego mechanizmu napędowego.

Przyjęcie nierzeczywistych warunków pracy samochodowych kół zębatych, a więc oparcie się przy ich obliczaniu na założeniach, że obliczane koło zębate przez okres czasu równy okresowi „życia” całego mechanizmu napędowego pracuje pod obciążeniem i przy obrotach odpowiadających (po uwzględnieniu przełożenia) max. momentowi obrotowemu silnika, oraz jednocześnie nieuwzględnienie rzeczywistych warunków

pracy mechanizmów napędowych przy określaniu dopuszczalnych naprężeń prowadziłoby do przewymiarowania samochodowych kół zębatych. Z tego powodu dopuszczalne naprężenia należy oprzeć na tzw. „czasie zastępczym” — T_z , tj. takim czasie, przy którym koło zębate pracując stale w wyżej określonych nierzeczywistych warunkach założeniowych (przyjmowanych przy określaniu naprężeń złożonych u podstawy zęba oraz docisków powierzchniowych), posiadałoby taką samą trwałość, co i przy działaniu rzeczywistych warunków obciążeniowych, jakim podlega koło zębate mechanizmu napędowego w czasie eksploatacji samochodu.

Część I. Założenie wstępnych parametrów kół zębatych

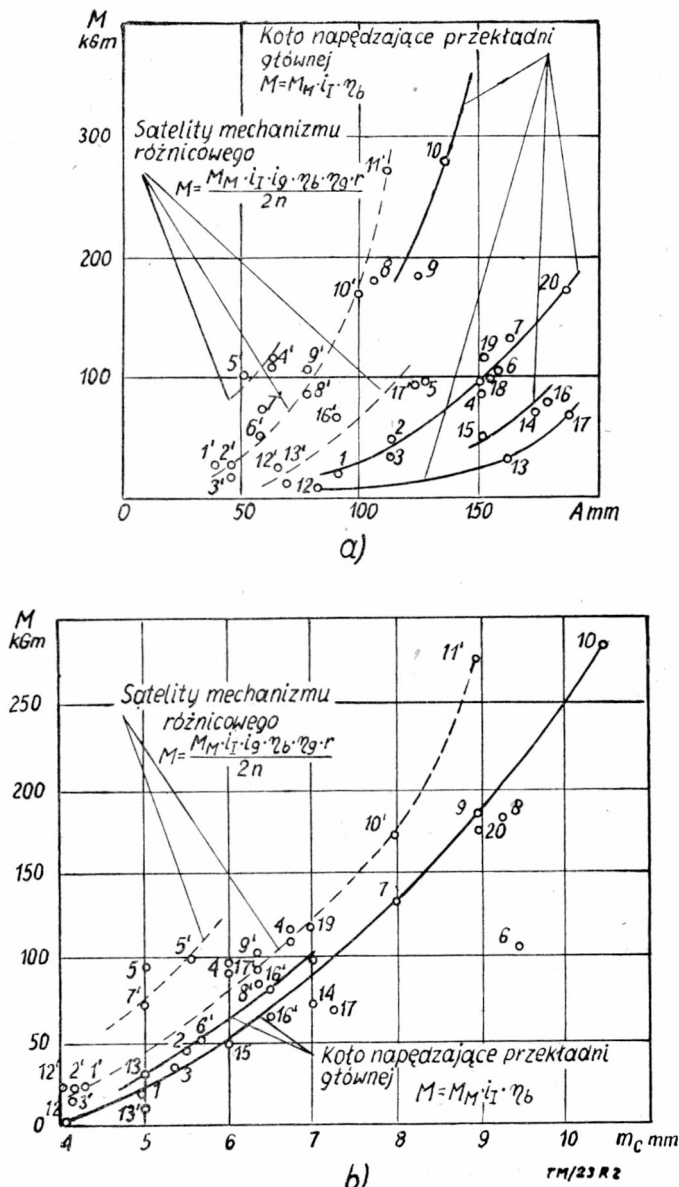
Wstępnego wyboru parametrów projektowanych kół zębatych można dokonać na podstawie analizy trwałości kół zębatych o podobnych parametrach, zastosowanych w wyprodukowanych już samochodach, a pracujących w warunkach analogicznych do tych, jakim będą podlegać nowo projektowane koła zębate (wielkość momentu obrotowego, układ konstrukcyjny mechanizmu, typ samochodu, zastosowany materiał itp.).



Rys. 1. Zależność modułu czołowego (a) kół zębatych i odległości międzyosiowej (b) w skrzyni przekładniowej od maksymalnego momentu obrotowego silnika

1. Moskiewicz, 2. GAZ-M-1, 3. Warszawa, 4. ZIS-101, 5. ZIS-110, 6. GAZ-MM, 7. Lublin, 8. ZIS-5, 9. ZIS-150, 10. MAZ-200, 11. MAZ-525, 12. HTZ-7, 13. Universal, 14. KT-12, 15. KD-35, 16. Białoruś, 17. STZ-HTZ, 18. ASHTZ-NATI, 19. DT-54, 20. 20S-80

Jeśli chodzi o koła walcowe, stosowane w samochodowych skrzynkach przekładniowych, to wstępnego wyboru parametrów tych kół, a mianowicie: modułu czołowego — m_c (dla kół walcowych wałka pośredniego) oraz odległości międzyosiowej A można dokonać przy pomocy wykresów, wykonanych przez I. C. Citowicza [1], przedstawionych na rys. 1. Wykresami tymi można się posługiwać przy projektowaniu skrzynek biegów podobnych ze względu na wielkość momentu obciążającego, typ samochodu, układ konstrukcyjny skrzynki oraz zastosowany materiał do tych skrzynek, których parametry posłużyły do zbudowania wykresów, pokazanych na rys. 1. Na wykresach tych przedstawiona jest zależność największego modułu czołowego m_c kół zębatach wałka pośredniego oraz odległości międzyosiowej A mm od maks.



Rys. 2. Zależność tworzących podziałowych (rys. a) oraz modułu czołowego (rys. b) od maksymalnych momentów obciążających napędzające koła stożkowe na I biegu (oznaczenia jak na rys. 1)

M_M — max. moment silnika

i_I — przełożenie w skrzynce przekładniowej na I biegu

i_g — przełożenie przekładni głównej

η_b — sprawność skrzynki przekładniowej

η_g — sprawność przekładni głównej i mechanizmów pośredniczących

n — liczba satelitów

r — współczynnik uwzględniający nierównomierny rozkład obciążenia na zębach satelitów

momentu obrotowego silnika M_M . Natomiast wstępnego wyboru parametrów stożkowych kół zębatach stosowanych w przekładni głównej (koła stożkowe o zębach krzywoliniowych) oraz w mechanizmie różnicowym (koła stożkowe o zębach prostych) można dokonać za pomocą wykresów pokazanych na rys. 2a i b. Wykresy te pokazują zależność modułu czołowego — m_c kół stożkowych oraz tworzących podziałowych A od maksymalnego momentu, jaki obciąża napędzające koło zębate na pierwszym biegu.

W literaturze technicznej można znaleźć sposób wstępnego obliczania modułu stożkowych kół zębatach wychodząc z obciążeń liniowych w myśl wzoru:

$$K_x = \frac{2 M_x}{m_c \cdot z \cdot b}$$

gdzie: K_x kG/cm — naprężenie liniowe koła stożkowego na biegu x

M_x — kG/cm — obciążenie liniowe koła stożkowego

z — ilość zębów

m_c cm — moduł czołowy koła stożkowego

b cm — szerokość koła stożkowego

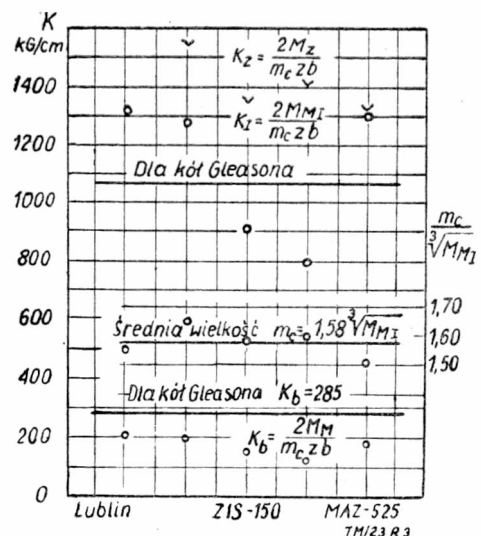
Dla kół stożkowych typu Gleason zalecane są następujące max. wielkości naprężeń liniowych:

$$\text{na biegu I: } K_{I\max} = \frac{2 M_{MI}}{m_c \cdot z \cdot b} = 1070 \frac{\text{kG}}{\text{cm}}$$

gdzie M_{MI} — max. moment obciążający na biegu I.

Na biegu bezpośrednim:

$$K_{b\max} = \frac{2 M_M}{m_c \cdot z \cdot b} = 285 \frac{\text{kG}}{\text{cm}}$$



Rys. 3. Wykres dla prawidłowego doboru modułu czołowego kół stożkowych przekładni głównej samochodów ciężarowych

Na wykresie rys. 3 pokazano przy pomocy linii ciągłych wielkości zalecanych docisków liniowych określone zgodnie z powyższymi wzorami, natomiast przy pomocy punktów — wielkości istniejących obciążeń liniowych dla kół stożkowych przekładni głównych samochodów ciężarowych*). Różnica pomiędzy zalecanymi a istniejącymi obciążeniami liniowymi dochodzi do 53%, dlatego też bardziej celowe jest posługi-

*) Jednocześnie zaś na rys. 3, na podstawie rys. 2 określono średnią wielkość modułu czołowego kół stożkowych samochodów ciężarowych i osobowych, w zależności od momentu przenoszonego przez koło zębate na biegu I w kGm, a mianowicie:

$$m_c = 1,58 \sqrt[3]{M_{MI}} \text{ (mm)}$$

i dla tej wartości modułu określono średnią wartość obciążenia liniowego.

Rys. 6.

TABLICA 1a

Dopuszczalne błędy zazębnień kół walcowych. Zakres modułu 0,6 do 1,6 mm.											DIN 3962								
Dopuszczalne wielkości błędów w mikronach ($1\mu = 0,001$ mm)																			
ff — błąd zarysu boku zęba						f_u — równomierność podziałek (różnica wymiarów poszczególnych podziałek kolejno po sobie następujących)													
F_g — błąd średnicy koła zasadniczego						f_e — błąd podziałki przyporu													
f_t — błąd podziałki nominalnej						f_s — błąd grubości zęba													
F_t — sumaryczny błąd podziałki nominalnej (różnica sumy n podziałek po sobie następujących)						f_r — błąd mimośrodowości uzębienia													
Klasa wyk.	Błąd	Średnica podziałowa d_o (mm)								Klasa wyk.	Błąd	Średnica podziałowa d_o (mm)							
		od 3 do 6	od 7 do 12	od 13 do 25	od 26 do 50	od 51 do 100	od 101 do 200	od 201 do 400	od 401 do 800			od 3 do 6	od 7 do 12	od 13 do 25	od 26 do 50	od 51 do 100	od 101 do 200	od 201 do 400	od 401 do 800
1	$f_t f_e f_u ff$	—	—	—	—	1,5	1,5	2	2	7	$f_t f_e f_u ff$	7	8	8	9	10	11	12	16
	F_g	—	—	—	—	—	1,5	1,5	2		F_g	6	7	7	8	9	10	12	14
	F_t	3	3,5	3,5	4	4,5	5	6	7		F_t	25	28	28	32	36	40	50	63
	f_s	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	4		f_s	14	16	18	20	22	25	28	32
	f_r	2,5	3	3	3,5	4	4,5	5	5,5		f_r	20	22	25	28	32	36	40	45
2	$f_t f_e f_u ff$	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2,5	3	8	$f_t f_e f_u ff$	10	11	11	12	14	16	18	20
	F_g	—	—	1,5	1,5	1,5	2	2	2,5		F_g	9	10	10	11	12	14	18	20
	F_t	4,5	5	5	6	6	7	9	11		F_t	36	36	40	45	50	56	71	80
	f_s	2,5	3	3	3,5	4	4,5	5	5,5		f_s	20	22	25	28	32	36	40	45
	f_r	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8		f_r	28	32	36	40	45	50	56	63
3	$f_t f_e f_u ff$	2	2	2	2,5	2,5	3	3,5	4	9	$f_t f_e f_u ff$	14	16	16	18	20	22	25	32
	F_g	1,5	1,5	2	2	2	2,5	3	3,5		F_g	12	14	14	16	18	20	25	28
	F_t	6	7	7	8	9	10	12	14		F_t	50	56	56	63	71	80	100	125
	f_s	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8		f_s	28	32	36	40	45	50	56	61
	f_r	5	5,5	6	7	8	9	10	11		f_r	40	45	50	56	63	71	80	90
4	$f_t f_e f_u ff$	2,5	3	3	3	3,5	4	5	6	10	$f_t f_e f_u ff$	22	22	25	28	32	36	40	50
	F_g	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	4,5	5		F_g	20	22	22	25	28	32	40	45
	F_t	9	9	10	11	12	14	16	22		F_t	80	80	90	100	110	125	160	100
	f_s	5	5,5	6	7	8	9	10	11		f_s	40	45	50	56	63	71	80	90
	f_r	7	8	9	10	11	12	14	16		f_r	56	63	71	80	90	100	110	125
5	$f_t f_e f_u ff$	3,5	4	4	4,5	5	5,5	7	8	11	$f_t f_e f_u ff$	32	36	40	45	50	56	63	80
	F_g	3,5	3,5	3,5	4	4,5	5	6	7		F_g	32	36	36	40	45	50	65	71
	F_t	12	14	14	16	18	20	25	28		F_t	125	140	140	160	180	200	250	280
	f_s	7	8	9	10	11	12	14	16		f_s	56	63	71	80	90	100	110	125
	f_r	10	11	12	14	16	18	20	22		f_r	80	90	100	110	125	140	160	180
6	$f_t f_e f_u ff$	5	5,5	6	6	7	8	9	11	12	$f_t f_e f_u ff$	56	56	63	71	80	90	100	125
	F_g	4,5	5	5	6	6	7	9	10		F_g	50	56	56	63	71	80	100	110
	F_t	18	18	20	22	25	28	36	40		F_t	200	220	220	250	280	320	400	500
	f_s	10	11	12	14	16	18	20	22		f_s	80	90	100	110	125	140	160	180
	f_r	14	16	18	20	22	25	28	32		f_r	110	125	140	160	180	200	220	250

Dla kół walcowych o kącie przyporu $\alpha_0 \pm 20^\circ$ tolerancje błędu mimośrodowości uzębienia należy pomnożyć przez współczynnik $L = \tan 20^\circ : \tan \alpha_0$, pozostałe tolerancje pojedynczych błędów pozostają niezmiennione.

Dla kół walcowych o zębach śrubowych tolerancje błędu mimośrodowości uzębienia należy pomnożyć przez współczynnik $L = \tan 20^\circ : \tan \alpha_0$, pozostałe tolerancje pojedynczych błędów pozostają niezmiennione.

Współczynnik L można określić na podstawie tablicy 2 (wg normy DIN 3961.)

TABLICA 1b

Dopuszczalne błędy zazębien kół walcowych. Zakres modułu 1,6 do 4 mm.										DIN 3962							
Dopuszczalne wielkości błędów w mikronach ($1 \mu = 0,001 \text{ mm}$)																	
f_f — błąd zarysu boku zęba						f_u — równomierność podziałek (różnica wymiarów poszczególnych podziałek kolejno po sobie następujących)											
F_g — błąd średnicy koła zasadniczego						f_e — błąd podziałki przyporu											
f_t — błąd podziałki nominalnej						f_s — błąd grubości zęba											
F_t — sumaryczny błąd podziałki nominalnej (różnica sumy n podziałek po sobie następujących)						f_r — błąd mimośrodowości uzębienia											
Klasa wyk.	Błąd	Średnica podziałowa d_o (mm)							Klasa wyk.	Błąd	Średnica podziałowa d_o (mm)						
		od 12 do 25	od 26 do 50	od 51 do 100	od 101 do 200	od 201 do 400	od 401 do 800	od 801 do 1600			od 12 do 25	od 26 do 50	od 51 do 100	od 101 do 200	od 201 do 400	od 401 do 800	od 801 do 1600
1	$f_t f_e f_u f_f$	—	—	1,5	1,5	2	2,5	3	7	$f_t f_e f_u f_f$	9	10	11	12	14	18	22
	F_g	—	—	—	1,5	1,5	2	2,5		F_g	8	8	9	10	12	14	18
	F_t	4	4,5	5	6	7	8	10		F_t	32	36	40	45	50	63	80
	f_s	2,5	3	3	3,5	4	4,5	5		f_s	20	22	25	28	32	36	40
	f_r	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7		f_r	28	32	36	40	45	50	56
2	$f_t f_e f_u f_f$	1,5	2	2	2	2,5	3	4	8	$f_t f_e f_u f_f$	12	14	16	18	20	25	32
	F_g	1,5	1,5	1,5	2	2	2,5	3		F_g	11	11	12	14	18	20	25
	F_t	6	6	7	8	9	11	14		F_t	45	50	56	63	71	90	110
	f_s	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7		f_s	28	32	36	40	45	50	56
	f_r	5	5,5	6	7	8	9	10		f_r	40	45	50	56	63	71	80
3	$f_t f_e f_u f_f$	2,5	2,5	3	3	3,5	4,5	5,5	9	$f_t f_e f_u f_f$	18	20	22	25	28	36	45
	F_g	2	2	2,5	2,5	3	3,5	4,5		F_g	16	16	18	20	25	28	36
	F_t	8	9	10	11	14	16	20		F_t	63	71	80	90	100	126	160
	f_s	5	5,5	6	7	8	9	10		f_s	40	45	50	56	63	71	80
	f_r	7	8	9	10	11	12	14		f_r	56	63	71	80	90	100	110
4	$f_t f_e f_u f_f$	3,5	3,5	4	4,5	5	6	8	10	$f_t f_e f_u f_f$	28	32	36	40	45	56	71
	F_g	2,5	3	3	3,5	4,5	5	6		F_g	25	25	28	32	40	45	56
	F_t	11	12	14	16	18	22	28		F_t	100	110	125	140	160	200	250
	f_s	7	8	9	10	11	12	14		f_s	56	63	71	80	90	100	110
	f_r	10	11	12	14	16	18	20		f_r	80	90	100	110	125	140	160
5	$f_t f_e f_u f_f$	4,5	5	5,5	6	7	9	11	11	$f_t f_e f_u f_f$	45	50	56	63	71	90	110
	F_g	4	4	4,5	5	6	7	9		F_g	40	40	45	50	63	71	90
	F_t	16	18	20	22	25	32	40		F_t	160	180	200	220	250	320	400
	f_s	10	11	12	14	16	18	20		f_s	80	90	100	110	125	140	160
	f_r	14	16	18	20	22	25	28		f_r	110	125	140	160	180	200	220
6	$f_t f_e f_u f_f$	6	7	8	9	10	12	16	12	$f_t f_e f_u f_f$	71	80	90	100	110	140	180
	F_g	5,5	6	6	7	9	10	12		F_g	63	63	71	80	100	110	140
	F_t	22	25	28	32	36	45	56		F_t	250	280	320	360	400	500	630
	f_s	14	16	18	20	22	25	28		f_s	110	125	140	160	180	200	220
	f_r	22	20	25	28	32	36	40		f_r	160	180	200	220	250	280	315

Dla kół walcowych o kącie przyporu $\alpha_0 \neq 20^\circ$ tolerancje błędu mimośrodowości uzębienia należy pomnożyć przez współczynnik $L = \tan 20^\circ : \tan d_o$, pozostałe tolerancje pojedynczych błędów pozostają niezmienione.

Dla kół walcowych o zębach śrubowych tolerancje błędu mimośrodowości uzębienia należy pomnożyć przez współczynnik $L = \tan 20^\circ : \tan \alpha_0$, pozostałe tolerancje pojedynczych błędów pozostają niezmienione.

Współczynnik L można określić na podstawie tablicy 2 (wg normy DIN 3961).

T A B L I C A 1c

Dopuszczalne błędy zazębień kół walcowych. Zakres modułu 4 do 10 mm.											DIN 3962				
Dopuszczalne wielkości błędów w mikronach (1 μ = 0,001 mm)															
f_f — błąd zarysu boku zęba						f_u — równomierność podziałek (różnica wymiarów poszczególnych podziałek kolejno po sobie następujących)									
F_g — błąd średnicy koła zasadniczego						f_e — błąd podziałki przyporu									
f_t — błąd podziałki nominalnej						f_s — błąd grubości zęba									
F_t — sumaryczny błąd podziałki nominalnej (różnica sumy n podziałek po sobie następujących)						f_r — błąd mimośrodowości uzębienia									
Klasa wyk.	Błąd	Średnica podziałowa d_o (mm)						Klasa wyk.	Błąd	Średnica podziałowa d_o (mm)					
		od 25 do 50	od 51 do 100	od 101 do 200	od 201 do 400	od 401 do 800	od 801 do 1600			od 25 do 50	od 51 do 100	od 101 do 200	od 201 do 400	od 401 do 800	od 801 do 1600
1	$f_t f_e f_u f_f$	1,5	2	2	2,5	2,5	3	7	$f_t f_e f_u f_f$	12	14	16	18	20	25
	F_g	1,5	1,5	1,5	2	2	2,5		F_g	10	11	12	14	16	20
	F_t	5	6	6	7	9	11		F_t	40	45	50	63	71	90
	f_s	3	3,5	4	4,5	5	5,5		f_s	25	28	32	36	40	45
	f_r	4,5	5	5,5	6	7	8		f_r	36	40	45	50	56	63
2	$f_t f_e f_u f_f$	2	2,5	3	3	3,5	4,5	8	$f_t f_e f_u f_f$	18	20	22	25	28	36
	F_g	2	2	2,5	2,5	3	3,5		F_g	14	16	18	20	22	28
	F_t	8	8	9	11	12	16		F_t	63	63	71	80	100	125
	f_s	4,5	5	5,5	6	7	8		f_s	36	40	45	50	56	63
	f_r	6	7	8	9	10	11		f_r	50	56	63	71	80	90
3	$f_t f_e f_u f_f$	3	3,5	4	4,5	5	6	9	$f_t f_e f_u f_f$	25	28	32	36	40	50
	F_g	2,5	3	3	3,5	4	5		F_g	20	22	25	28	32	40
	F_t	11	12	12	14	18	22		F_t	80	90	100	125	140	180
	f_s	6	7	8	9	10	11		f_s	50	56	63	71	80	90
	f_r	9	10	11	12	14	16		f_r	71	80	90	100	110	125
4	$f_t f_e f_u f_f$	4,5	5	5,5	6	7	9	10	$f_t f_e f_u f_f$	40	45	50	56	63	80
	F_g	4	4	4,5	5	5,5	7		F_g	32	36	40	45	50	63
	F_t	14	16	18	22	25	32		F_t	140	140	160	180	220	280
	f_s	9	10	11	12	14	16		f_s	71	80	90	100	110	125
	f_r	12	14	16	18	20	22		f_r	100	110	125	140	160	180
5	$f_t f_e f_u f_f$	6	7	8	9	10	12	11	$f_t f_e f_u f_f$	63	71	80	90	100	125
	F_g	5	5,5	6	7	8	10		F_g	50	56	63	71	80	100
	F_t	22	25	25	32	36	45		F_t	220	220	250	280	360	450
	f_s	12	14	16	18	20	22		f_s	100	110	125	140	160	180
	f_r	18	20	22	25	28	32		f_r	140	160	180	200	220	250
6	$f_t f_e f_u f_f$	9	10	11	12	14	28	12	$f_t f_e f_u f_f$	100	110	125	140	160	200
	F_g	7	8	9	10	12	14		F_g	80	90	100	110	125	160
	F_t	28	32	36	40	50	63		F_t	320	360	400	500	560	710
	f_s	18	20	22	25	28	32		f_s	140	160	180	200	220	250
	f_r	25	28	32	36	40	45		f_r	200	220	250	280	320	360

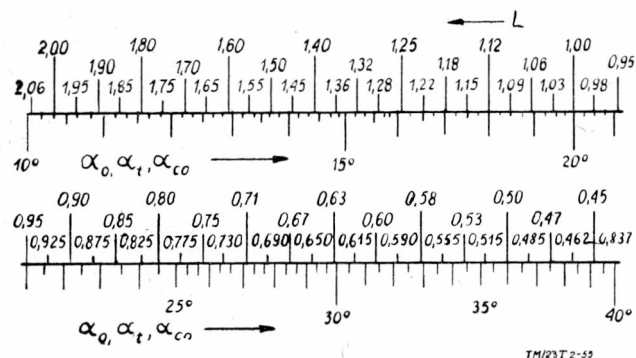
Dla kół walcowych o kącie przyporu $\alpha_0 \neq 20^\circ$ tolerancje błędu mimośrodowości uzębienia należy pomnożyć przez współczynnik $L = \operatorname{tg} 20^\circ : \operatorname{tg} \alpha_0$, pozostałe tolerancje pojedynczych błędów pozostają niezmienione.

Dla kół walcowych o zębach śrubowych tolerancje błędu mimośrodowości uzębienia należy pomnożyć przez współczynnik $L = \operatorname{tg} 20^\circ : \operatorname{tg} \alpha_0$, pozostałe tolerancje pojedynczych błędów pozostają niezmienione.

Współczynnik L można określić na podstawie tablicy 2 (w/g normy DIN 3961.)

bów wystąpi skutek odkształcenia zębów pewna nierównomierność szybkości obwodowej kół, powodująca powstawanie przyspieszeń i sił dynamicznych. W rzeczywistości przy wykonaniu kół zębatych powstają nieuniknione błędy podziałki i profilu zębów, co powoduje zwiększenie sił dynamicznych, wywołanych odkształceniem sprężystym zębów.

Obciążenia dynamiczne wpływają ujemnie na zużywanie się zębów, dlatego też większość metod obliczeniowych kół zębatych uwzględnia wpływ dodatkowej siły dynamicznej, te zaś które jej nie uwzględniają przyjmują mniejsze naprężenia dopuszczalne.



Istnieje wiele wzorów i metod obliczania siły dynamicznej, jednak zastosowanie ich do kół zębatych samochodowych mechanizmów napędowych przynosi wyniki znacznie odbiegające od warunków rzeczywistych***). Dopiero ostatnie badania prof. Niemanna [2] pozwoliły na wyprowadzenie wzoru określającego wartość dodatkowej siły dynamicznej, który zastosowany do samochodowych kół zębatych daje na ogół wyniki, pokrywające się z wynikami badań doświadczalnych. Wzór Niemanna ma postać:

$$\frac{\Delta P_{dyn}}{b} = C \cdot f_e \sqrt{\frac{v^2}{v^2 + y C f_e}} \quad \dots \quad (5)$$

gdzie:

$\frac{\Delta P_{dyn}}{b}$ w kg/mm — dodatkowa siła dynamiczna, wyrażona w kg przypadająca na mm szerokości koła zębatego
 $C = \text{kg}/\mu$ — stała sprężystego odkształcenia zębów****) przy działaniu siły kg, która na szerokości $b = 1 \text{ mm}$ wywołuje elastyczne odkształcenie 1μ .

dla stali po stali $C = 1,16 \text{ kg}/\mu$
dla stali po żeliwie lub brązie $C = 0,80 \text{ kg}/\mu$
dla żeliwa po żeliwie $C = 0,58 \text{ kg}/\mu$

v m/sek — prędkość obwodowa koła zębatego

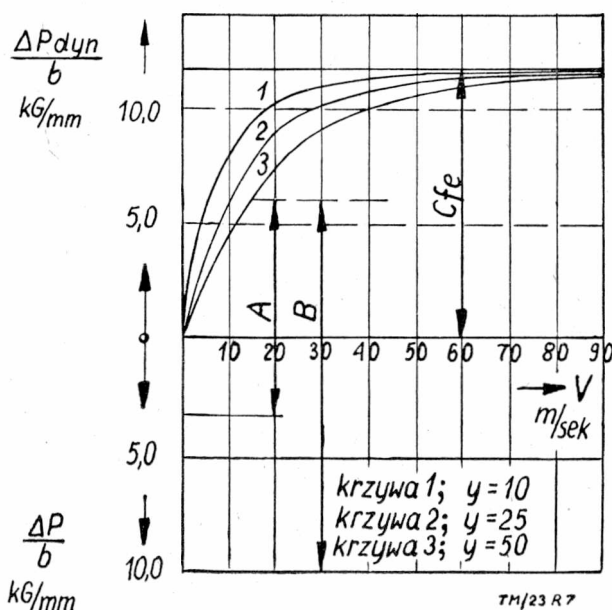
y — współczynnik momentu bezwładności wirujących mas; dla małych mas wartość współczynnika y dochodzi do 50, dla dużych — spada aż do 10. Dla kół zębowych samochodowych mechanizmów napędowych przyjmować $y = 25$.

f_e — μ błąd podziałki przyporu. Norma DIN 3962 podaje w mikronach wielkości błędu podziałki przyporu w zależności od klasy dokładności oraz

zakresu wielkości średnicy podziałowej i modułu obliczanego koła zębatego. Koła zębate samochodowych mechanizmów napędowych mieszczą się w 5—8 klasie dokładności wykonania wg normy DIN 3962, zamieszczonej w tablicy 1 a, b, c dla zakresu wielkości modułów spotykanych w przekładniach samochodowych.

Rys. 7 podaje przykładowo wykres dodatkowej siły dynamicznej $\frac{\Delta P}{b}$ określonej na podstawie wzoru 5. Na wykres naniesiono trzy krzywe obrazujące przebieg wzrostu dodatkowej siły dynamicznej w zależności od zwiększania się prędkości obwodowej, przy czym krzywe te zostały zbudowane kolejno dla $y = 10$ (krzywa 1), $y = 25$ (krzywa 2) oraz $y = 50$ (krzywa 3). Jak widać z wykresu asymptotą krzywych jest prosta pozioma, położona w odległości $C \cdot f_e$ od osi odciętych, natomiast przebieg krzywych przy stałej wartości $C f_e$ uzależniony jest od rozmieszczenia masy na obwodzie koła (współczynnik y).

Procentowy udział dodatkowej siły dynamicznej ΔP w stosunku do całkowitej siły dynamicznej $P_{dyn} = P + \Delta P$ jest szczególnie duży przy kołach mało obciążonych, natomiast stosunkowo nieznaczny przy kołach silnie obciążonych o tej samej co poprzednio klasie dokładności wykonania (ilustruje to porównanie odcinków A i B na rys. 7).



Rys. 7. Wykres dodatkowej siły dynamicznej $\frac{\Delta P_{dyn}}{b}$ oraz całkowitej siły dynamicznej $\frac{P_{dyn}}{b} = \frac{P}{b} + \frac{\Delta P_{dyn}}{b}$ w funkcji prędkości obwodowej — v m/sek, oraz współczynnika y , przy stałej wartości $C \cdot f_e$

*****) Np. wzór Buckinghama [3] wyprowadzony przy założeniu, że z kołami zębatymi są sztywno związane wielokrotnie większe masy, daje wyniki przewyższające znacznie wartości dodatkowych sił dynamicznych w kołach zębatych samochodowych mechanizmów napędowych.

*****) Wartości C podano wg Buckinghama [3].

W samochodowych mechanizmach napędowych zwykle silnie obciążonych dodatkowa siła dynamiczna ΔP stanowi tylko niewielką część całkowitej siły dynamicznej P , obciążającej koła zębate. Fakt ten prostuje błędne wnioski, wysuwane dotychczas przez wielu autorów, uzależniające w proporcjonalny sposób wielkość siły dynamicznej od wielkości siły statycznej, co prowadziło do wyników zupełnie błędnych — określania zbyt dużej wartości dodatkowej siły dynamicznej w kołach zębatych samochodowych mechanizmów napędowych.

Mgr inż. ZBIGNIEW GÓRNY
Instytut Odlewnictwa

ŻELIWNE PANEWKI ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH

Z uwagi na tendencję stopniowego eliminowania i ograniczania zużycia deficytowych stopów miedzi zastosowanie żeliwa na panewki łożysk ślizgowych nabiera szczególnej wagi. Typowanie przykładów łożyskowania z zastosowaniem panewek żeliwnych powinno opierać się na szczegółowej analizie warunków pracy, eksploatacji, konstrukcji łożyska itp. W wielu przypadkach żeliwo może z powodzeniem zastępować szeroko rozpowszechnione brązy oraz mosiądze.

1. Wprowadzenie [3, 5] *)

Zastosowanie żeliwa na panewki łożysk ślizgowych nie stanowi bynajmniej nowego zagadnienia. Próby praktycznego zastosowania sięgają okresu jeszcze sprzed pierwszej wojny

*) Cyfry podane w klamrach odnoszą się do literatury podanej na końcu artykułu.

światowej. Większość tych prób jednak nie była uwieńczona pomyślnym rezultatem z uwagi na niewłaściwy dobór warunków eksploatacji oraz nieznaną dopuszczalność wartości obciążenia, odmiennych w porównaniu z panewkami brązowymi, które starano się zastąpić.

Intensywny rozwój przemysłu i systematyczne wyczerpywanie światowych zapasów metali nieżelaznych skierowały

TABLICA 1

Żeliwo stosowane na panewki łożysk ślizgowych 2,6-8, 11, 14-16, 18, 28, 38

Rodzaj żeliwa	Struktura osnowy metalicznej	Zawartość składników w %						Własności			Warunki obciążenia (wartości dopuszczalne)		
		C	Si	P	Mn	S	Inne	Rr	a	H _B	p	v	p. v
szare	ferrytyczna	3,3-3,6	3,0-3,5	0,8-1,0	0,4-0,6	do 0,12				150-160	10	1,5	10
		3,4-3,7	2,4-2,6	do 0,25	0,7-0,9	do 0,12	0,3-0,4 Ni do 0,35% Cr			140-170	20	3	15
		3,0-3,2	2,5-3,0	0,8-1,0	0,6-0,8								
	perlityczno-ferrytyczna	3,2-3,6	2,2-2,4	0,15-0,25	0,6-0,9	do 0,12	0,2-0,35% Cr, 0,3-0,4% Ni, 0,2-0,3% Cu, 0,1-0,15% Al			170-230	20	2	
											100	5	18
											80	2,5	50
		3,0-3,2	1,9-1,5	do 0,3	0,8-1,0	do 0,15		26	—	200-240	40	2	25
		3,2-3,4	2,1-1,7	do 0,5	0,6-0,8	do 0,15		18	—	170-220	10	1,5	10
		3,0-3,4	2,3-2,5	0,7-0,9	0,7-0,8	do 0,1				190-200			
	perlityczna	2,6-3,0	1,7-2,0	0,6-0,9	0,6-0,8	do 0,08		28-34					
		3,2-3,6	1,6-1,9	0,6-0,9	1,4-1,6	do 0,1		27-32		190-220			
modyfikowane	perlityczna	2,9-3,1	1,1-1,4	0,25	0,8	0,15					25	2,5	
		3,5-3,8	1,5-1,9	0,3	0,6-0,8	0,1							
ciągliwe	ferrytyczna	2,6	1,0	0,07	0,8	0,075		50	7	180-190	40		22
		2,7-3,0	1,2-1,4	0,1-0,13	0,6-0,7	0,09-0,11		44,5-47,3	5,2-3-8	170-202		3	50
	perlityczno-ferrytyczna	2,6-3,0	1,0-1,1	do 0,07	0,9-1,0	0,08		49-53	6-7	190-200		2-3	60
		2,4-2,6	1,2-0,8	do 0,12	0,4-0,6	0,12		44-65	5-7	163-197	160	3	100
		2,9-3,1	0,95-1,15	do 0,12	1,0-1,2	do 0,12		45-50	3-5	163-197	160	3	100
		2,67-2,75	1,08-1,22	do 0,12	0,44-0,46	0,11-0,13	do 0,04 Cr	55,5-61	4-9	167-197	46	3	46
		2,45-2,65	1,1-1,3	0,12-0,17	0,4-0,45	0-12	do 0,05 Cr	48-55	4-6	156-187	50-60	2-3	
	perlit kulkowy	2,6-2,9	0,7-0,9	do 0,15	0,3-0,4	do 0,1	do 0,06% Cu	44,2-56	4-5,5	163-179			
		2,4-2,7	0,6-0,9	0,1-0,15	0,8-1,2	0,06-0,1	0,05-0,1% Cr	50-62	8-9,4	179-189			
stopowe miedziowo-tytanowe	perlityczna lub perlityczno-ferrytyczna (do 15% ferrytu)	3,7-4,2	1,3-2,0	do 0,3	0,4-0,7	do 0,1	0,35% Cr, od 0,4% Ni od 0,4% Cu, 0,1-0,3% Ti			do 200		4	nawet do 600
		3,0-	1,16	0,2			2,5% Cu, 0,48% Ti			200-217			
		4,5-5,5	1-1,5	0,3	0,4-0,6	0,1	0,5% Ni, 0,2-0,4% Cu, 0,25% Al, 0,7-0,9% Ti				60	5	45
		3,3-3,8	1,4-2,4	do 0,3	0,5-0,9	do 0,12	do 0,25% Cr, od 0,2% Ni od 0,62% Cu, Ti do 0,3%	32		170-229	200	5	45
stopowe	perlityczna	3,2-3,5	1,1-1,8				0,3% Cr, 1,5% Ni, Mo	2,32-27,4		200			
sferoidalne	perlityczna lub perlit-ferrytyczna										50,60	2-3	100

ponownie zainteresowanie na zagadnienie panewek żeliwych, któremu specjalną uwagę poświęcono w fachowej literaturze radzieckiej i niemieckiej.

Obecnie można zanotować szereg rodzajów żeliwa próbowanego i stosowanego na panewki łożyskowe (tabl. 1), a w Związku Radzieckim znormalizowano nawet 2 gatunki żeliwa przeznaczonego na panewki łożyskowe (żeliwo S Cz-1 i S Cz-2 wg normy GOST 1585-42). Ze względów produkcyjnych i ekonomicznych w warunkach krajowych odtwarzanie oraz praktyczne stosowanie tych różnych rodzajów żeliwa byłoby niecelowe, a poza tym wymagałoby niejednokrotnie przezwyciężenia trudności natury technologicznej, związanych z wytapianiem stosunkowo niewielkich ilości żeliwa o nietypowym składzie.

Dla warunków krajowych ustalono następujące rodzaje żeliwa na panewki łożysk ślizgowych:

szare perlityczno-ferrytyczne,
szare perlityczne (modyfikowane),
ciągliwe ferrytyczne,
ciągliwe perlityczne,
sferoidalne ferrytyczne,
sferoidalne perlityczno-ferrytyczne,
sferoidalne perlityczne.

Dobór poszczególnych rodzajów żeliwa zależy jest oczywiście od warunków pracy i możliwości produkcyjnych, które dla żeliwa ciągliwego i sferoidalnego nie osiągnęły jeszcze u nas właściwego poziomu.

Z uwagi na liczne konstrukcje licencjonowane, które często spotyka się w przemyśle krajowym, w tablicy 2 podano możliwości zastąpienia różnych zagranicznych rodzajów żeliwa przez dostosowane do produkcji krajowej.

TABLICA 2
PROPONOWANE RODZAJE ŻELIWA ZAMIAST PODAWANYCH W LICENCYJNYCH KONSTRUKCJACH *) [5]

L.p.	Żeliwo przewidziane w konstrukcji	Żeliwo proponowane
1	szare perlityczno-ferrytyczne S. Cz-1 oraz S.Cz-2	modyfikowane ZIM 30
2	ciągliwe z perlitom kulkowym	ciągliwe perlityczno-ferrytyczne, perlityczne lub sferoidalne
3	miedziowo-tytanowe	ciągliwe perlityczno-ferrytyczne

*) Podano wyłącznie te rodzaje żeliwa, których nie uwzględniono w proponowanych.

2. Dopuszczalne warunki obciążenia [1, 3, 5, 14]

Miarą oceny tworzywa łożyskowego jest przeanalizowanie dopuszczalnych wartości nacisku jednostkowego i prędkości obwodowych. Często wielkości te połączone są w formie iloczynu „ $p \cdot v$ ”, charakteryzującego tzw. „natężenie pracy łożyska” (tablica 3).

Żeliwo zaliczone może być do tej samej grupy tworzyw łożyskowych co brązy i mosiądze, a mianowicie do tzw. „twardych stopów łożyskowych”. W tablicy 4 zestawiono porównawcze dopuszczalne wartości: $p \cdot v$ oraz p , $x \cdot v$ dla szeregu stopów miedzi.

W zakresie małych prędkości obwodowych dopuszcza się daleko większe naciski jednostkowe od podanych w tablicy 3 wartości: np. przy $v \leq 0,1$ m/sek, dopuszczalny nacisk jednostkowy może sięgać 200 kg/cm² lub nawet więcej. Należy

TABLICA 3

DOPUSZCZALNE OBCIĄŻENIA DLA RÓŻNYCH RODZAJÓW ŻELIWA PROPONOWANEGO NA PANEWKI ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH wg BADAŃ I.O. [3, 5] DLA ŁOŻYSK O TARCII PÓLSUCHYM

Rodzaj żeliwa	Nacisk jedn. (KG) $P_{\max}$ cm ²	Prędkość obwodowa v (m/sek)	Iloczyn $p \cdot v$
szare perlityczno-ferrytyczne (Zl 18)	10	1,5	10
szare perlityczne Zl 30 lub ZIM 30	40	3—5	20—25
ciągliwe ferrytyczne	50—60	2—3	22
ciągliwe perlityczno-ferrytyczne (60 — 80% perlitu)	40	2—3*)	100*)
ciągliwe perlityczne	160	3	30*)
sferoidalne ferrytyczne Zs F—05	50*)	4*)	30*)
sferoidalne perlityczno-ferrytyczne (70-90% perlitu)	40*)	2—3*)	25*)
sferoidalne perlityczne Zs P-45	50*)	3*)	30*)

*) Wartości przybliżone.

podkreślić, że wartości zestawione w tablicy 3 podano z dużym zabezpieczeniem ze względu na stosunkowo niewielkie ilości sprawdzonych w próbach praktycznych przykładów łożyskowania.

Zasadniczo panewki żeliwne przeznaczone są do zastosowania w przypadku obciążeń statycznych; mogą jednakże być stosowane również przy obciążeniach uderowych po wprowadzeniu odpowiedniego współczynnika bezpieczeństwa: u , który zależy od rodzaju smarowania (tablica 5).

3. Własności ślizgowe żeliwa [3, 5, 9, 12, 28, 34, 37, 39, 40]

Własności ślizgowe żeliwa, pomimo wielokrotnych badań, nie zostały dotychczas jednoznacznie zdefiniowane. W ogóle proces tarcia i ścierania nie jest dokładnie wyjaśniony, a w przypadku żeliwa złożoność struktury i znaczne różnice we własnościach poszczególnych składników strukturalnych dodatkowo komplikują to zagadnienie. Żeliwo należy do grupy tworzyw łożyskowych trudno docierających się, w związku z czym w wielu przypadkach wymaga dokładniejszej obróbki mechanicznej. Natomiast wrażliwość na zatarcie, na skutek okresowego niewłaściwego smarowania przy odpowiednio dotartej panewce żeliwnej, nie jest wbrew opinii literatury fachowej gorsza, niż dla twardych łożyskowych stopów miedzi (brązy cynowe, aluminium, mosiądze specjalne itp.). Panewki żeliwne są natomiast wrażliwe na zanieczyszczenie nieorganiczne (np. kurz) w czasie pracy, które spowodować mogą zatarcie łożyska. Przyjmując skalę 1 do 8 dla oceny własności ślizgowych różnych rodzajów żeliwa (rosnąca liczba oznacza pogorszenie własności) uzyskano dane zestawione w tablicy 6.

Wahania współczynników tarcia dla poszczególnych rodzajów żeliwa spowodowane są przede wszystkim różnymi me-

TABLICA 4
WŁASNOŚCI ŚLIZGOWE, DOPUSZCZALNE WARUNKI OBCIĄŻENIA BRĄZÓW I MOSIĄDZÓW STOSOWANYCH NA
PANEWKI ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH [3, 5, 13, 14, 17, 18]

Rodzaj brązu	Cecha wg PN	Współczynnik tarcia		Warunki obciążenia							
				Przemysł maszynowy				Przemysł okrętowy			
		na sucho	ze smarowaniem	p	v	$p \cdot v$	Charakter obciążenia	p	v	$p \cdot v$	Charakter obciążenia
Brąz cynowy	B10	0,17	0,0056	100	4	200	statyczne				
Brąz cynowo-fosforowy	B101	0,10	0,008	150	3	200	udarowe	60	5	300	statyczne
				550	10	750	statyczne	40	5	200	uderzeniow.
Brąz cynowo-cynkowy	B663	0,16	0,009	80	3	120	statyczne				
„	B555	0,17	0,009	50	3	100	statyczne				
„	B4417	0,15	0,005	100	4	100	statyczne				
Mosiądz manganowy	MM58	0,24	0,016	100	4	100	statyczne	35	3	70	statyczne
				100	4	60	uderzen.				
Mosiądz krzemowy	MK080	0,15	0,009	150	3	200	statyczne				
				40	3	40	udarowe				
Brąz aluminiowy	BA94	0,18	0,004	300	8	600	statyczne				
„	BA1032	0,21	0,012	300	8	600	statyczne				
Mosiądz maszynowy	MM52	0,22	0,012	300	8	600	statyczne				
Mosiądz aluminiowy	MA66	0,21	0,007	300	8	600	statyczne				
Brąz krzemowy	BK331	0,25	0,013	120	4	120	statyczne				
„	BK42	0,3	0,014	40	4	20	statyczne				
Mosiądz ołowiowy	M059	0,17	0,013					40	3	90	statyczne
Brąz aluminiowy	BA32	0,18	0,006					30	3	90	statyczne
								20	3	60	uderzen.
Brąz cynowo-cynkowy	B102	0,16 – 0,20	0,008 – 0,06					15	10	150	statyczne
Brąz cynowo-nikłowy	CuSn7 Ni2	0,16	0,006					60	5	200	statyczne
								40	5	200	uderzen.
Brąz aluminiowy	CuAl7 Fe1,5 Pb1,5		0,012	300	6	600	statyczne				
Brąz cynowy fosforowy*)	CuSn 6,5 P 0,4	0,12 – 0,26	0,006 – 0,01	100	3	150	udarowe				

*) Przerobiony plastycznie.

todami badania. Większa część wartości zestawionych w tablicy 7 uzyskana została przy badaniu na maszynie ścieralności typu Amslera. Ścieranie przy smarowaniu, z uwagi na niedokładne smarowanie (próbka zanurzona częściowo w oleju) odpowiada tarcu półsuchemu.

4. Własności porównawcze żeliwa i stopów miedzi [3, 4, 13, 17, 18, 22, 33]

Niejednokrotnie warunki pracy łożyska nasuwają konstruktorowi wątpliwości przy próbie zastąpienia panewek brązowych żeliwnymi. Dlatego dla wytypowania żeliwa często niewystarczająca jest znajomość dopuszczalnych wartości p , v oraz $p \cdot v$, lecz potrzebne są również inne własności mechaniczne, jak np. własności zmęczeniowe, uderność itp. W tablicy 8 zestawiono porównawcze własności mechaniczne i fi-

zyczne znormalizowanych brązów oraz różnych rodzajów żeliwa.

TABLICA 6
PORÓWNAWCZE WŁASNOŚCI ŚLIZGOWE ŻELIWA STOSOWANEGO NA PANEWKI ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH [5]

Rodzaj żeliwa	Zdolność do docierania	Własności przy niedostatecznym smarowaniu	Wrażliwość na zanieczyszczenia	Odporność na zużycie
szare perlit.-ferryt.	4	4	4	6
szare perlityczne	8	8	7	4
ciągłe ferrytyczne	1	1	1	8
ciągł. perlit.-ferrytyczne	3	3	3	5
ciągłe -perlityczne	6	6	6	3
sferoidalne ferrytyczne	2	2	2	7
sferoid. perlit. ferryt.	5	5	5	2
sferoidalne perlityczne	7	7	8	1

TABLICA 5
WARTOŚCI WSPÓŁCZYNNIKA „u” [21]

Rodzaj smarowania	Współczynnik zabezpieczenia „u”
ręczne i olejkami	3
pięścieniowe	2,5
obiegowe pod ciśnieniem	1,75

TABLICA 7

WSPÓŁCZYNNIKI TARCIA RÓŻNYCH RODZAJÓW ŻELIWA STOSOWANEGO NA PANEWKI ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH NA PODSTAWIE BADAŃ NA MASZYNIE DO ŚCIERANIA TYPU AMSLERA [3,5]

Rodzaj żeliwa	Współczynnik tarcia*)	
	na sucho (maksymalne)	ze smarowaniem**)
szare perlityczno-ferryt.	0,5—0,65	0,06—0,1
szare perlityczne	0,42—0,51	0,06—0,09
ciągliwe ferrytyczne	0,46—0,7	0,03—0,07
ciągliwe perlit-ferryt.	0,42—0,55	0,04—0,07
ciągliwe perlityczne	0,42—0,50	0,04—0,06
sferoidalne ferrytyczne	0,5—0,61	0,07—0,08
sferoidalne perlit-ferryt.	0,47—0,54	0,07—0,08
sferoidalne perlityczne	0,45—0,5	0,05—0,06

*) Współczynnik na sucho i ze smarowaniem wyznaczono przy współpracy tego samego tworzywa ze sobą stosując odpowiednio naciski $P = 25$ i 50 dla ścierania na sucho oraz $P = 50, 100$ i 150 dla ścierania ze smarowaniem olejem maszynowym lub lotniczym. Powierzchnia ścierania wynosiła w przybliżeniu 2 cm^2 .

**) Wartości dla tarcia pólusowego.

5. Zakres zastosowania [1, 2, 6—11, 14, 16, 18—20, 22—32, 35, 36, 38]

Dotychczasowy zakres zastosowania jest różnorodny i obejmuje szereg maszyn i urządzeń przemysłowych. Podanie praktycznych przykładów łożyskowania wydaje się służyć z uwagi na zorientowanie czytelnika w wypróbowanych zakresach.

A. Łożyska traktorów

Żeliwo ciągliwe perlityczno-ferrytyczne stosuje się na różnego rodzaju elementy traktorów pracujące na ścieranie, jak tulejki łożyskowe korbowodu, koła zamachowego itp. W traktorach radzieckich STZ i ChTZ żeliwo to zastosowano na łożyska wału rozrządczego, osi napędu tylnego, wałków iskrownika i skrzynki biegów, a w traktorze Cz TZ-S-60 na tulejki łożyskowe wału rozrządczego, regulatora oraz korbowodu. W samochodzie ZIS-5 tulejki łożyskowe przednich i tylnych resorów wykonane z żeliwa ciągłego pracowały znacznie dłużej od brązowych (BA 94). Tuleje koła zamachowego radzieckich traktorów DT-54 i ST2-NATI wykonane z żeliwa sferoidalnego pracowały bez zastrzeżeń.

B. Łożyska obrabiarek

Szare żeliwo perlityczne lub perlityczno-ferrytyczne (również radzieckie S Cz-1 i S Cz-2) stosuje się na mniej odpowiedzialne panewki łożyskowe: tokarek, strugarek, frezarek, boczne łożyska obrabiarek, łożyska pomp olejowych przy obiegowym systemie smarowania, tarcz ściernych przy szlifierkach. Żeliwo ciągliwe perlityczno-ferrytyczne stosuje się na łożyska szlifierek, frezarek poziomych, pionowych i uniwersalnych, frezarko-wiertarek, strugarek poprzecznych, tokarek zgrubnych i do gwintów, rewolwerówek, wiertarek, gwinciarek; panewki wykonywane z tego żeliwa służą do ułożyskowania wrzecion, wałków rozrządczych, wykonuje się z niego nakrętki śrub pociągowych posuwu podłużnego i poprzecznego.

Przy doborze dopuszczalnego nacisku jednostkowego dla panewek z żeliwa ciągłego można skorzystać z przybliżonego wzoru:

$$p_{dop} = \frac{46}{v} \frac{\text{KG}}{\text{cm}^2} \text{ przy } v \leq 0,5 \text{ m/sek.}$$

TABLICA 8 Własności porównawcze żeliwa i brązów [1,3—6,9,12,18,32,33,35,36]

Rodzaj materiału	Szare perlit-ferryt. ZI 18	Szare perlit. ZI 30	Sferoidal. ferrytyczne	Sferoidal. perlityczne	Ciągliwe ferrytyczne	Ciągliwe perlit-ferryt. [45—80% perlitu]	Brązy cynowe i cynowo-cynkowe-wolfrumowe	Brązy cynowe i cynowe-fosforowe	Brązy cynowo-cynkowe-wolfrumowe	Brązy aluminiowe	Brązy krzemowe
Wytrzymałość na rozciąganie R_r (KG/mm ²)	18	30	40—60	45—70	27—35	45—50	15—23,8	20—35	15—23,8	30—65	25—35
Granica płynności (KG/mm ²) Qr 0,2		75 = 80% Br	45—50	33—55	21—25						
Moduł sprężystości przy rozciąganiu E (KG/mm ²)	10000	12000	14000—16000	13000—16000	15800—17600		9000—9450	7300—10600	10000—11500	10000—11500	10400—11000
Wydłużenie względne $a(\%)$	—	—					4—12	3—10	5—20	13—29	10—25
Wytrzymałość na zmęczenie (obciążenie grane 3000 cykli) K_G (KG/mm ²)	6—11	do 21,0 (bk)	13,0(k) 16,9(bk)	29,3(bk)	11,0—14,0 (k) 22 (bk)		—	do 29,0	13—29	—	—
Wytrzymałość na ściskanie R_c (KG/mm ²)	70	100	180—210	130—200	65				115—130		
Twardość Brinella H_B	170—219	230—240	190—220	240—300 *	110—140	163—197		70—120	110—200		40—100
Wytrzymałość na zginanie R_g (KG/mm ²)	36	54	80—120	70—130	90						
Strzałka ugięcia f_{10} c(mm)	2,5	3	8—12	4—8	f 20 5—15	f 20 3—5					
Wytrzymałość na ścinanie R_t (KG/mm ²)	24	33			33,7						
Udarność U (KGm/cm ²)	0,55/bk	0,8 (bk)	1,2(k) 8(bk)	1,5(k) 1,5—3,5 (bk)	2,3 (bk) 0,8—1,1 (k)	1,0—1,2 (bk) 0,55—0,83 (k)		0,6—6	2—3	3—8	13—17
Współczynnik rozszerzalności cieplnej $\alpha \times 10^{-6}$	9,0 w zakresie 20 = 200 °C 10,0—11,0 w zakresie 0—100 °C		11,1—11,6		około 12 w zakresie 20 = 700 °C			17,0—18,5	17,1—19,1	16,0—18,1	15,1—8
Współczynnik przewodnictwa cieplnego (całcm/sek [°C])	0,11—0,16 przy wzroście zaworu cementytu maleje				0,138—0,151 w zakresie 50 = 400 °C			0,082, 0,115	0,224	0,14—0,18	0,11
Ciepota właściwa (g/cm ³)	7,2	7,5			7,2	7,32		8,76, 8,8	9,8—8,82	7,5—8,2	8,4

*) Bez obróbki cieplnej. (k) — obróbka z karbem. (bk) — obróbka bez karbu.

C. Pozostały zakres zastosowania

Panewki łożysk ślizgowych wykonane z żeliwa szarego perlitycznego lub perlityczno-ferrytycznego oraz ciągliwego perlityczno-ferrytycznego i miedziowo-tytanowego próbowano z pełnym powodzeniem stosować na panewki górne i tuleje walcarek blachy grubej oraz panewki boczne i górne walcarek blachy cienkiej. Zakres zastosowania panewek żeliwnych obejmuje również łożyska wałów napędowych i rozrządczych koparek, suwaki małych lokomotyw, łożyska osiowe wózków, urządzeń do przerobu kruszywa, pras mimośrodowych, młynów kulowych, kruszarek szczękowych i młotowych, przenośników elewatorów, podajników ślimakowych, urządzeń hutniczych pędni, urządzeń przeładunkowych, suwnic, łożyska maszyn rolniczych, silników elektrycznych itp.

Przy panewkach łożysk ślizgowych pras do metali wykonanych z żeliwa ciągliwego perlityczno-ferrytycznego dopuszczalny nacisk jednostkowy można w przybliżeniu określić ze wzorów:

$$p_{dop} = \frac{100}{v} \quad \text{przy } v \leq 0,5 \text{ m/sec} \quad \text{oraz}$$

$$p_{dop} = \frac{46}{G} \quad \text{przy } v > 0,5 \text{ m/sec}$$

Przytoczone przykłady nie wyczerpują całego dotychczasowego zakresu zastosowania oraz prowadzonych bieżąco prób zastosowania żeliwa sferoidalnego w przemyśle motoryzacyjnym, hutniczym, maszyn ciężkich oraz obrabiarkowym.

6. Materiał wału i stan czopa [3, 5, 11]

Zasadniczo panewki żeliwne wymagają do współpracy utwardzonych czopów stalowych. Utwardzenie czopów można uzyskać na drodze odpowiedniej obróbki cieplnej (stałe stopowe, niklowo-chromowe, niklowo-chromowo-molibdenowe lub chromowo-molibdenowe) lub cieplno-chemicznej, jak nawęglanie względnie azotowanie. Niektóre z omawianych rodzajów żeliwa mogą współpracować z nieutwardzonymi czopami, są to: żeliwo ciągliwe ferrytyczne oraz ewentualnie żeliwo ciągliwe perlityczno-ferrytyczne i sferoidalno-ferrytyczne. Przy nieutwardzonych czopach wały wykonuje się ze stali węglowej 055, 045 lub 0055 i 0045 względnie ze stali stopowych o nie mniejszej twardości. Przy czopach nieutwardzonych powinno się stosować dokładniejszą obróbkę ostateczną panewki, czopa oraz obfitsze smarowanie.

W przypadku współpracy żeliwnych wałów lub wrzecion z panewkami żeliwnymi wymaga się różnicy twardości na korzyść czopa, wynoszącej co najmniej 20 HB.

W szeregu praktycznych przykładów łożyskowania, a szczególnie przy zastosowaniu panewek z żeliwa perlityczno-ferrytycznego stosowano stalowe czopy nieutwardzone, o twardości mniejszej od panewki. W tych przypadkach wg relacji Lifszycza i Frołowa [11] uzyskano pozytywne wyniki i stosunkowo długi okres eksploatacji w takich urządzeniach, jak prasy mimośrodowe, suwnice, kruszarki itp.

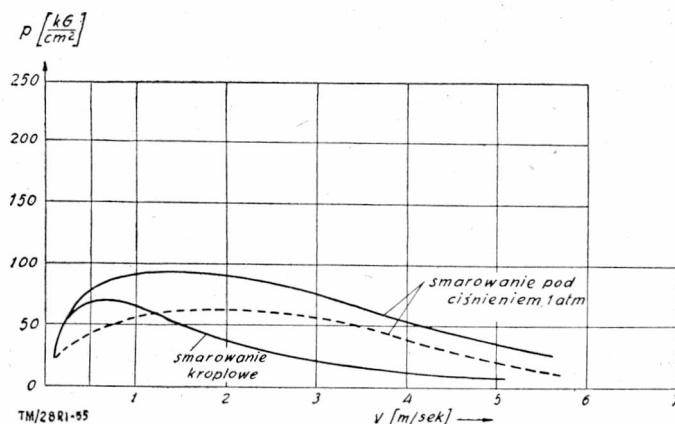
7. Gładkość powierzchni [3, 5, 26]

Ważnym zagadnieniem przy pracy łożyska ślizgowego jest właściwy dobór obróbki ostatecznej, która ma zapewnić żądaną gładkość powierzchni ślizgowej. Przy panewkach żeliwnych uzyskanie odpowiedniej gładkości gra szczególną rolę z uwagi na trudne docieranie. Zwiększenie gładkości powierzchni daje możliwość wydawnego zwiększenia dopuszczalnych nacisków (rys. 1).

Większość zastępowanych tulejek brązowych przez żeliwne jest wytaczana i w związku z tym szereg praktycznych rozwiązań łożyskowania z panewkami żeliwnymi, szczególnie wg rozwiązań niemieckich, wprowadzało szlifowanie panewek (tabl. 9). Co do szlifowania tulejek żeliwnych wysuwane są

często zastrzeżenia związane z ewentualnym niekorzystnym wciskaniem w pola grafitu produktów ściernych.

W świetle opinii literatury i doświadczeń własnych wydaje się celowe skrobanie powierzchni ślizgowych panewek żeliwnych lub dokładne wytaczanie z odpowiednim docieraniem (dopasowywanie bez produktów ściernych) w początkowym okresie eksploatacji.



Rys. 1. Wpływ gładkości powierzchni na dopuszczalne naciski jednostkowe wg laboratoryjnych badań Heidebroeka [21]

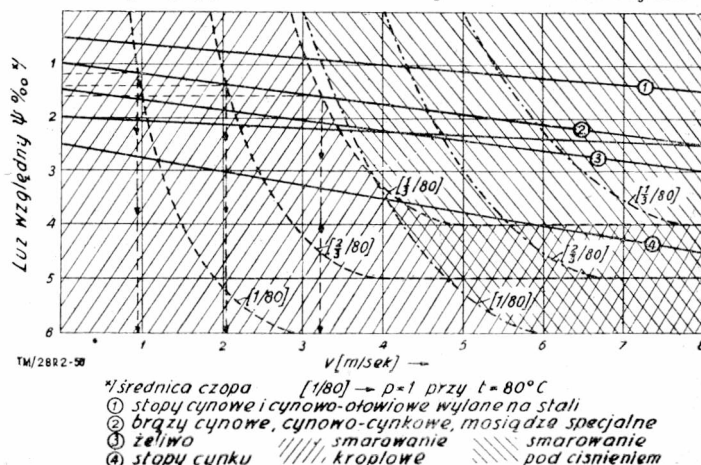
TABLICA 9
WYTTCZNE SZLIFOWANIA POWIERZCHNI ŚLIZGOWYCH
PANEWK ŻELIWNICH WG MEBOLDTA [26]

Szlifowanie	Wewnętrzne	Zewnętrzne
ziarnistość tarczy karborundowej	30/60	24/30/46
twardość	K - L	J - K
prędkość obwodowa tarczy (m/sec)	10 - 20	25 - 30

Czopy wałów, a szczególnie utwardzone, powinny być szlifowane.

8. Dobór luzów w łożysku [5, 18, 21]

Dobranie odpowiedniego luzu warunkuje zapewnienie właściwego smarowania. Na kształtowanie się luzu wpływa różnica pomiędzy współczynnikami rozszerzalności tworzywa panewki i wału (rys. 2). W związku z tym np. panewki łożyskowe ze stopów cynku wymagają większych luzów, niż panewki stalowe wylane łożyskowymi stopami cynowymi. Panewki żeliwne wymagają w zależności od szybkości obwodowej nie-



Rys. 2. Dobór luzu względnego w zależności od prędkości obwodowej i rodzaju materiału panewki [21]

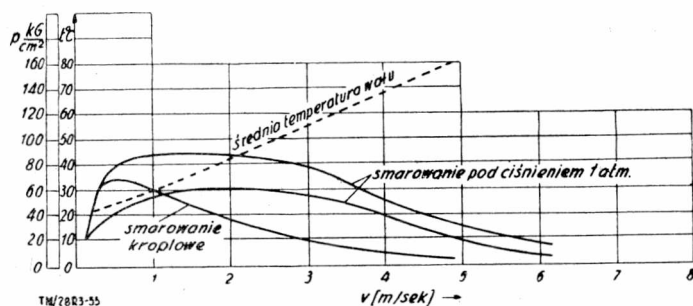
co większego luzu niż brązowe. Z drugiej strony wielkość luzu ma decydujący wpływ na dokładność łożyskowania i poszczególne rodzaje maszyn wymagają specjalnych ograniczeń co do wielkości luzu.

W związku z pożądaną wielkością luzów w łożysku kształtują się rodzaj i klasa pasowania. Najbardziej odpowiadają panewkom żeliwnym następujące pasowania: ruchowe — bardzo luźne lub luźne wykonane w 2 lub 3 klasie dokładności. Praktycznie często przy żeliwnych panewkach łożyskowych stosuje się luz większy o 10—15% od luzu stosowanego przy panewkach brązowych.

W wielu przypadkach możliwe jest zmniejszenie luzu w łożysku w porównaniu z podanymi na rys. 2; wymaga to jednakże sprawdzenia przeliczeniowego z uwagi na niebezpieczeństwo zatarcia.

9. Zagadnienie smarowania [3, 5, 21, 26]

Lepkość smaru dobierana może być w sposób przybliżony, podobnie jak dla innych tworzyw łożyskowych, z wykresu w zależności od nacisku jednostkowego i prędkości obwodowej (rys. 3).



Rys. 3. Wpływ rodzaju smarowania na dopuszczalne naciski jednostkowe wg laboratoryjnych badań Heidebroeka [21]

Normalnie stosowane smary stałe i olejowe nie działają korodująco na panewki żeliwne. Ewentualne korodowanie może mieć miejsce przy stosowaniu smarów „zjełczałych” (na skutek utleniania powstają słabo aktywne kwasy tłuszczowe), jednakże byłoby ono bardzo słabe.

Ze względu na korodowanie żeliwa przy zetknięciu z wodą, substancjami zawierającymi wodę oraz wilgotną atmosferą, należy przechowywać obrobione na gotowo i nie zamontowane panewki w stanie natłuszczonego (smary konserwacyjne, np. wazelina techniczna wg PN/C-96120).

Przy panewkach żeliwnych łożysk okresowo pracujących w czasie przerw w pracy należy zwracać uwagę na obecność smaru w łożysku w czasie postoju, ze względu na zabezpieczenie przed rdzewieniem (korodowanie).

Na efekt smarowania duży wpływ ma również sposób smarowania (rys. 4). Zasadniczo do smarowania panewek żeliwnych można stosować w zależności od warunków pracy wszystkie ze znanych i praktycznie używanych rodzajów smarowania. W najczęstszym przypadku zamiany panewki brązowej przez żeliwną stosuje się przeważnie dotychczasowy sposób smarowania. Ze względu na trudniejsze docieranie się panewek żeliwnych celowe jest natomiast obfitsze smarowanie, szczególnie przy smarowaniu ręcznym lub olejarkami, jak również przy smarownikach maszynowych (np. Boscha czy Helios).

W związku z tendencją do obfitszego smarowania szczególnie przy smarowaniu ręcznym i olejarkowym, należy uwzględnić większe o 10—15% zapotrzebowanie smaru w stosunku do norm zużycia przewidzianych przy stosowaniu panewek brązowych,

10. Warunki odbiorcze panewek żeliwnych [3, 5]

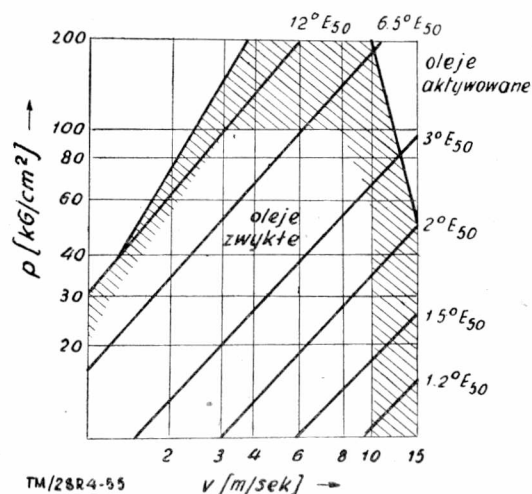
Odbiór panewek żeliwnych powinien opierać się na podstawie kontroli mikrostruktury oraz twardości (tablica 10).

TABLICA 10
WARUNKI ODBIORCZE PANEWK ŻELIWNICH [3, 5]

Rodzaj żeliwa	Struktura osnowy metalicznej	Grafit lub węgiel żarzenia	Norma resortowa	Twardość
szare perlityczno-ferrytyczne (Zl. 18)	P.65.2-4 P.85.2-4 P.95.2-4	C.2-5 D.2-5	MPM-2200 MPM-22034	140-200
szare perlityczne Z130 lub ZIM 30	P.2-5 P.99.2-5	C.3-5 D.3-5	„	175-225 (260)
ciągliwe perlityczne	P.2-5 P.99.2-5	S.2-2 do S.3-3 T.2-2 do T.3-3 MPM-22048	„	220-300
ciągliwe perlit.-ferryt. 60—80% perlitu	P.65.2-5	„	„	210-260
ciągliwe ferrytyczne	P.O.2-5 P.15.2-5	„	„	180-220
sferoidalne perlityczne ZsP-45	P.2-5 P.99.2-5	*)	MPM-22034	180-225
sferoidalne perlit.-ferryt. 70-90% perlitu	P.85.2-5	*)	„	160-200
sferoidalne ferrytyczne ZsF-05	P.O.	*)	„	100-160

*) Postać grafitu w żeliwie sferoidalnym nie została dotychczas opracowana w postaci normy resortowej. Struktura żeliwa sferoidalnego panewek łożyskowych nie może zawierać grafitu quasi płatkowego.

Strukturę należy sprawdzać na próbkach pobranych z jednej lub kilku tulejek określonej partii odlewów z jednej kadzi. Przy badaniu struktury należy przekontrolować całą grubość ścianki. Niedopuszczalne są większe skupiska makroporowości, zażuzlenia oraz rozrzedzenia, czy pęknięcia skurczowe; struktura tak osnowy metalicznej jak i grafitu, czy węgla żarzenia musi odpowiadać wytycznym podanym w tablicy 10. W wypadku małoodpowiedzialnych panewek łożyskowych można zrezygnować z kontroli mikrostruktury.



Rys. 4. Przybliżony dobór lepkości smaru w zależności od prędkości obwodowej i nacisków obwodowych [41]

Pomiar twardości należy w zasadzie przeprowadzić na prasach typu Brinella w określonych miejscach odlewu nieobrobionego. Miejsca pomiaru przygotowuje się przez szlifowanie lub piłowanie w celu usunięcia ewentualnie przywartej masy formierskiej lub rdzeniowej oraz naskórka odlewniczego. W każdym miejscu przeznaczonym do pomiaru wykonuje się 3—5 odcisków i określa średnią twardość.

Różnica twardości w poszczególnych miejscach pomiarowych nie powinna przekraczać 10—20 HB (zależnie od wielkości odlewu). Przy dużych tulejach twardość wyznacza się przy pomocy młotka Poldi, odczytując średnicę wgłębień za pomocą lupy ($\times 10$). Pomiar w ten sposób dokonany obarczony może być błędem ± 10 HB. W przypadku współpracy panewki z żeliwnym czopem różnica twardości powinna wynosić co najmniej 20 HB (twardszy czop); przy pomiarze młotkiem Poldi różnica ta powinna być zwiększona do 30 HB.

Przy żeliwie obrabianym cieplnie (ciągliwe ewentualnie sferydalne) kontrolę struktury i twardości przeprowadza się po obróbce cieplnej.

11. Wytyczne konstrukcji i eksploatacji [5, 18]

1) Przy panewkach żeliwnych w przypadku konstruowania nowych rozwiązań należy bezwzględnie dążyć do niskich wartości stosunku L/D z uwagi na ograniczenie nacisków brzegowych występujących w silniejszym stopniu przy mało podatnych panewkach żeliwnych.

2) Ostre krawędzie naroży oraz rowków smarnych powinny być zaokrąglone z uwagi na ograniczenie możliwości tworzenia zadziorów.

3) W okresie początkowym eksploatacji korzystny jest dodatek około 3% grafitu do stosowanego smaru. Ma to na celu ułatwienie dotarcia. Docieranie (bez pasty ścierniej) powinno prowadzić się w czasie około 2 godzin przy stopniowym wzroście obciążenia, a po tym okresie wymienić smar.

4) Przy projektowaniu panewek żeliwnych należy wziąć pod uwagę trudności technologiczne, które związane są przede wszystkim z uzyskaniem odpowiedniej struktury przy odlewach cienkościennych. Przy projektowaniu łożysk niewielkich o małej grubości ścianki, które ze względów technologicznych wytaczane muszą być często z wałków, należy liczyć się z podrożeniem kosztów obróbki mechanicznej.

12. Wnioski

Zastępowanie panewek brązowych żeliwnymi jest w wielu przypadkach możliwe, wymaga jednak właściwego przeanalizowania warunków pracy i wyboru odpowiedniego żeliwa oraz zapewnienia właściwej obróbki ostatecznej, smarowania i odpowiednich warunków eksploatacji. Efekt ekonomiczny

związany z zastąpieniem brązu przez żeliwo jest niewątpliwy i opiera się nie tylko na oszczędnościach wykazanych na podstawie różnicy cen tych metali, lecz również na eliminowaniu materiałów importowanych. Jest oczywiste, że trudno podać wszystkie, niezbędne konstruktorowi dane do rozstrzygnięcia sprawy zastosowania żeliwa. Często konieczne jest przeprowadzenie prób homologicznych, które przekonają o powodzeniu zmiany materiału. Wszystkie jednak te wysiłki opłacają się z uwagi na poważne oszczędności importowanych metali deficytowych.

LITERATURA:

1. Z. Górny: Przegląd Mechaniczny, nr 9/10 (1952), 341, 403
2. Z. Górny: Przegląd Odlewnictwa, nr 3 (1952), Biuletyn Informacyjny 10, str. 6
3. Z. Górny: Instytut Odlewnictwa, Prace 462-B/21—4220/51, 512-B/21—5094/52, 3268-BF-21—5094/53
4. Z. Górny: Przegląd Odlewnictwa, nr 8 (1953), 232
5. Z. Górny: wytyczne zastosowania żeliwa na panewki łożysk ślizgowych, rozdział pracy zbiorowej poświęconej projektowaniu elementów konstrukcyjnych z żeliwa wysokościowego (w przygotowaniu do druku w PWT)
6. T. Choroszew: Awtomobilnaja i Traktornaja Promyslnost, nr 7, (1950), 15
7. Czugunlegier: Legirowany antyfrakcyjny czugun, Metailurgizdat, Moskwa 1946
8. N. Fiegin: Tiejchniczskie ukazania po izgotowlenju i primienienju antyfrakcyjnoowo czuguna, Maszgiz, Moskwa 1939
9. N. Girsowicz: Czugunoje Litjo, Metailurgizdat, Moskwa 1949
10. Ja. Lifszyc: Sprawitielnye ispytania antyfrakcyjnych kowkich czugunow z drugimi zamieniteli bronz w maszynostrojenji (referat z Wszechwiazkowej Konferencji Oszczedzania Metali Kolorowych w 1940 r.)
11. Ja. Lifszyc, S. Frolow: Wiestnik Maszynostrojenja, nr 7 (1954), 48
12. Litiejnoje Proizwodstwo, nr 9 (1953), 31
13. Morskij Rejestr SSSR, Prawila ispytania sudostroitielnych i maszynostroitielnych matierialow i izdielij, Moskwa-Leningrad 1952
14. W. Pietriczenko: Antyfrakcyjnye matieriały i podszipniki skolnien, Maszgiz, Moskwa 1954
15. A. Rżikow, G. Budajew: Zamieniteli cwietych mietalłow w maszynostrojenji, Moskwa 1947
16. D. Ryżkow: Ekonomja i zamiena cwietych mietalłow, Maszgiz Moskwa, 1953
17. A. Smiriagin: Promyslnyje cwietye mietiały i spławy, Metailurgizdat, Moskwa 1949
18. A. Smiriagin, A. Szpagin: Ołowianistyje bronz, babbity pripoi i ich zamieniteli, Metailurgizdat, Moskwa 1949
19. A. Erksen: Konstruktiwe Lagerfragen, Berlin 1940
20. A. Graebing: Braunkohle, t. 41 (1942), 461
21. E. Heidebroek: Richtlinien für den Austausch von Wälzlager gegen Gleitlager, Dresden 1950
22. O. Hummel: Archiv für Metallkunde, nr 9 (1947), 427
23. J. Irtenkauf, H. Schumacher: Werkstatttechnik (1935), 112
24. A. Kessner: Metallwirtschaft, t. 19 (1940), 513, 555, 673
25. R. Kühnel: Werkstoffe für Gleitlager, Berlin 1939
26. W. Meboldt: VDT-Zeitschrift t. 79 (1936), 629 t. 85 (1941), 627
27. R. Nass: Maschinenbau-Betrieb, t. 19 (1940), 189
28. E. Piwowarsky: Hochwertiges Gusseisen, Berlin 1951
29. E. Rohde und Eisen, t. 60 (1940), 997, t. 63 (1943), 85
30. F. Roll: Maschinenbau-Betrieb, t. 20 (1941), 127
31. O. Schaft: Braunkohle, t. 41 (1942), 473
32. R. Weber: Zeitschrift für Metallkunde (1941), 384 oraz (1948) 240
33. American Malleable Iron Handbook, Cleveland 1944
34. Automobile Engineering, t. 38, 48, 210
35. FIAT: Science of Germany, Wiesbaden (1945)
36. M. Hanson: Nonferrous Metallurgy (1939—1946)
37. J. Doškař: Hutnické Listy (1949), 6, 45, 112
38. J. Teidl: Hutnické Listy (1950), 97
39. A. La Falce: Metallurgia Italiana (1941), 513
40. Fonderie (1946), 191
41. G. Woysław, Z. Jagodziński: Technika i Gospodarka Smarownicza w Przemysle, Katowice 1951.

Inż. mech. JÓZEF JAWORSKI

Dział Laboratoriów B.K.P.Mot.

ŁĄCZENIE OKŁADZIN CIERNYCH Z TARCZĄ SPRZĘGLĄ W PROCESIE PRASOWANIA OKŁADZIN

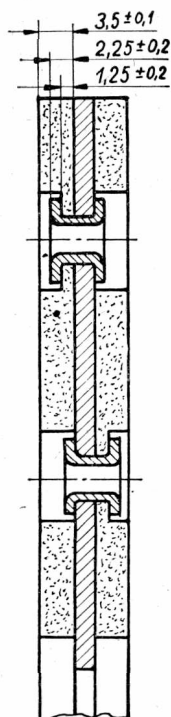
Autor podaje opis metody łączenia okładzin ciernych z tarczą sprzęgła w procesie prasowania okładzin, zalety tej metody i wyniki badań kwalifikacyjnych.

Do typowych sposobów łączenia okładzin ciernych z tarczą stalową sprzęgła samochodu należy ich przymocowywanie za pomocą nitów. Sposób taki wykazuje jednak szereg niedogodności i jest mało ekonomiczny. Przy takim rozwiązaniu połączenia (patrz rys. 1) tylko 30 — 36% grubości okładziny może być zużyte w eksploatacji. Przy dalszym bo-

wiem ścieraniu się okładziny, ukryte dotąd nity zostają odsłonięte i poczynają trzeć o powierzchnie współpracujące, powodując ich uszkodzenie. Wymaga to oczywiście wymiany okładziny chociaż ich grubość nie została w pełni wykorzystana. Ponadto w celu zapewnienia równej grubości i odpowiednich warunków przylegania, należy obydwie płaszczyzny każdej

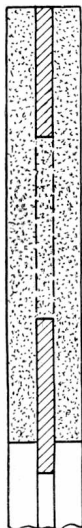
okładziny oszlifować. Również dość kosztownym zabiegiem jest wykonanie w okładzinach otworów na nity, jak i wreszcie sam proces nitowania.

Celem lepszego wykorzystania materiału ciernego, w skład którego wchodzi importowany azbest oraz w celu usprawnienia procesów produkcyjnych, Biuro Konstrukcyjne Prze-



TM/31 R1-55

Rys. 1. Tarcza sprzęgła z przynitowanymi okładzinami ciernymi (przekrój częściowy).



TM/31 R2-55

Rys. 2. Tarcza sprzęgła z zaprasowaną okładziną cierną (przekrój częściowy).

mysłu Motoryzacyjnego opracowało nową metodę łączenia okładzin ciernych z tarczą sprzęgła. Metoda ta polega na uzyskaniu trwałego połączenia okładziny z tarczą, przy wykorzystaniu procesu prasowania i utwardzania materiału ciernego. Materiał cierny obu nakładek łącząc się poprzez specjalne otwory i wycięcia w tarczy, po odpowiednim sprasowaniu i utwardzeniu, zapewnia dostateczną wytrzymałość połączenia. Schemat połączenia ilustruje rys. 2. Przy zastosowaniu tej metody uzyskuje się trwałe połączenie nakładek z tarczą sprzęgła bez użycia nitów albo kleju. Utwardzone nakładki szlifuje się następnie na powierzchniach pracujących.

Połączenie okładzin z tarczą sprzęgła opisywaną metodą nie wyklucza możliwości zamocowywania wymiennych okładzin przy pomocy nitowania, gdyż w tarczy sprzęgła pozostawia się otwory na nity, a usunięcie resztek zużytych okładzin nie nastręcza żadnych trudności.

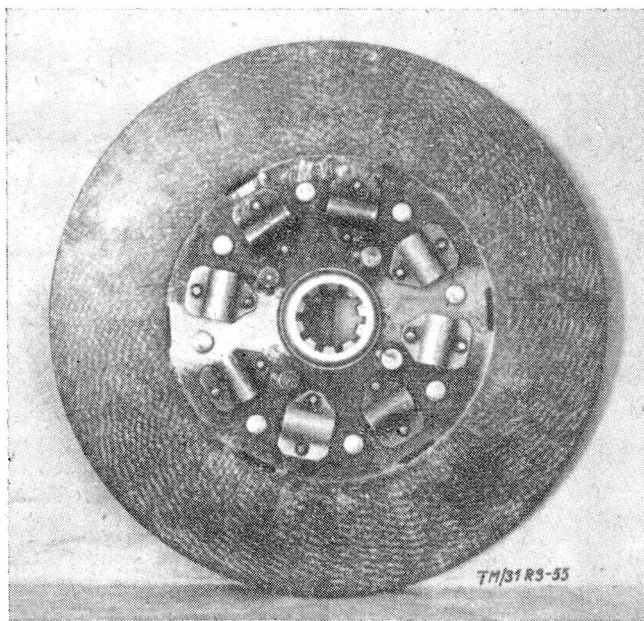
Materiały cierne mogą być stosowane zarówno w postaci sproszkowanego tłoczywa, zawierającego włókna azbestu i tworzywo wiążące, jak też w postaci pierścieni z tkaniny taśmy azbestowej, przesyconej roztworem tworzywa wiążącego. Materiał cierny powinien być dostarczany w stanie całkowicie przygotowanym do utwardzania, ale nieutwardzonym. Gatunek materiału powinien odpowiadać obowiązującym normom lub warunkom technicznym na okładziny cierne.

Tarcze stalowe sprzęgła muszą posiadać odpowiednią ilość wycięć i otworów, przez które materiał cierny nakładek, znajdujących się po obu stronach tarczy, będzie

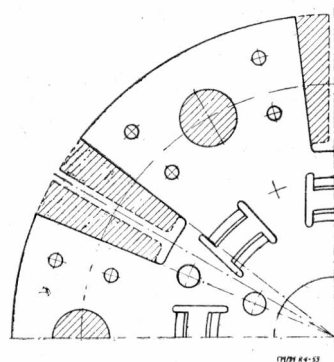
mógł się ze sobą połączyć w procesie prasowania okładzin. Im tych wycięć i otworów będzie więcej, lub im większa będzie ich powierzchnia, tym większa będzie wytrzymałość połączenia. W projektowaniu wycięć i otworów nie należy jednak przesadzać, żeby nie osłabić nadmiernie tarczy sprzęgła.

Na rys. 4 przedstawiona jest tarcza sprzęgła do samochodu ciężarowego przystosowana do łączenia z nią okładzin ciernych w procesie prasowania. Płaszczyzny zakreskowane pokazują dodatkowe wycięcia i otwory, wykonane dla dostosowania tarczy do tej metody łączenia okładzin.

Konstrukcja formy zależy od rodzaju materiału, z którego prasuje się okładziny. Ogólna zasada przy projektowaniu form jest następująca: forma powinna umożliwiać pokrycie tarczy sprzęgła z obu stron materiałem ciernym i utwardzenie tego materiału pod równomiernym ciśnieniem, w wymaganej temperaturze. Jest bardzo ważne, aby tarcza sprzęgła była dokładnie prowadzona w formie dla uniknięcia przechyleń, co spowodowałoby wyprasowanie okładzin o nierówną grubość. Przy prasowaniu okładzin z tłoczywa sproszkowanego należy formę tak zaprojektować, aby wykluczyć możliwość wypływania tłoczywa w procesie prasowania przez otwory i wycięcia z jednej strony tarczy stalowej na drugą, co powodowałoby w rezultacie nierówną grubość okładzin. Forma powinna być równomiernie ogrzewana za pomocą grzejników elektrycznych w celu uzyskania temperatury prasowania zaleconej przez dostawcę materiału ciernego.



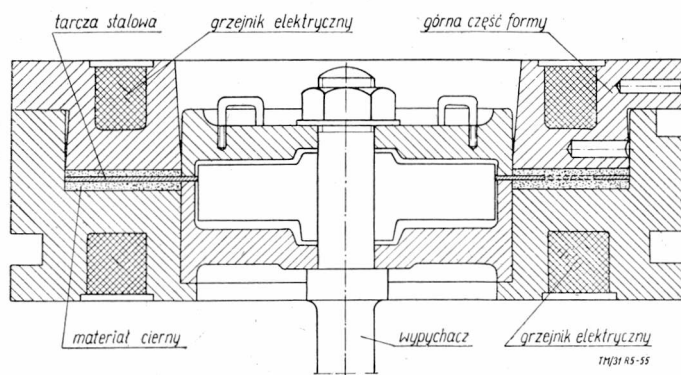
Rys. 3. Tarcza sprzęgła z zaprasowaną okładziną cierną.



Rys. 4. Tarcza sprzęgła samochodu ciężarowego przygotowana do zaprasowania okładzin.

Temperatura ta wynosi najczęściej 165 — 185°C. W praktyce moc grzejników uzależnia się od ciężaru formy i przyjmuje się ok. 70 wat. na 1 kG. Szczególną uwagę należy zwrócić na zapewnienie możliwości łatwego załadowania i rozładowania formy.

Na rys. 5 podany jest szkic uproszczonej formy do łączenia okładzin ciernych z tarczą sprzęgła samochodu Star 20 dla celów doświadczalnych.



Rys. 5. Forma do łączenia okładzin przez zaprasowanie.

Wybór odpowiedniej prasy wynika z maksymalnej powierzchni okładzin ciernych i wielkości pożądanego ciśnienia. Dla okładzin o średnicy zewnętrznej do 280 mm wystarcza na ogół prasa hydrauliczna lub mechaniczna o zakresie do 100 t, umożliwiającą prasowanie okładzin pod ciśnieniem powyżej 250 kG/cm².

Technologia prasowania okładzin jest prosta i pewna pod warunkiem, że przestrzega się wskazanych przez dostawcę materiałów ciernych warunków utwardzania, dotyczących temperatury, ciśnienia i czasu prasowania. Temperatura utwardzania materiałów ciernych, w skład których wchodzi żywice fenolowo-formaldehadowe (jak np. w materiałach ciernych „W.F.T.S.” i „Azbest”) wynosi najczęściej 165 — 185°C. Ciśnienie może się wahać w szerszych granicach, a mianowicie od 100 kG/cm² do 450 kG/cm² przy czym na ogół stosowane są ciśnienia około 250 kG/cm². Czas prasowania okładzin ciernych wynosi na ogół 0,5 — 1,5 minuty na 1 mm grubości największego przekroju utwardzanego materiału.

Obróbka mechaniczna wyprasowanej okładziny polega na oszlifowaniu powierzchni pracujących dla zdercia naskórka oraz w celu usunięcia ewentualnej nieznacznej ich wichrowatości.

Zalety opisanej metody są wielostronne i posiadają duże znaczenie. Należy tu wymienić przede wszystkim następujące:

a — okładziny połączone opisywaną metodą z tarczą sprzęgła mogą pracować przez okres co najmniej dwukrotnie dłuższy niż okładziny przynitowane. Usunięcie nitów pozwala bowiem na lepsze wykorzystanie okładziny;

b — podany proces łączenia wymaga szlifowania pojedynczej okładziny tylko z jednej strony, a nie z dwóch stron jak przy nitowaniu;

c — w okładzinach łączonych opisywaną metodą nie potrzeba wiercić otworów pod nity. Dzięki temu np. przy wykonywaniu sprzęgła Star 20 oszczędza się czas potrzebny do wykonania 48 otworów i rozwiercenia 24 otworów w okładzinach ciernych;

d — na każdym sprzęgle np. samochodu Star 20 oszczędza się 24 nity oraz czas potrzebny na wykonanie nitowania;

e — opisywana metoda zapewnia bardzo wysoki współczynnik pewności zamocowania okładzin, dając gwarancję ich nienagannej pracy, nawet w najtrudniejszych warunkach;

f — sposób łączenia okładzin z tarczą jest bardzo prosty i łatwy do opanowania technologicznego;

g — połączenie uzyskuje się w tym samym czasie prasowania, który jest niezbędny w celu normalnego utwardzenia dwóch okładzin ciernych, bez zastosowania jakiegokolwiek dodatkowego materiału wiążącego.

Badanie przydatności opisanej metody łączenia okładzin i jej zalet zostało przeprowadzone w Biurze Konstrukcyjnym Przemysłu Motoryzacyjnego w Warszawie. Do prób użyto tarcze sprzęgła samochodu Star 20 po odpowiednim ich dostosowaniu (patrz rys. 4). Próby przeprowadzono równolegle przy zastosowaniu jako materiału wyjściowego na okładziny cierne tkaney taśmy azbestowej produkcji zakładów „Azbest”, jak i tłoczywa stosowanego do wyrobu okładzin przez b. Zakłady „Plasmas”.

Po zaprasowaniu i utwardzeniu okładzin tarcze zostały podane badaniom, w celu ustalenia wytrzymałości połączenia i własności eksploatacyjnych.

Przeprowadzone w warunkach laboratoryjnych próby wytrzymałości złącza na ścinanie wykazały, że przy przyłożonym momencie skręcającym 122,4 kGm, złącza nie uległy najmniejszemu uszkodzeniu. Ponieważ maksymalny moment obrotowy silnika samochodu Star 20 wynosi 28 kGm, otrzymane wyniki uznano za całkowicie wystarczające.

W celu sprawdzenia własności eksploatacyjnych próbne tarcze zostały zamontowane do sprzęgła samochodów Star 20. Niektóre z tych samochodów przebyły do chwili obecnej po około 85.000 km, przy czym nie stwierdzono uszkodzeń lub wadliwej pracy okładzin. Przeprowadzane oględziny zewnętrzne stanu okładzin po przebyciu ok. 83.000 km, nie wykazały najmniejszych zmian w spoiwości okładzin. Nie zauważono również uszkodzeń tarcz stalowych. Okładziny nadają się do dalszej eksploatacji i należy wnioskować, że wytrzymają one jeszcze przebieg ok. 45 000 km.

Powyższe wyniki badań wskazują na całkowitą przydatność opisanej metody oraz na jej przewagę techniczną i ekonomiczną w stosunku do innych metod.

Nowa metoda łączenia okładzin ciernych z tarczą sprzęgła, jako bardziej ekonomiczna od dotychczas stosowanych, może znaleźć szerokie zastosowanie w fabrykach samochodów i w fabrykach materiałów ciernych, jak też i w zakładach naprawy samochodów.

Wydaje się szczególnie wskazane rozpatrzenie możliwości wytypowania pewnej liczby zakładów naprawczych, równomiernie rozłożonych na terenie całego kraju, które mogłyby wykonywać dla celów naprawczych okładanie tarcz sprzęgła, przy zastosowaniu podanej metody. Przy wprowadzeniu tego rodzaju metody łączenia okładzin zakłady naprawcze oraz fabryki samochodów powinny otrzymywać materiał cierny w postaci całkowicie przygotowanej do prasowania, z wyspecjalizowanych fabryk materiałów ciernych, które dostarczałyby jednocześnie z materiałem, szczegółowe warunki dotyczące technologii jego utwardzenia.

W zakończeniu należy wspomnieć, że omówiona metoda została opracowana na podstawie wniosku racjonalizatorskiego zgłoszonego w B.K.P.Mot.

Mgr inż. MAREK STATTER

AUTOMATYZACJA SKRZYNEK PRZEKŁADNIOWYCH

I. Powody oraz kierunki automatyzacji skrzynek przekładniowych

Od chwili zbudowania pierwszego samochodu i zastosowania w nim skrzynki przekładniowej, w celu uzyskania zmiennego momentu na kołach napędowych, zaczęto poszukiwać takiej konstrukcji, która by pozwalała na automatyczne, względnie niezależne od kierowcy dostosowanie silnika do chwilowych oporów ruchu.

Automatyzacja skrzynek przekładniowych lub procesów zmiany przekładni ułatwia pracę kierowcy, podnosi bezpieczeństwo ruchu, zwiększa ekonomię samochodu (mniejsze zużycie paliwa, gładzi cylindrowych, tłoków i łożysk), a także podnosi własności dynamiczne oraz komfort i wygodę jazdy (wzrasta płynność jazdy).

Rozwiązanie w skali masowej produkcji, zagadnienia automatyzacji skrzynek przekładniowych lub procesu zmiany przekładni nastąpiło dopiero 10 — 12 lat temu wstecz, mimo iż próby czynione były od roku 1925 (Rieseller), nawet 1897 r. (Pitler).

Automatyzacja skrzynek przekładniowych i procesu zmiany przekładni poszła w dwóch kierunkach:

1. konstruowanie bezstopniowych przekładni mniej lub więcej automatycznych,

2. automatyzacja procesu zmiany przekładni i uwolnienie kierowcy od czynności z tą zmianą związanych przy zachowaniu stopniowych skrzynek przekładniowych (zębatach).

Na obecnym etapie rozwoju tego zagadnienia w przemyśle samochodowym występuje bardzo często połączenie obu wymienionych wyżej metod, ze względu na ich zalety i wady. Bezstopniowe przekładnie posiadają niski współczynnik sprawności, ale nie dają przerw w dostawie mocy, podczas gdy przekładnie stopniowe posiadają wyższy współczynnik sprawności, są proste, lecz w chwili zmiany przekładni występuje przerwa w dostawie mocy.

II. Przekładnie bezstopniowe

Rozwiązania skrzynek bezstopniowych w celu automatyzacji procesu zmiany przekładni zawierały wszystkie znane technicznie możliwości. A więc były skrzynki tarczowe, elektryczne, pneumatyczne a obecnie stosuje się — hydrauliczne. Każda nowa konstrukcja stara się eliminować wady poprzedniej i być od niej prostsza, co jednak nie zawsze ma miejsce. Dzisiaj transmisja hydrauliczna coraz częściej wchodzi w użycie jako przekładnia:

1. hydrokinetyczna lub
2. hydromechaniczna.

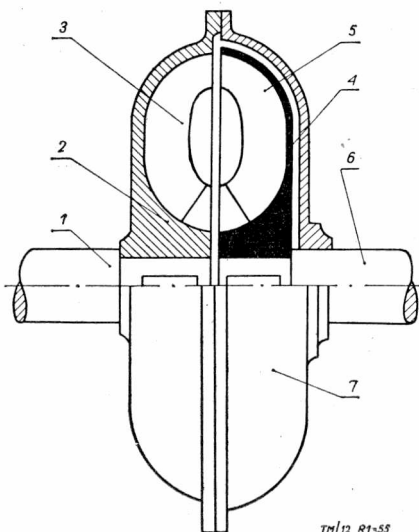
1. Przekładnie hydrokinetyczne

Przekładnie hydrokinetyczne, to

a) sprzęgła hydrauliczne, czyli urządzenia nie transformujące momentu, lecz tylko go przenoszące (nie uwzględniając strat wentylacyjnych). Zazwyczaj współpracują ze zwykłą lub obiegową skrzynką przekładniową.

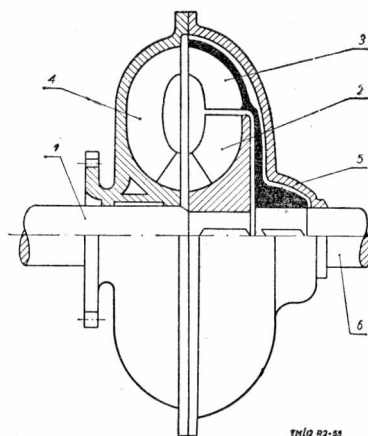
b) przekładnie hydrauliczne, czyli transformatory momentu, zwane prawidłowo przekładniami hydrodynamicznymi ze względu na sposób pracy cieczy.

Przekładnie hydromechaniczne, to zespół przekładni hydrodynamicznych i mechanicznych, w których transformacja momentu może się odbywać równolegle (właściwe przekładnie hydromechaniczne) lub szeregowo.

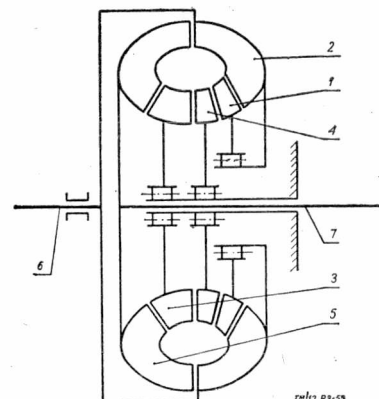


Rys. 1

Rys. 1. Schemat sprzęgła hydraulicznego. 1 — doprowadzenie mocy, 2 — wirnik pompy, 3 — kanał wirnika pompy, 4 — wirnik turbiny, 5 — kanał wirnika turbiny, 6 — odprowadzenie mocy.

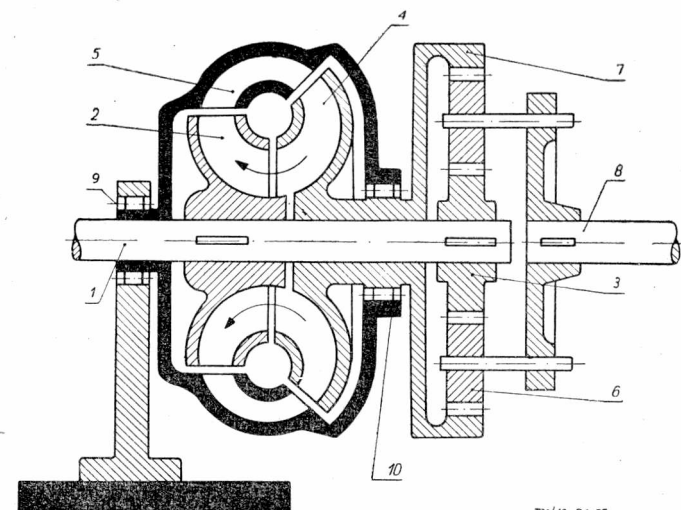


Rys. 2



Rys. 3

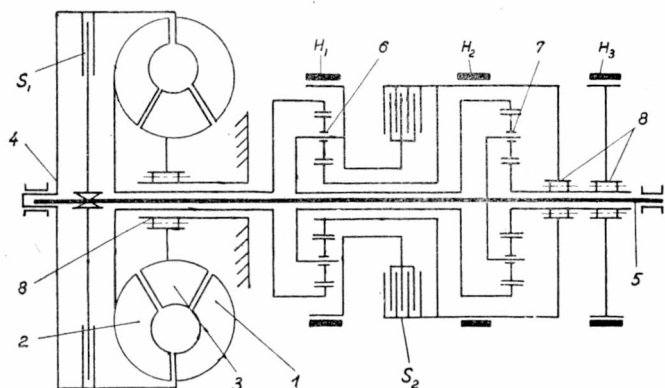
Rys. 3. Schemat dwustopniowej przekładni hydrodynamicznej (dodatkowa przekładnia planetarna nie pokazana). 1 — wirnik pompy pierwszej, 2 — wirnik pompy drugiej, 3 — reaktor pierwszy, 4 — reaktor drugi, 5 — wirnik turbiny, 6 — doprowadzenie mocy, 7 — odprowadzenie mocy (przekładnia typu „Buick-Dynaflo”).



Rys. 4

Rys. 4. Schemat przekładni hydromechanicznej. 1 — doprowadzenie mocy, 2 — wirnik pompy, 3 — koło zębate, 4 — wirnik turbiny, 5 — reaktor, 6 — satelity, 7 — koło zębate koronowe, sztywnie związane z wirnikiem turbiny, 8 — odbiór mocy, 9, 10 — sprzęgła wolnego biegu.

Rys. 5. Schemat przekładni hydromechanicznej. 1 — wirnik pompy, 2 — wirnik turbiny, 3 — reaktor, 4 — doprowadzenie mocy, 5 — odprowadzenie mocy, 6 — pierwszy zespół prze-



Rys. 5

kładni obiegowej, 7 — drugi zespół przekładni obiegowej, 8 — sprzęgła wolnego biegu, H_1 , H_2 , H_3 — hamulce, S_1 — sprzęgło wyłączające (blokujące) przekładnię hydrauliczną, S_2 — sprzęgło blokujące.

Dla uzyskania I biegu (większe przełożenie) włącza się hamulec H_3 i H_2 . Dla uzyskania II biegu (pośrednie przełożenie) włącza się sprzęgło S_2 i hamulec H_3 . Przy biegu III (bezpośrednim) włączone zostają sprzęgła S_1 i S_2 oraz hamulec H_3 , wobec czego przekładnia hydrauliczna została całkowicie wyłączona. Przy biegu wstecznym włączony jest tylko hamulec H_1 .

Przekładnie hydrodynamiczne (hydrauliczne skrzynki przekładniowe) są urządzeniami transformującymi moment bez urządzeń mechanicznych (kół zębatach), lecz przez odpowiednie ustawienie zespołów wirników pomp, wirników turbin i reaktorów. Zadaniem reaktora jest zakręcenie strumienia cieczy przed pompą po jego wyjściu z turbiny.

Od ilości reaktorów i wirników pomp i turbin zależy wielkość przełożenia (współczynnik transformacji) przekładni hydrodynamicznej, która waha się w granicach 200 — 700% momentu nominalnego.

Przykładem tego rodzaju przekładni może być przekładnia typu „Trilock”.

Przekładnie hydrodynamiczne są przekładniami całkowicie automatycznymi i ciągłymi, nie przerywającymi potoku mocy, co stanowi ich zasadniczą zaletę. Konstrukcyjnie są raczej proste (technologicznie nie), niezbyt drogie a urządzenia sterujące są minimalne i także nieskomplikowane.

Mimo swych zalet przekładnie hydrodynamiczne wchodzą w użycie powoli, a to z powodu swych wad, pokonanie których wymaga dodatkowych urządzeń, co powoduje konstrukcyjną rozbudowę i skomplikowanie.

Ważniejsze wady.

1. Uzyskanie dużych przełożeń wymaga stosowania kilku reaktorów i sprzęgieł wolnego biegu (wolne koło), co znacznie komplikuje budowę.

2. Zanika zdolność hamowania silnikiem, dla uzyskania której stosuje się specjalne urządzenia blokujące.

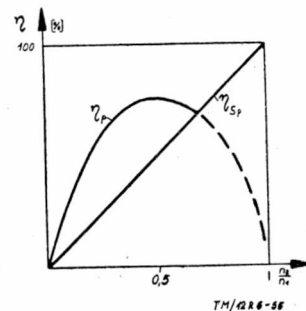
3. Mała sprawność. Sprawność ze wzrostem liczby obrotów wałka odbiorczego początkowo wzrasta, po czym szybko maleje. Sprawność sprzęgła hydraulicznego η_s jest funkcją stosunku liczby obrotów wałka odbiorczego n_2 do liczby obrotów wałka doprowadzającego (silnika) n_1 . Jak widać sprawność

$$\eta_s = f \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)$$

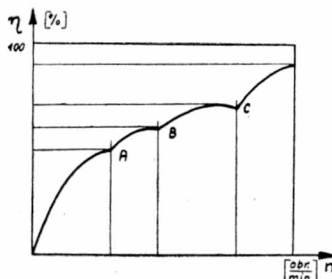
sprzęgła jest funkcją rosnącą. W celu podniesienia współczynnika sprawności przekładni hydrodynamicznej stosuje się specjalne urządzenia blokujące, dzięki czemu przekładnia przy wysokich obrotach pracuje jak sprzęgło.

4. Występowanie zjawiska zwanego „stałym sprzęgnięciem” lub „prowadzeniem sprzęgła”, uniemożliwiającego uzyskanie trwałego rozłączenia silnika z napędem. Wada ta zmusza do stosowania silników o bardzo niskiej liczbie obrotów na biegu luzem, takiej, by dostarczana moc zużywała się całkowicie w oporach wentylacyjnych.

Rys. 6. Porównanie sprawności przekładni hydraulicznej η_p i sprzęgła hydraulicznego η_{sp} .



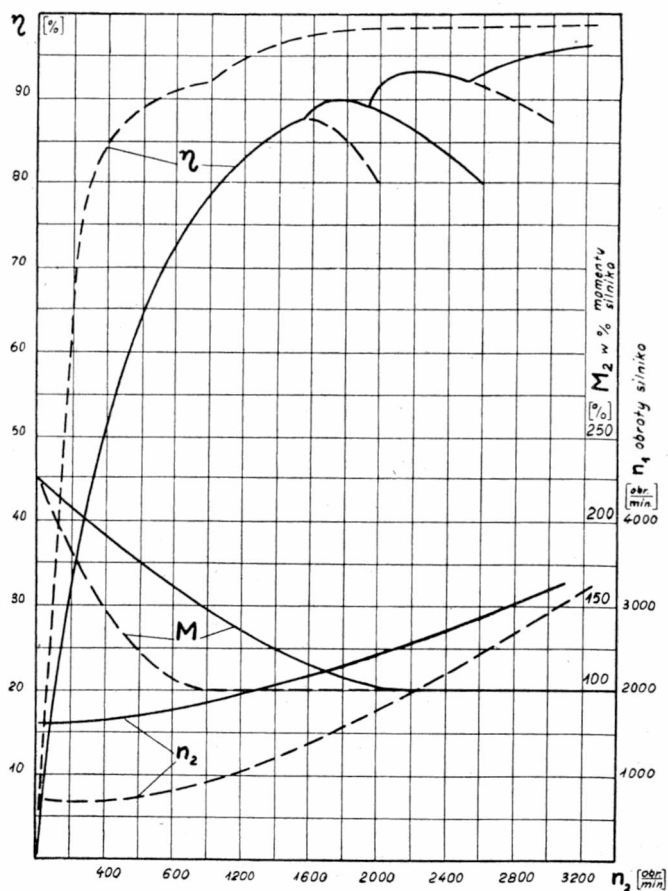
Rys. 6



TM/4287-55

Rys. 7

Rys. 7. Wpływ podziału wirnika pompy i reaktorów na sprawność w odniesieniu do schematu zbliżonego do przedstawionego na rys. 3. Punkty A, B, C odpowiadają kolejno ruszaniu pompy I, reaktora I i reaktora II. Charakterystyka szczegółowa przekładni „Buick-Dynaflo” podana jest na rys. 7a.



Rys. 7a

Mimo całkowicie automatycznej przystosowalności do chwilowych oporów drogowych, przekładnie hydrodynamiczne na skutek wad wyżej wymienionych są chętnie zamieniane przekładniami hydromechanicznymi.

2. Przekładnie hydromechaniczne

Przekładnia hydromechaniczna składa się z transmisji hydraulicznej (sprzęgło lub przekładnia hydrodynamiczna) i 2- lub 3-stopniowej przekładni mechanicznej. Połączenie tych dwóch zespołów może być równoległe (właściwa przekładnia hydromechaniczna) lub szeregowo.

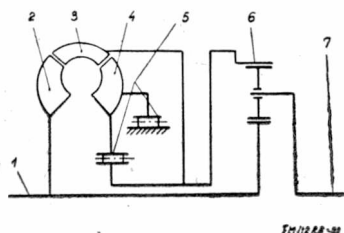
W przekładni hydromechanicznej równoległej dostarczana moc zostaje rozbita na dwa potoki równoległe, w których odbywa się transformacja momentu. Jeden potok przechodzi przez przekładnię hydrodynamiczną, a drugi przez przekładnię mechaniczną, po czym następuje połączenie potoków.

Najistotniejszą zaletą przekładni hydromechanicznej równoległej jest, że w chwili zmiany przełożenia w przekładni mechanicznej nie występuje zupełna przerwa w dostawie mocy kołom napędowym.

W przekładni hydromechanicznej szeregowej zmiana momentu następuje kolejno w przekładni hydrodynamicznej, a potem w przekładni mechanicznej.

Przekładnie hydromechaniczne posiadają znacznie wyższy współczynnik sprawności i są prostsze od przekładni hydrodynamicznych o tym samym stosunku przełożenia. Tym też należy tłumaczyć ich częstsze zastosowanie w samochodach, mimo większych gabarytów i ciężaru.

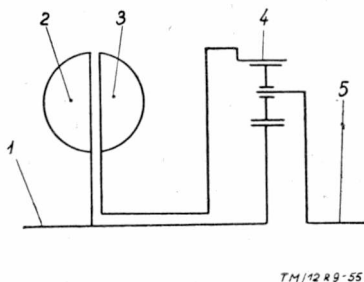
Zagadnienie automatyzacji przekładni przez stosowanie skrzyniek hydromechanicznych sprowadza się częściowo do automatyzacji procesu zmiany przekładni, co jest znacznie prostsze w przekładniach równoległych niż w szeregowych.



Rys. 8

Rys. 8. Schemat równoległej przekładni hydromechanicznej. 1 — doprowadzenie mocy, 2 — wirnik pompy, 3 — wirnik turbiny, 4 — sprzęgło wolnego biegu, 5 — przekładnia mechaniczna (obiegowa), 6 — odprowadzenie mocy.

Rys. 9. Schemat przekładni hydromechanicznej (typ Hydro-Matic). 1 — doprowadzenie mocy, 2 — wirnik pompy sprzęgła, 3 — wirnik turbiny sprzęgła, 4 — przekładnia mechaniczna, 5 — odprowadzenie mocy.



Rys. 9

Przekładnia hydrodynamiczna wg rys. 8, powyżej pewnej liczby obrotów, dzięki sprzęgłom wolnego biegu, pracuje tylko jako sprzęgło. Innym rodzajem przekładni, w której ciecz jest czynnikiem przenoszącym moc, jest rozwiązanie zastosowane w samochodzie ZIM, gdzie ustawione są kolejno: sprzęgło hydrauliczne, sprzęgło tarciovie i zwykła (synchroniczna) przekładnia mechaniczna. Kierowca operuje zarówno pedałem sprzęgła jak i ręcznym lewarkiem zmiany biegów.

III. Automatyzacja procesu zmiany przekładni

Automatyzacja skrzynek przekładniowych, jak już zaznaczono, poszła dwiema drogami: drogą zmian konstrukcji skrzynek (przekładnie bezstopniowe) lub drogą dostosowania automatyki do istniejących skrzynek mechanicznych zwykłych lub obiegowych.

Nie ulega wątpliwości, że zwykłe skrzynki przekładniowe są konstrukcyjnie proste, zwarte, o małej ilości współpracujących części, co właśnie stwarza trudności przy ich automatyzacji, podczas gdy skrzynki obiegowe (planetarne) są droższe, większe i o większej ilości współpracujących elementów (2- do 5-krotnie), te są jednak łatwiejsze do automatyzacji. Włączenie lub wyłączenie poszczególnych przekładni odbywa się tylko przez zahamowanie lub zwolnienie sprzęgłem tarciovym tego czy innego zespołu kół zębatach.

Uwzględniając podane na wstępie powody automatyzacji skrzynek i procesów zmiany przekładni, należy dodać, że zagadnienie wysiłku fizycznego, co wiąże się ze zmęczeniem kierowcy, ma bardzo poważny wpływ. Jeżeli bowiem, zmiana przekładni w samochodach osobowych ostatnich konstrukcji jest czynnością prostą, łatwą i czasowo krótką oraz nie wymagającą wysiłku, to w autobusach i samochodach ciężarowych jest zgoła odwrotnie. Dlatego pierwsze konstrukcje automatyzujące proces zmiany przekładni pojawiły się właśnie w autobusach.

Bezstopniowe skrzynki przekładniowe posiadają zdolność samoczynnego dostosowania się do chwilowych oporów drogowych. Uzyskanie podobnej własności w skrzynkach mechanicznych, a w zwyczajnych w szczególności, natrafia na znaczne trudności ze względu na pracę zespołów o pewnej stałej liczbie przeniesienia, toteż wpływ warunków drogowych i reagowanie nań jest zagadnieniem bardzo trudnym do rozwiązania.

Wiadomo — „automat nie prorok” a oczywisty jest fakt, że warunki drogowe nie są ustalone i nieraz wymagają natychmiastowej interwencji kierowcy celem dostosowania momentu. Ponieważ automatyzacja procesu zmiany przekładni pociąga za sobą konstrukcyjną i objętościową rozbudowę skrzynek przekładniowych, nasuwają się następujące pytania:

1. Czy należy dążyć do automatyzacji całego procesu przełączania.

2. Czy jest celowe pozostawienie kierowcy możliwości oddziaływania na proces zmiany przekładni niezależnie od urządzenia automatycznego.

3. Jakie elementy procesu zmiany przekładni należy automatyzować w pierwszej kolejności.

Niestety, jednoznacznej odpowiedzi na te pytania, na podstawie danych eksploatacyjnych, podać nie można, bowiem istniejące rozwiązania skrzynek były konstruowane z różnych punktów widzenia i dla różnych odbiorców. Brak też dokładnych danych z prowadzonych badań nad tymi zagadnieniami.

1. Rodzaje automatyzacji

Przeanalizujmy pokrótce metody automatyzacji procesu zmiany przekładni (w odniesieniu do zębatach skrzynek przekładniowych). Będą to:

- proselekcyjne przełączanie
- łączenie organów wykonawczych w pewne zespoły w celu zmniejszenia liczby elementów koniecznych do uruchamiania
- częściowa automatyzacja procesu zmiany tylko niektórych przekładni
- pełna automatyzacja procesu zmiany niektórych przekładni
- pełna automatyzacja procesu zmiany wszystkich przekładni
- pełna automatyzacja procesu zmiany wszystkich przekładni z umożliwieniem oddziaływania kierowcy.

A oto kilka danych odnoszących się do poszczególnych metod:

a) Proselekcyjne przełączanie.

Zadaną przekładnię nastawia się dźwignią selektora, a jej włączenie następuje dopiero w chwili naciśnięcia przez kierowcę pedału sprzęgła. Pomiędzy dźwignią selektora, pedałem sprzęgła a popychaczami lub sprzęgłami poszczególnych przekładni znajduje się skomplikowany układ sterujący, w którym medium pośredniczącym jest olej.

Tego rodzaju automatyzacja jest w obsłudze prosta, wymaga jednak kwalifikowanego kierowcy, a dla niefachowca może być powodem wielu przykrych niespodzianek.

Proselekcyjne przełączanie zastosowano w skrzynkach obiegowych Wilsona oraz w zwykłych skrzynkach w czołgach niemieckich m. in. w czołgu T-III. Niestety, ten rodzaj automatyzacji jest mało zbadany, a sam proces niezbyt pewny. W samochodach skrzynki z preselekcją, ze względu na duże gabaryty, skomplikowany układ sterujący (hydrauliczny) i niepewność działania zastosowania nie znalazły.

b) Łączenie organów wykonawczych.

W zwykłej skrzynce przekładniowej, w celu zmiany przekładni kierowca winien operować 3 elementami wykonawczymi — pedałem gazu, pedałem sprzęgła, lewarkiem zmiany przekładni (biegu). Dążeniem automatyzacji jest doprowadzenie do operowania dwoma lub tylko jednym organem, np. pedałem gazu.

System „Vacu-Matic” jest częściowym wyrazem tej metody automatyzacji procesu zmiany przekładni.

Dla uzyskania wyższego biegu (mniejszego przełożenia) kierowcy wystarczy na chwilę zwolnić pedał gazu, a dla uzyskania niższego biegu (większego przełożenia) winien nacisnąć pedał do deski (nawet poza maksymalny kąt otwarcia przepustnicy). W wypadku konieczności zwolnienia pedału gazu nie w celu przejścia na wyższy bieg, lecz np. przy ha-

mowaniu i innych chwilach, kiedy przejście na wyższy bieg jest w ogóle niedopuszczalne, musi zadziałać specjalne urządzenie blokujące.

Szczegółowo przekładnię systemu „Vaku-Matic” omówię później.

Istniały także rozwiązania współdziałające z lewarkiem zmiany przekładni, lub tzw. „sterowanie guziczkowe”, w którym dla uzyskania koniecznej przekładni wystarczyło nacisnąć odpowiedni guziczek.

Wymienione rozwiązania automatyzacji nie uwalniają kierowcy od konieczności dokonania wyboru odpowiedniej przekładni, tylko rugują operowanie kilkoma elementami wykonawczymi. Moment włączenia przekładni zależy tylko i wyłącznie od kierowcy, a warunki zewnętrzne wpływu nie mają.

c i d) Częściowa i pełna automatyzacja procesu zmiany niektórych przekładni.

Dobór przekładni podlegających automatyzacji możemy rozpatrywać z różnych stanowisk. Automatyzacji winny podlegać przekładnie, które kierowca najczęściej używa, lub też te, które kierowca włącza w najbardziej odpowiedzialnych chwilach.

Z kolei automatyzacja może być jednokierunkowa, np. tylko w dół (częściowa), lub też dwukierunkowa tzn. w górę i w dół (automatyzacja pełna).

Rozpatrzmy dla przykładu skrzynkę przekładniową 4-biegową. Najczęściej używanymi przekładniami będą przekładnie 3 i 4 biegu. Zastosowanie jednej z nich zależy od warunków drogowych. Przy ruszaniu i rozpędzaniu samochodu stosuje się kolejno coraz wyższą przekładnię, starając się w czasie jazdy zachować bezpośrednią jak najdłużej. Z pogorszeniem warunków jazdy przechodzi się na przekładnię 3, a w szczególnie ciężkich — na 2.

Jeżeli proces zmiany przekładni jest procesem łatwym i nieobciążającym kierowcy, to celowa jest jednokierunkowa automatyzacja w dół. To znaczy automat działa w najbardziej odpowiedzialnych momentach, lecz niekoniecznie odpowiednich.

Gdy proces zmiany przekładni odrywa kierowcę od obserwacji i jest procesem uciążliwym, to należy go zautomatyzować jednokierunkowo w górę, lub dwukierunkowo tylko wyższe przekładnie.

Zastosowanie automatycznego przełączania trzeciego i czwartego biegu w 4-biegowej skrzynce, zamienia tę skrzynkę dla kierowcy w 3-biegową, przy zachowaniu wszystkich zalet dynamicznych skrzynki 4-biegowej.

e) Pełna automatyzacja procesu zmiany wszystkich przekładni.

Mimo usilnych starań żadna z istniejących konstrukcji nie odpowiada warunkom całkowitej automatyzacji procesu zmiany przekładni bez udziału kierowcy.

Należy podkreślić, że trudności w rozwiązaniu tego rodzaju skrzynki nie są trudnościami konstrukcyjnymi, lecz polegają na tym, że automat reaguje na bodziec post faktum, to znaczy na istniejące już warunki, podczas gdy kierowca może warunki przewidzieć z góry i silnik do nich przygotować. „Automat — nie prorok” i przewidywać nie potrafi, a potrzebny na zmianę przekładni czas jest znaczny i wystarczyć może w zupełności na zgaśnięcie silnika pod wpływem nagłej zmiany obciążenia.

Jako częściowy przykład skrzynki o pełnej automatyzacji procesu zmiany przekładni może służyć skrzynka typu Kreisa, bardzo zbliżona w swej konstrukcji do skrzynek obiegowych. Skrzynkę przekładniową Kreisa szczegółowo omówię niżej.

i) Pełna automatyzacja z umożliwieniem oddziaływania kierowcy.

W celu usunięcia wad skrzynek całkowicie automatycznych pojawiły się konstrukcje, które zwalniają kierowcę od procesu zmiany przekładni, co dokonuje się samoczynnie w zależności od istniejących warunków, a równocześnie pozwalające na włączenie przez kierowcę żądanej przekładni w chwili, gdy uzna to za konieczne.

Przykładem tego rodzaju rozwiązania może być skrzynka przekładniowa z urządzeniem typu „Hydro-Matic”.

Realizacja pełnej automatyzacji procesu zmiany przekładni z umożliwieniem udziału kierowcy przejawia się w dwu wariantach:

1. zachowanie normalnego, ręcznego urządzenia do zmiany przekładni (lewarek) z dodaniem położenia, w którym pracuje automat, przestawienie lewarka poza to położenie powoduje

wyłączanie automatyki i włączenie odpowiedniej przekładni, 2. urządzenie automatyczne pracuje stale, pozwalając na oddziaływanie kierowcy w każdej chwili i współdziałając z nim. Przykład — urządzenie „Hydro-Matic”.

Sumując poprzednio powiedziane, dochodzimy do wniosku, że najkorzystniejszymi rozwiązaniami automatycznej zmiany przekładni są:

1. pełna automatyzacja procesu zmiany przekładni z umożliwieniem oddziaływania kierowcy,
2. rozwiązania łączące w jedną całość kilka organów sterujących,
3. automatyzacja procesu zmiany niektórych przekładni.

2. Wpływ rodzaju skrzynki na metodę automatyzacji

Obecne rozwiązania skrzynek przekładniowych są przystosowane do ręcznej zmiany przekładni, podczas gdy automatyzacja tego procesu wymaga rozwiązań specjalnych.

a) Skrzynki obiegowe.

Zastosowanie skrzynek obiegowej pozwala na zmianę przekładni nie przez wyłączenie jednej a włączenie (zazębienie) drugiej przekładni zębatej, lecz przez operowanie sprzęgłami tarciovymi, co daje włączenia płynne i ciche. Wyrównanie prędkości następuje równocześnie z wyłączeniem i włączeniem sprzęgła tarciovych i dlatego odpada konieczność stosowania takich chwytów, jak podwójne wysprężanie lub międzygaz.

W skrzynkach obiegowych powierzchnie cierne sprzęgła i hamulców rozmieszcza się współśrodkowo z wałem głównym, a satelity wewnątrz zespołu przekładni, co nie pociąga za sobą dodatkowej rozbudowy skrzynki (patrz rys. 5, 8, 9).

Niemniej, łatwość automatyzacji procesu zmiany przekładni, pewność działania i prostota urządzeń automatyki osiągnięta przez zastosowanie obiegowej skrzynki przekładniowej została okupiona jej ciężarem, znacznymi gabarytami, ceną, oraz dużą ilością współpracujących części.

b) Skrzynki zwykłe.

Automatyzacja zmiany przekładni w zwykłych skrzynkach przekładniowych wiąże się z koniecznością stosowania niesłychanie skomplikowanej aparatury rozrządczej. Wprowadzenie elementów ciernych w celu przenoszenia momentu (sprzęgła) lub automatyzacji (hamulce) zmusza do silnej ich rozbudowy, bowiem stosowane synchronizatory pomagają, co prawda wyrównać prędkości obwodowe, lecz do przenoszenia momentu roboczego są elementami zbyt słabymi.

Rozbudowa powierzchni ciernych w gabarytach istniejących skrzynek jest z reguły niemożliwa, a ze względów konstrukcyjnych musimy powierzchnie cierne umieszczać przed lub za zespołami przekładni zębatych, co pociąga za sobą rozbudowę skrzynki oraz wzrost momentów gnących w wałkach.

Prócz stosowania przekładni ciernych spotyka się takie rozwiązania, jak np. centralna synchronizacja (skrzynka Maybach) lub równoczesne przesuwanie kilku sprzęgieł mechanicznych, jak w skrzynkach z preselekcją czołgów niemieckich T-III i T-IV-H.

c) Inne rozwiązania.

Stosowanie sprzęgieł wolnego biegu (wolne koło) pozwala na zmniejszenie ilości współpracujących elementów oraz na uproszczenie wielu operacji w procesie zmiany przekładni.

Wadą tych sprzęgieł jest zniknięcie możliwości hamowania silnikiem, dla zlikwidowania której należy stosować urządzenia blokujące, znacznie komplikujące prostą konstrukcję, co uwydatni się przy omawianiu skrzynki przekładniowej typu Kreisa.

Należy nadmienić, że produkcja tych sprzęgieł nie została jeszcze należycie opanowana i nastrocza wiele trudności, zaś eksploatacja skrzynek z podobnego rodzaju urządzeniami nie jest wystarczająco pewna.

Stąd wniosek, że najodpowiedniejszymi skrzynkami do automatyzacji procesu zmiany przekładni są skrzynki obiegowe lub do nich zbliżone.

3. Dobór chwili przełączenia przekładni

Przy stosowaniu częściowej automatyzacji procesu zmiany przekładni, zadaniem automatu jest przeprowadzenie wszystkich koniecznych ruchów w określonej kolejności po impulsie dającym kierowcy. W układzie całkowitej automatyzacji, impuls dający pochodzi od przyrządu a nie od kierowcy. Istotą zagadnienia polega na tym, by impuls był podany przez przyrządy sterujące w odpowiedniej chwili. Zachodzi więc py-

tanie, w zależności od jakich parametrów i od jakich wielkości ma być podany odpowiedni impuls.

Stosowane w obecnej chwili automatyczne urządzenia reagują na najczęściej spotykane warunki ruchu, dopuszczając udział kierowcy w warunkach specjalnych oraz niektórych zwykłych.

Przez zwykle warunki ruchowe rozumie się:

- a) ruszanie z miejsca
- b) rozpędzanie samochodu
- c) jazda po dobrej poziomej drodze
- d) jazda w górę
- e) zjazd z góry
- f) jazda po złej drodze
- g) hamowanie samochodu
- h) zakręcanie,

zaś przez warunki specjalne:

- i) rozruch silnika przez ciągnięcie innym samochodem
- j) poślizg kół napędowych
- k) jazda rozpędem
- m) jazda po ciężkiej, rozmokłej lub bardzo wyboistej drodze.

Porównując wyżej podane warunki ruchowe okaże się, że wielkości impulsów parametrów, jak i same parametry, wymagane dla uzyskania zmiany przekładni są różne, a dla poszczególnych warunków wręcz przeciwstawne. Ponieważ zadośćuczynienie wszystkim wymaganiom jest praktycznie niemożliwe, więc istniejące konstrukcje są rozwiązaniami kompromisowymi i dlatego zmiana przekładni następuje w odpowiedniej chwili, ale niekoniecznie najwłaściwszej.

4. Nadajniki impulsów

Oczywisty jest fakt, że włączenie pożądanej przekładni winno zachodzić zależnie od obciążenia kół napędowych. Ale by uczynić zadość, bodaj częściowo, wymaganiom poprzednio podanym, tzn. celem poszerzenia zakresu działania automatyki, obecne rozwiązania reagują dopiero po otrzymaniu impulsów od dwu nadajników.

Z grubsza, nadajniki możemy podzielić na:

- a) nadajniki zewnętrzne — nie związane bezpośrednio z silnikiem
- b) nadajniki wewnętrzne — związane bezpośrednio z silnikiem.

Jako nadajniki zewnętrzne uważamy koła napędowe i wał pędny, zaś jako parametr regulujący — moment w tych elementach.

Impuls dawczy — to zmiana momentu jako skutek zmiany obciążenia (zmiana siły pociągowej na kołach lub liczby obrotów wału pędnego) spowodowany warunkami drogowymi.

Nadajniki wewnętrzne możemy z kolei podzielić na dwie dalsze, ściśle od siebie zależne, grupy. Pierwsza z nich, to nadajniki, których parametrem regulującym są obroty (np. silnika, wałka pośredniczącego w skrzyni przekładniowej) lub moment obrotowy, zaś impulsem — zmiana obrotów.

Druga grupa, to nadajniki dozujące dostarczaną do silnika energię, paliwo, tzn. pedał gazu. Parametrem tych nadajników jest położenie pedału gazu, ustawienie przepustnicy lub zębaki pompy wtryskowej, podciśnienie w przewodach ssących itp., zaś impulsem, zmiana jednego z wymienionych parametrów.

Współpracę wymienionych nadajników i impulsów można zilustrować następującymi przykładami:

Zmiana — wzrost obciążenia na kołach napędowych np. wskutek jazdy w górę, przy stałym położeniu pedału gazu wywoła spadek obrotów, spadek szybkości pojazdu. Wówczas z nadajnika reagującego na zmianę liczby obrotów przesłany będzie impuls wykonawczy, powodujący włączenie odpowiedniej przekładni. Drugi impuls, to stałe położenie pedału gazu, mimo zmiany obciążenia.

W rezultacie silnik dostosował się do nowych warunków, a pojazd będzie poruszał się z mniejszą szybkością. Automat włączył przekładnię bez udziału kierowcy.

A teraz przypadek odwrotny.

Kierowcy zależy na otrzymaniu danej prędkości jazdy pomimo wzrostu obciążenia. Przed spadkiem obrotów silnika broni się kierowca zmieniając położenie pedału gazu (zmiana dopływu energii). Włączenie pożądanej przekładni następuje

wskutek impulsu wykonawczego płynącego z nadajnika, związanego z położeniem pedału gazu. Zmiana przekładni nastąpiła z woli kierowcy.

Kombinacja wymienionych skrajnych przypadków i wpływ kierowcy dają żądane w rezultacie warunki jazdy.

5. Urządzenia przekąźnikowe

Urządzenia przekazujące impuls od nadajników do organów wykonawczych, zależą od rodzaju automatyki i stopnia automatyzacji.

Mogą to być:

- a) urządzenia mechaniczne
- b) " elektryczne
- c) " pneumatyczne nadciśnieniowe
- d) " pneumatyczne próżniowe
- e) " hydrauliczne
- f) " kombinowane.

IV. Przykłady istniejących rozwiązań

Celem zilustrowania dotychczas omówionego przytaczam 3 przykłady rozwiązań, które znalazły szersze zastosowanie w samochodach.

1. Przekładnia systemu Vacu-Matic.

System Vacu-Matic pojawił się w czasie II wojny światowej i został zastosowany w samochodach marki „Chrysler” i „De-Soto”.

Przekładnia systemu Vacu-Matic jest przekładnią hydromechaniczną o częściowej, jednokierunkowej (w dół) automatyzacji przy zwykłej skrzyni przekładniowej z połączonymi organami wykonawczymi. Jako urządzenie przekąźnikowe zastosowano układ kombinowany próżniowo-elektryczny.

Skrzynka przekładniowa posiada dwa stopnie po dwie przekładnie w każdym i jest połączona z silnikiem sprzęgłem hydraulicznym oraz tarciovym. Pierwszy stopień — to przekładnie I i II biegu, a drugi stopień — to przekładnie III i IV biegu.

W samochodzie wyposażonym w przekładnię systemu Vacu-Matic znajduje się lewarek ręcznej zmiany biegu i pedał sprzęgła, lecz używa się je tylko dla przejścia z jednego stopnia na drugi. Dla zmiany przekładni w czasie jazdy kierowca posługuje się tylko pedałem gazu, przez chwilowe zwolnienie którego uzyskuje przejście na wyższą przekładnię (mniejsze przełożenie). Wyciśnięcie pedału do deski daje przekładnię niższą (większe przełożenie). Obie tak zautomatyzowane zmiany przekładni można przeprowadzić tylko w obrębie jednego stopnia.

Przyrządy automatyki ograniczają okresy, kiedy kierowca może wykonać zmianę przekładni pedałem gazu, bowiem musi być dlatego odpowiednia prędkość, posiadają one jednak zdolność samoczynnego włączania niższej przekładni w wypadku, gdy kierowca zapomniał to uczynić.

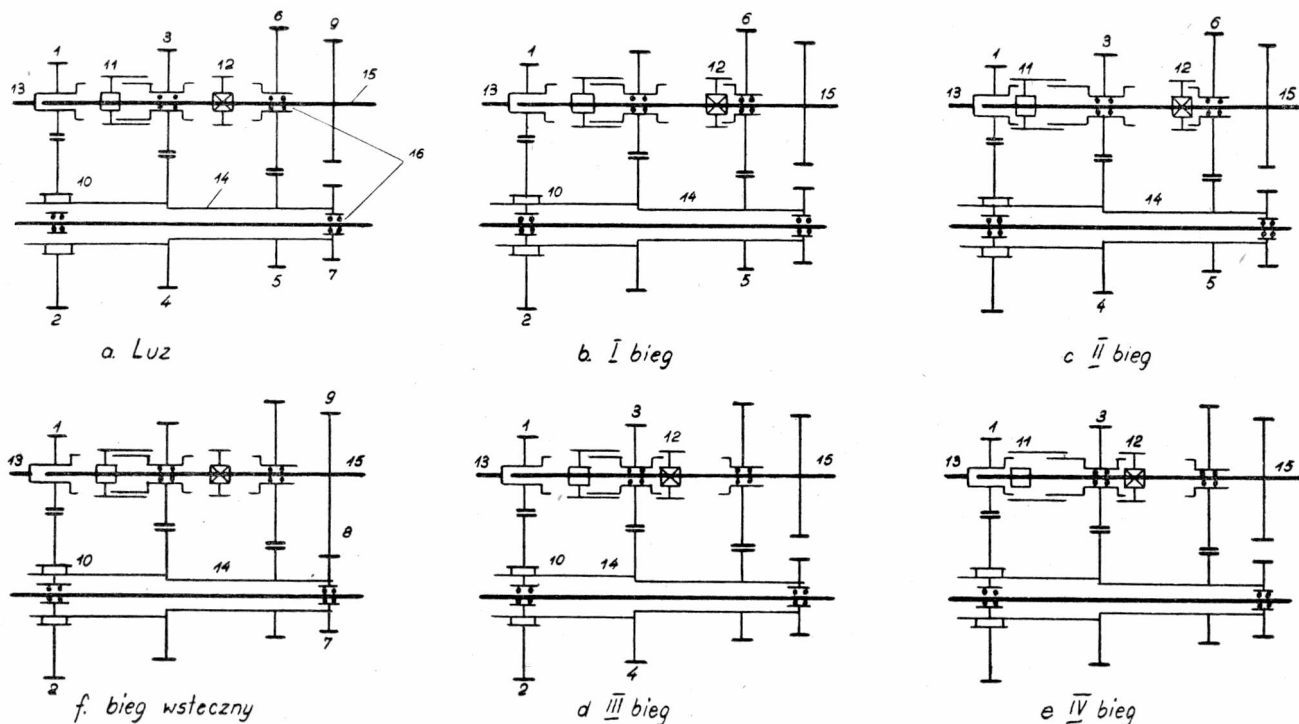
Włączenie II biegu za pomocą pedału gazu może nastąpić dopiero przy szybkości wyższej od 13 km/h, a IV — wyższej od 25 km/h. Włączenie III biegu odbywa się ręcznie przy odpowiedniej szybkości pojazdu.

Przymusowe, pedałem gazu, włączenie III biegu, jako przejście z IV biegu, można skutecznie tylko w zakresie szybkości 85 — 21 km/h, a włączenie I biegu w zakresie 43 — 11 km/h. Przy szybkościach powyżej 43 i 85 km/h przymusowe włączenie I i III biegu jest niemożliwe, zaś poniżej 21 i 11 km/h automat włącza samoczynnie odpowiednio III lub I bieg.

Na przekładniach biegu I i III w samochodach wyposażonych w przekładnię systemu Vacu-Matic, znika możliwość hamowania silnikiem.

Rys. 10. — Schemat kinematyczny skrzyni przekładniowej przekładni systemu Vacu-Matic. 1, 2, 3, 4, 5, 6 — koła zębate przekładni, 7, 8, 9 — koła zębate przekładni wstecznej, 10 — sprzęgło biegu luzem (wolnego biegu), 11 — sprzęgło kłowe z synchronizatorem zmiany 1 i 2 lub 3 i 4 biegu, uruchamiane automatycznie, 12 — sprzęgło kłowe zmiany stopnia biegu (I/II stopień) uruchamiane ręcznie, 13 — wałek sprzęgłowy, 14 — wałek pośredniczący, 15 — wałek zdawczy, 16 — łożyska toczne.

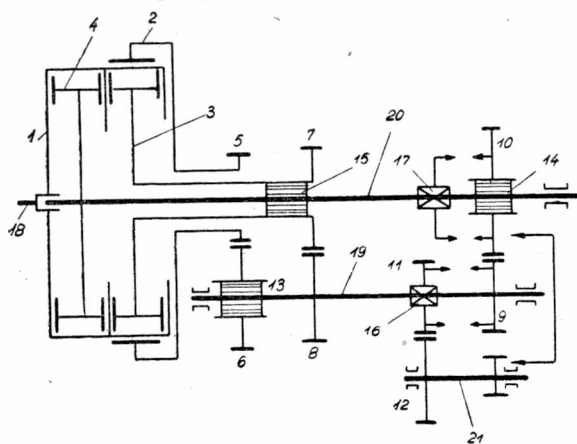
Rozpatrując rys. 10 widzimy, że moc jest przenoszona przez następujące elementy:



Rys. 10

TM/12R10

- I stopień
na biegu 1 13-1-2-10-14-5-6-12-15 (rys. 10b)
na biegu 2 13-1-11-3-4-14-5-6-12-15 (rys. 10c)
- Walek pośredniczący posiada prędkość kątową większą od koła zębatego 2 i dlatego sprzęgło wolnego biegu 10 nie pracuje.
- II stopień
na biegu 3 13-1-2-10-14-4-3-12-15 (rys. 10d)
na biegu 4 13-1-11-3-12-15 (rys. 10e)
- na biegu wstecznym 13-1-2-10-14-7-8-9-15 (rys. 10f)
- skrzynkę w położeniu „luz” przedstawia rys. 10a.
2. Układ ze skrzynką przekładniową Kreisa.



Rys. 11

TM/12RH-55

Schemat zastosowanej w przekładni skrzyni Kreisa przedstawia rys. 11. W samochodach wyposażonych w tego typu układ nie znajdujemy pedału sprzęgła, a lewerek zmiany biegów służy do uzyskania jednego z następujących położen: luz, jazda do przodu, jazda do tyłu, blokowanie (położenie, przy którym możliwe jest hamowanie silnikiem).

Skrzynka Kreisa jest skrzynką przekładniową zwykłą, trójstopniową, ale przez zastosowanie sprzęgła wolnego biegu i kilku sprzęgła tarczowych — zbliżoną do skrzynki obiegowej tym bardziej, że wszystkie przekładnie zębate są stale ze sobą zazębione.

Zmiana przekładni jest zależna tylko od szybkości pojazdu. Naciśnięcie pedału gazu, o ile wywoła wzrost szybkości po-

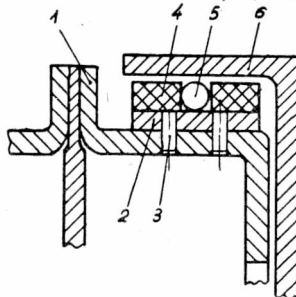
jazdu wywoła również włączenie wyższej przekładni (o mniejszym przełożeniu). Tak samo spadek szybkości spowodowany wzrostem obciążenia wywoła włączenie niższej przekładni (o większym przełożeniu).

Układ ze skrzynką przekładniową Kreisa należy do typu przekładni całkowicie zautomatyzowanych.

Rys. 11. Schemat skrzynki przekładniowej Kreisa. 1 — koło zamachowe — bęben sprzęgłowy, 2 — sprzęgło 1 biegu, 3 — sprzęgło 2 biegu, 4 — sprzęgło 3 biegu, 5, 6 — koła zębate przekładni pierwszego biegu, 7, 8 — koła zębate przekładni drugiego biegu, 9, 10 — koła zębate przekładni stałej, 11, 12 — koła zębate przekładni tylnego biegu, 13 — sprzęgło wolnego biegu, umożliwiające obracanie się wałka pośredniczącego z prędkością większą niż prędkość koła 6, 14 — sprzęgło wolnego biegu, umożliwiające obracanie się wałka głównego (zdawczego) z prędkością większą niż prędkość obrotowa koła 10, 15 — dodatkowe, zabezpieczające sprzęgło wolnego biegu, 16 — sprzęgło kłowe, napędzane ręcznie lewarkiem sterującym, umożliwiające jazdę do przodu — położenie prawe, luz — położenie środkowe, jazdę do tyłu — położenie lewe, 17 — sprzęgło blokujące, celem umożliwienia hamowania silnikiem, 18 — wałek sprzęgłowy, 19 — wałek pośredniczący, 20 — wałek główny (zdawczy), 21 — wałek tylnego biegu.

Zastosowane w skrzynce sprzęgła pierwszego, drugiego i trzeciego biegu są cierne, typu odśrodkowego, tzn. że dają połączenie dopiero pod wpływem siły odśrodkowej odpowiedniej wielkości.

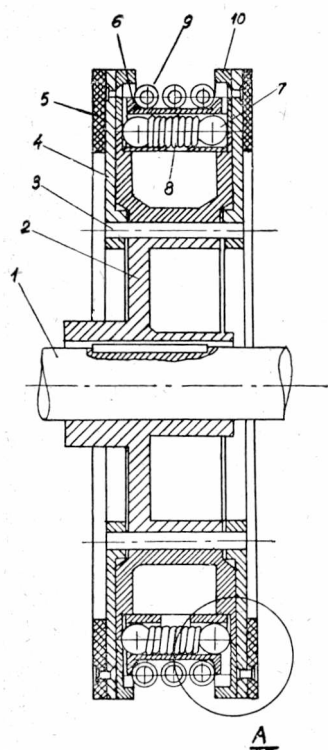
Segmenty cierne sprzęgła pierwszego biegu osadzone są na obwodzie bębna sprzęgłowego. Przy odpowiednich obrotach silnika (500—600 obr/min) powstająca siła odśrodkowa jest dostatecznie duża, by pokonać opór sprężyny obciążającej, wobec czego segmenty cierne zostają dociśnięte do powierzchni dociskowej sprzęgła 1 biegu.



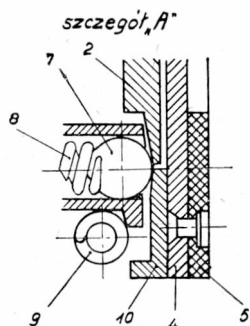
Rys. 12

TM/12R12-55

Rys. 12. Szkic konstrukcyjny sprzęgła 1 biegu. 1 — bęben sprzęgłowy, 2 — segment cierne, 3 — sworznie prowadzące segment, 4 — okładzina cierne, 5 — sprężyna obciążająca, 6 — powierzchnia dociskowa sprzęgła pierwszego biegu.



Rys. 13. Szczyt konstrukcyjny sprzęgła 2 i 3 biegu. 1 — wał główny (zdawczy), 2 — tarcza sprzęgła, 3 — sworznie prowadzące, 4 — pierścienie naciskowe, 5 — okładziny cierne, 6 — ciężarek odśrodkowy (ciężarki rozłożone są po obwodzie), 7 — kulki dociskowe, 8 — sprężyna dociskowa, rozpięająca, 9 — obwodowa sprężyna obciążająca, 10 — pierścienie ograniczające.



Rys. 13

TM/12 R 13-55

Wskutek narastającej siły odśrodkowej (przy zwiększaniu liczby obrotów silnika), ciężarki odśrodkowe pokonują opór sprężyn obciążających oraz opór tarcia kulek i poczynają wysuwać się z głębi kanału (położenie dośrodkowe) ku obwodowi tarczy (położenie odśrodkowe). Kulki ślizgają się po ściankach tarczy sprzęgła, z kolei po powierzchniach pierścieni ograniczających, które osadzone są na pierścieniach naciskowych. Ponieważ pierścienie naciskowe mogą przesunąć się po sworzniach prowadzących, więc znika siła ściskająca sprężyny rozpięające, toteż kulki rozchodzą się i dociskają okładziny cierne do powierzchni dociskowych bębna sprzęgłowego. Sprzęgła drugiego i trzeciego biegu różnią się tylko napięciami sprężyn obciążających.

Jak widać z rys. 11 i 13 włączenie 1 biegu jest zależne od liczby obrotów silnika, podczas gdy włączenie 2 lub 3 biegu zależy tylko od liczby obrotów wałka głównego, zdawczego — czyli szybkości pojazdu.

Zmniejszenie szybkości pojazdu powoduje kolejne wyłączenie się sprzęgła i przekładni.

Wyłączenie przekładni poszczególnych biegów następuje:

- biegu 1 — przy 500 — 600 obr/min silnika
- biegu 2 — przy prędkości pojazdu około 20 km/h
- biegu 3 — przy prędkości pojazdu około 40 km/h

Wyłączenie przekładni poszczególnych biegów następuje:

- biegu 3 — przy prędkości pojazdu około 25 km/h
- biegu 2 — przy prędkości pojazdu około 10 km/h
- biegu 1 — przy 500 — 600 obr/min silnika.

Przesunięcie okresu włączenia i wyłączenia przekładni 2 i 3 biegu spowodowane jest tarciami kulek dociskowych o ścianki tarczy sprzęgła i pierścienie ograniczające.

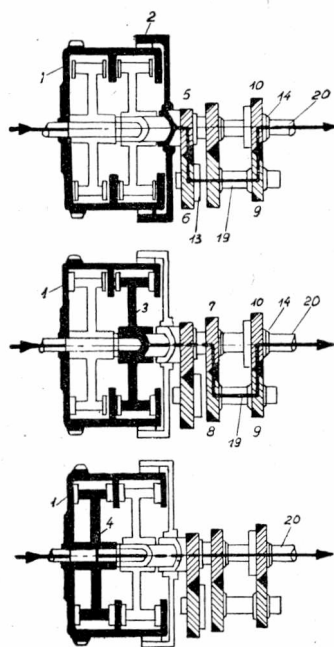
Celem uzyskania możliwości hamowania silnikiem należy lewarek sterujący przestawić w położenie „blokowanie”, wówczas jednak dopuszczalna prędkość jazdy wynosi 40 km/h. Po przekroczeniu tej prędkości należy lewarek przestawić w położenie „jazda do przodu”.

Rys. 14. Schematy połączeń elementów przenoszących moc na poszczególnych biegach.

- a. bieg 1 1—2—5—6—13—19—9—10—14—20
- b. bieg 2 1—3—7—8—19—9—10—14—20
- c. bieg 3 1—4—20

3. Przekładnia systemu Hydro-Matic.

Przekładnie systemu Hydro-Matic pojawiły się już w czasie II wojny światowej i były montowane w samochodach



Rys. 14

TM/12 R 14-55

wysokiej klasy jak „Oldsmobil” i „Cadillac”. Ostatnio, dzięki swej prostocie i zaletom rozpowszechniają się coraz bardziej.

W systemie Hydro-Matic zastosowano 4 biegową, obiegową skrzynkę przekładniową w powiązaniu z sprzęgłem hydraulicznym, włączonym kinematycznie między pierwszą a drugą przekładnią obiegową. Pozwoliło to na lepsze wykorzystanie sprzęgła i nadanie mu pewnych cech przekładni hydrodynamicznej.

Przekładnia systemu Hydro-Matic należy do typu przekładni całkowicie automatycznych, z umożliwiającym oddziaływanie kierowcy.

Samochody wyposażone w powyższą przekładnię nie posiadają pedału sprzęgła, a lewarek zmiany biegów zastąpiono

dźwignią selektora o czterech położeniach: luz, pełny zakres przekładni, niepełny zakres przekładni, jazda do tyłu.

Jako urządzenie przekazywające zastosowano układ hydrauliczny zmontowany całkowicie w skrzynce przekładniowej. Wszelkie ubytki oleju, wskutek nieszczelności w kanałach, suwakach i tłoczkach są pokrywane dużą wydajnością pomp.

Ustawienie dźwigni selektora w położenie „luz” rozłącza trwale silnik z kołami napędowymi. Po przestawieniu dźwigni w położenie „pełny zakres przekładni” samochód ruszy z miejsca, z chwilą gdy silnik osiągnie odpowiednią ilość obrotów. Włączanie dalszych przekładni odbywa się całkowicie automatycznie, bez udziału kierowcy, a w zależności od szybkości pojazdu i położenia pedału gazu — czyli obciążenia pojazdu.

Należy zaznaczyć, że kolejne włączanie się dalszych przekładni jest zależne tylko od obciążenia pojazdu i nie odbywa się wcale przy ściśle określonych wartościach szybkości. Dla całkowicie otwartej przepustnicy 2 bieg zostaje włączony przy szybkości 24 km/h, 3 bieg przy 48 km/h, a 4 bieg przy szybkości 104 km/h. Przy mniej otwartej przepustnicy prędkości włączenia się poszczególnych przekładni są niższe. Przełączanie odwrotne jest również całkowicie automatyczne, ale odbywa się przy nieco niższych wartościach szybkości niż włączanie.

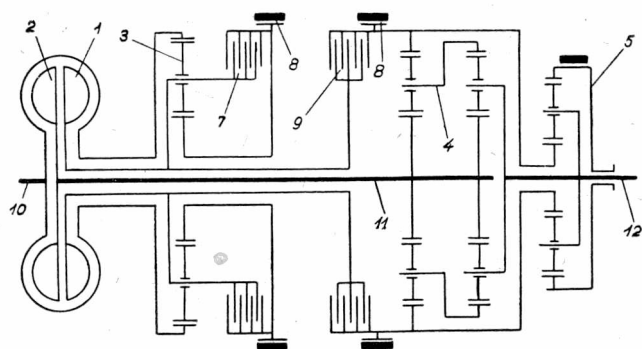
Włączenia niższej przekładni (o większym przełożeniu) może dokonać kierowca w każdej chwili przez szybkie naciśnięcie pedału gazu „do deski” i późniejsze zwolnienie.

Ustawienie dźwigni selektora w położenie „niepełny zakres” wyklucza możliwość włączenia przekładni 3 i 4 biegu, a zmiana przekładni 1 i 2 biegu zachodzi przy innych (wyższych) wartościach prędkości, niż przy położeniu „pełny zakres”.

Tylko szczególne wypadki i wybitnie trudne warunki drogowe wymagają wpływu kierowcy lub przestawienia selektora w położenie „niepełny zakres”. Dla wszystkich pozostałych warunków ruch pojazdu odbywa się z selektorem w położeniu „pełny zakres przekładni”.

Rys. 15. Schemat przekładni systemu Hydro-Matic. 1 — wirnik pompy sprzęgła, 2 — wirnik turbiny sprzęgła, 3 — I reduktor obiegowy, 4 — II reduktor obiegowy, 5 — reduktor biegu wstecznego, 6 — hamulec I reduktora (hamulec 1, 3 i wstecznego biegu), 7 — sprzęgło I reduktora — sprzęgło 2 i 4 biegu, 8 — hamulec II reduktora — hamulec 1 i 2 biegu, 9 — sprzęgło II reduktora — sprzęgło 3 i 4 biegu, 10 — wałek sprzęgłowy, 11 — wałek pośredni, 12 — wałek zdawczy.

Włączenie sprzęgła 7 lub 9 powoduje zablokowanie I lub II reduktora, wobec czego przełożenie tego reduktora wynosi wówczas jedność. Wyłączenie sprzęgła i włączenie hamulca powoduje powstanie przekładni. Ponieważ sprzęgła i hamulce są elementami ciernymi, a impulsy włączenia i wyłączenia



Rys. 15

są przenoszone przez układ hydrauliczny, olejowy, to proces zmiany przekładni jest procesem wybitnie płynnym i łagodnym, co podnosi komfort jazdy.

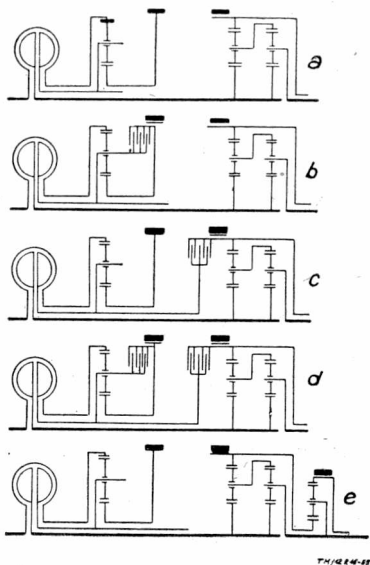
Tablica I podaje zestawienie współpracujących elementów na poszczególnych przekładniach.

TABLICA I

Przekładnia biegu	Reduktor I			Reduktor II		
	hamulec	sprzęgło	reduktor	hamulec	sprzęgło	reduktor
luz	N	N	N	N	N	N
1	W	N	R	W	N	R
2	N	W	Z	W	N	R
3	W	N	R	N	W	Z
4	N	W	Z	N	W	Z
wsteczny	W	N	R	N	N	P

N — element wyłączony, W — włączony, R — reduktor pracuje (redukcja), Z — reduktor zablokowany, P — reduktor II pracuje przy włączonym, mechanicznym hamulcu biegu wstecznego.

Ilustracją powyższej tablicy jest rys. 16 (a, b, c, d, e), przedstawiający drogi przepływu i współpracujące elementy na poszczególnych przekładniach. Na rysunku zostały podane tylko elementy biorące udział w przenoszeniu mocy.

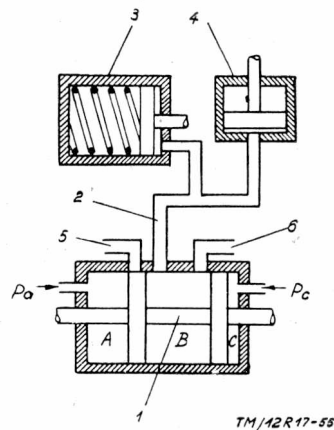


Rys. 16.

Rys. 16. Schemat połączeń na poszczególnych przekładniach. a — przekładnia 1 biegu, b — przekładnia 2 biegu, c — przekładnia 3 biegu, d — przekładnia 4 biegu, e — przekładnia biegu wstecznego. Przekładnię w położeniu luz przedstawia rys. 15.

Schemat urządzenia przekładnikowego, części uruchamiającej sprzęgło i hamulec reduktora podaje rys. 17.

Rys. 17. 1 — suwak rozrządczy, 2 — rurociąg do serwowymotorów, wzmacniaczy *) 3 — serwomotor wyłączania hamulca, 4 — serwomotor włączania sprzęgła, 5 — rurociąg dopływowy, 6 — rurociąg odpływowy.



Rys. 17.

Wskutek przesunięcia suwaka 1 rurociąg 2 może być połączony z dopływem, z pompą lub odpływem. Doprowadzenie oleju do rurociągu 2 wyłącza hamulec i włącza sprzęgło reduktora. Położenie suwaka uwarunkowane jest wielkością ciśnienia w przestrzeniach A i C.

Do przestrzeni C doprowadzony jest olej o ciśnieniu p_c , zależnym od szybkości samochodu, zaś do przestrzeni A — olej o ciśnieniu p_a , zależnym od położenia pedału gazu. Im pedał gazu jest bardziej naciśnięty, tym ciśnienie p_a jest wyższe.

Podobnie, zwiększenie szybkości samochodu powoduje wzrost ciśnienia p_c . Gdy p_a jest większe od p_c , to suwak jest przesunięty w prawo i rurociąg 2 połączony z rurociągiem odpływowym 5, następuje odpływ oleju (spadek ciśnienia) i hamulec reduktora zostaje włączony a sprzęgło wyłączone.

Jeżeli położenie pedału gazu nie będzie ulegać zmianie, a szybkość samochodu wzrośnie (nastąpi wzrost ciśnienia p_c), lub też szybkość nie ulegnie zmianie, lecz zmniejszy się nacisk na pedał (nastąpi spadek ciśnienia p_a), to ciśnienie p_c może przekroczyć wielkość ciśnienia p_a . Wówczas suwak przesunie się w swe lewe, skrajne położenie i rurociąg 2 zostanie połączony z pompą poprzez rurociąg 5. Olej będzie włączany do serwowymotorów i spowoduje wyłączenie hamulca i włączenie sprzęgła. W ten sposób zostanie włączona wyższa przekładnia (mniejsze przełożenie) danego reduktora, bowiem, jak wiadomo, włączenie sprzęgła zmniejsza przełożenie reduktora do jedności.

Prędkości samochodu, przy których następuje przejście na wyższą przekładnię (mniejsze przełożenie) są różne i tym większe, im bardziej naciśnięty jest pedał gazu, tzn. większe opory ruchowe. Wyższe jest wówczas ciśnienie p_a .

Należy podkreślić fakt, że w całej aparaturze przekładnikowej i wykonawczej nie ma części polerowanych, a tylko niektóre z nich są szlifowane.

Jako całość, przekładnia systemu Hydro-Metric jest stosunkowo prosta i nieskomplikowana a także konstrukcyjnie wybitnie technologiczna, wobec czego jest niedroga, w przeciwieństwie do tego co wydawać by się mogło.

Przekładnia systemu Hydro-Matic wobec wymienionych zalet: swej prostocie, łatwej i wygodnej eksploatacji oraz niewysokiej cenie znalazła bardzo szerokie zastosowanie zarówno w samochodach, jak i innych pojazdach mechanicznych.

Literatura

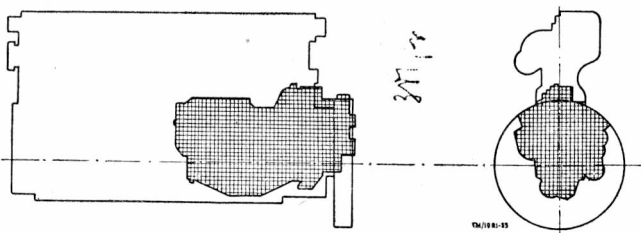
- Ajzerman M. — Awtomatika pierekliuczenia pieriedacz. Moskwa 1948.
 Prokofjew W. — Awtomobilnyje gidropieriedacz. Moskwa 1948.
 Praca zbiorowa — „Maszynostrojenije“ tom. 11 i 13 Moskwa 1949
 Dębicki M. — Samochodowe przekładnie hydrokinetyczne „Przegląd Mechaniczny“ nr 9, 10, 11 — 1950 r.
 Łuniew J., Kulikow N. — Awtomobilnaja i Traktornaja Promyslenost' nr 7 — 1951 r.
 Pietrow W. — „A. i T. P.“ nr 3 — 1952 r.

*) Rosyjskie „bustier“ lub angielskie „booster“ — urządzenie zwiększające ciśnienie lub wzmacniające działanie urządzenia pierwotnego.

NOWE SILNIKI WYSOKOPRĘŻNE PACKARD

W ubiegłym roku wytwórnia Packard wypuściła na rynek dwa nowe silniki wysokoprężne o mocy 300 i 600 KM przeznaczone dla samochodów ciężarowych dużej ładowności, wagonów motorowych, maszyn budowlanych, łodzi motorowych itp. Ponieważ zarówno konstrukcja, jak i współczynniki charakterystyczne i eksploatacyjne tych silników znacznie odbiegają od powszechnie przyjętych, warto kilka słów im poświęcić.

Charakterystyczną cechą, a zarazem rewelacją obu silników są ich niewielkie wymiary gabarytowe, a także bardzo mały ciężar na jednostkę rozwijanej mocy.



Rys. 1. Porównanie wymiarów gabarytowych silnika Packard (zakreskowane) typ ID-1700 z przeciętnym silnikiem wysokoprężnym równej mocy

Rys. 1 przedstawia dla przykładu porównanie wymiarów gabarytowych omawianego silnika 600 KM i przeciętnego silnika wysokoprężnego tej samej mocy. Nic też dziwnego, że ciężar jednostkowy silnika o mocy 300 KM wynosi ok. 3,3 kg/KM, silnika zaś o mocy 600 KM — ok. 2,5 kg/KM. Podane tutaj wartości są niższe niż odpowiadające im wskaźniki niejednego silnika gaźnikowego o tym samym przeznaczeniu, a nawet niejednego silnika gaźnikowego samochodu osobowego. Konstruktorzy uzyskali tak mały ciężar dzięki odstępniemu od konwencjonalnych rozwiązań i dzięki maksymalnemu zastosowaniu stopów lekkich. Przed opisaniem konstrukcji silnika, dla zaznajomienia czytelników z ogólnymi danymi tych silników podaję je w poniższym zestawieniu:

	Typ 2D-850	Typ ID-1700
Ilość cylindrów	6	12
układ cylindrów	rzędowy	widlasty
obroty nominalne obr/min	2 000	2 000
moc nominalna KM	300	600
średnica cylindra — cali	5 ³ / ₈	5 ³ / ₈
skok tłoka — cali	6 ¹ / ₄	6 ¹ / ₄
objętość skokowa — litrów	14	28
moc jednostkowa KM/dcm ³	21,4	21,4
stopień sprężania	15	15
komora spalania	wstępna	wstępna
ciężar kg (bez chłodnicy i osprzętu elektr.)	995	1500
doładowanie	turbosprężarka	turbosprężarka

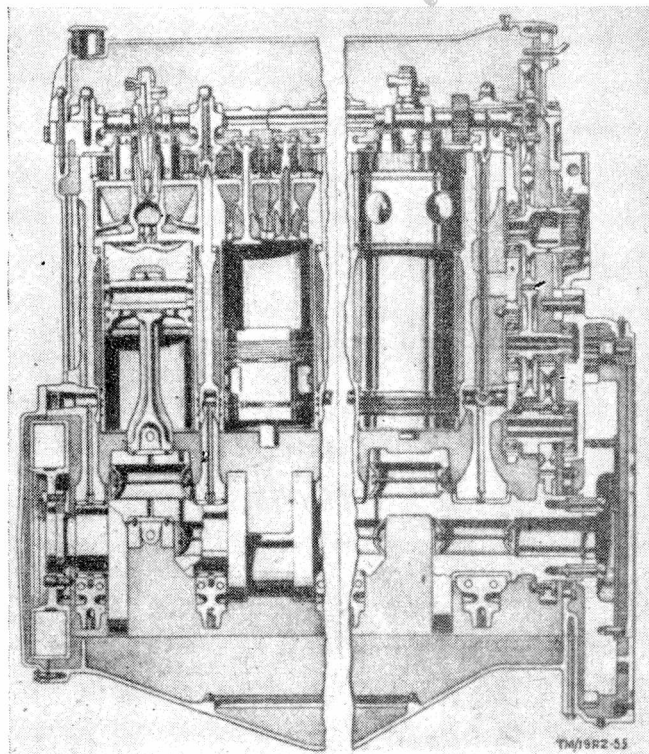
Najciekawszym rozwiązaniem w powyższych silnikach jest zastosowanie mokrych tulei cylindrowych wykonanych jako całość z głowicą, oczywiście oddzielną dla każdego cylindra. Konstrukcja taka nawiązująca do konstrukcji pierwszych silników spalinowych ma w tym przypadku poważne zalety: umożliwia stosowanie kadłuba ze stopu lekkiego o znacznie większej rozszerzalności niż żeliwny cylinder, bez obawy o naruszenie szczelności pomiędzy cylindrem i głowicą. Kadłub i oddzielna skrzynia korbową wykonaną również ze stopu lekkiego łączone są ze sobą śrubami. W celu zabezpieczenia jak największej ich sztywności konstruktorzy przewidzieli bardzo szeroko zwymiarowany wał korbowy, który łącznie z kadłubem i skrzynią korbową stanowi „kośćciec” silnika.

Według wypowiedzi przedstawicieli wytwórni, odlew cylindra wraz z głowicą jest wprawdzie bardziej skomplikowany niż samej tulei cylindrowej, tym niemniej jest znacznie prostszy niż odlew głowicy silnika wielocylindrowego i daje się go wykonać jako odlew pod ciśnieniem. Należy tu podkreślić, że skomplikowany kształt odlewu nie przeszkadza utwardzeniu gładzi cylindrowej przy pomocy azotowania.

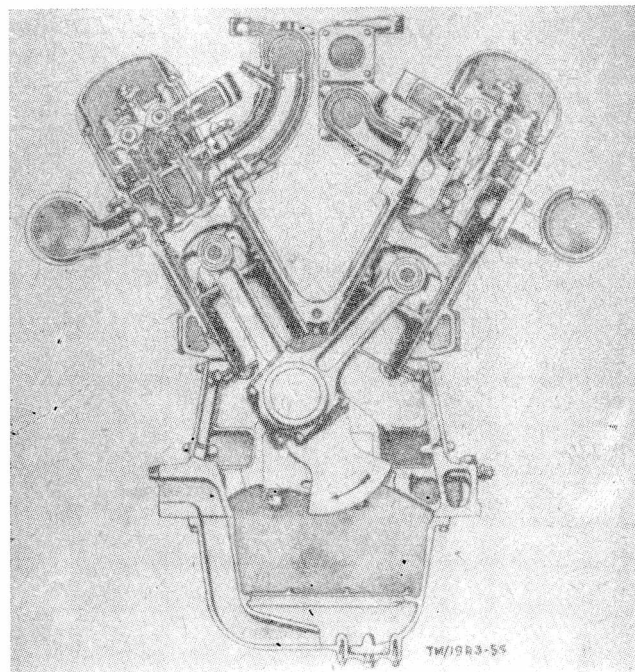
Troskę konstruktorów o zapewnienie możliwie jak najmniejszego ciężaru własnego silnika widać między innymi w takim szczególe, że nawet pokrywy łożysk głównych wału korbo-

wego wykonano jako odkuwki ze stopu lekkiego. W celu zapewnienia trwałości gniazd zaworowych wykonano je jako wstawiane — stellitowe.

Rys. 2 i 3 przedstawiają przekroje — podłużny i poprzeczny silnika 600 KM, rys. 4 zaś — mokrą tuleję cylindrową wykonaną łącznie z głowicą. Wobec dość dużej średnicy cy-



Rys. 2. Przekrój podłużny silnika 12-cylindrowego

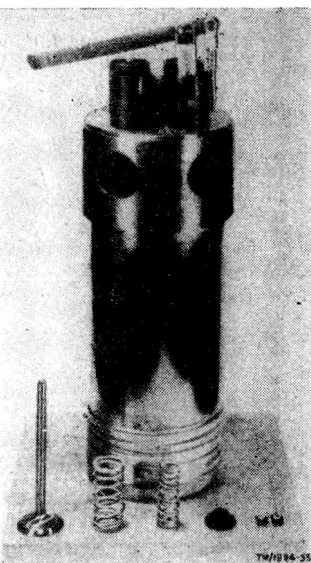


Rys. 3. Przekrój poprzeczny silnika 12-cylindrowego

lindra przewidziano po dwa zawory ssące i dwa wydechowe w każdej głowicy, uruchamiane przez dwa oddzielne wałki rozrządne umieszczone nad zaworami. Pomiędzy czterema symetrycznie rozmieszczonymi gniazdami zaworowymi w głowicy

znajduje się komora wstępna w kształcie kuli łącząca się przy pomocy kilku niewielkich otworków z właściwą komorą spalania. Górna część komory wstępnej jest intensywnie chłodzona wodą, dolna zaś znacznie mniej intensywnie, w celu skrócenia okresu czasu pomiędzy początkiem wtrysku paliwa, a początkiem spalania, a tym samym w celu obniżenia szybkości narastania ciśnienia spalania i obniżenia jego wartości maksymalnej.

Kształt komory spalania, jak widać z rys. 2 i 3 jest zbliżony do kształtu komory w silnikach wysokoprężnych GMC (teroidalne wgłębienie w denku tłoka). Według danych fabrycznych połączenie kulistępnej komory wstępnej z opisaną wyżej konstrukcją z tego właśnie rodzaju właściwą komorą spalania daje bardzo miękki bieg silnika, niewysokie ciśnienia maksymalne (ok. 69 ata) oraz możliwość przyje-



Rys. 4. Tuleja cylindrowa wykonana łącznie z głowicą

cia korzystnego niewysokiego ciśnienia wtrysku paliwa (nie podano wartości). W zasadzie stosowana jest standardowa pompa wtryskowa, jednakże zastosowano w niej tłoczki, zapewniające zmienny zarówno moment początku, jak i końca wtrysku, oraz specjalnie zwiększające dawkę paliwa przy rozruchu. Pompa ta współpracuje z wtryskiwaczami typu zamkniętego i sterowana jest przez regulator hydrauliczny.

Silniki omawiane mogą być uruchamiane zarówno przy pomocy rozruszników elektrycznych, jak i przy pomocy sprężonego powietrza. Według danych fabrycznych odznaczają się one niezwykle łatwym rozruchem: w temperaturze pokojowej silnik rozpoczyna pracę w 0,25 sek. od momentu włączenia rozrusznika, po 1 (jednej) sekundzie zaś rozwija już 1500 obr./min. Jakże stosowane są urządzenia ułatwiające rozruch i jak przebiega rozruch w niższych temperaturach, źródła fabryczne nie podają.

Turbosprężarka doładowująca, która przyczynia się w znacznym stopniu do zwiększenia mocy silnika i jego sprawności ogólnej (zużycie jednostkowe ok. 175 g (KM godz) zapewnia ciśnienie doładowania w granicach 0,7 do 1,4 atm.

W celu polepszenia warunków pracy wirnika turbiny zastosowano chłodzenie wodne przewodu wydechowego pomiędzy silnikiem i turbiną oraz chłodzenie obudowy turbiny.

Opracował na podstawie:

„The New Packard Lightweight Diesel Engines“
S. A. E. Transactions Vol. 62.

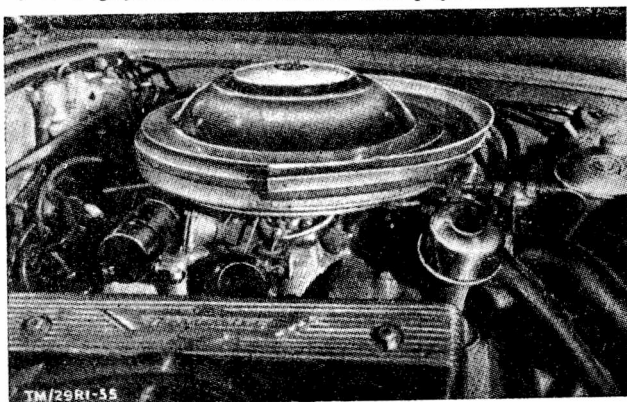
inż. M. Bernhardt

UKŁADY ZASILANIA W NOWOCZESNYCH SAMOCHODOWYCH SILNIKACH GAŹNIKOWYCH

Silniki samochodowe wystawione na Salonie Londyńskim w 1954 r. pozwalają wyrobić sobie pogląd na kierunki postępu w konstrukcji układu zasilania silników gaźnikowych.

Tak więc filtr powietrza przeważnie olejowy — wraz z tłumikiem zasysania, stał się już niemal typowym wyposażeniem silnika samochodu osobowego. Istnieje kilka rozwiązań współpracy tych urządzeń, z których najważniejszymi są: łączny układ filtr-tłumik bądź też układ szeregowy z oddzieleniem tych dwóch elementów.

Powszechnie stosowane są gaźniki opadowe. Ze względu jednak na chęć jak najniższego umieszczenia maski silnika, gaźniki posiadają małą wysokość, filtrom zaś powietrza nadawane są specjalne kształty. Przykład pomysłowego rozwiązania znajdujemy w silniku samochodu Ford Thunderbird (rys. 1), gdzie niski gaźnik jest częściowo schowany w szerokim filtrze o kształcie płaskiego kapelusza. Taki układ pozwala na znaczne obniżenie poziomu maski silnika, co podyktowane jest względami nowoczesności linii pojazdu.



Rys. 1. Filtr powietrza otacza gaźnik w silniku Ford Thunderbird

Ze względów konstrukcyjnych nieraz stosowane są gaźniki semi-opadowe, charakteryzujące się skośnym ustawieniem kanału przelotowego i pionową komorą pływakową; gaźnik tego typu stanowi wyposażenie silnika samochodu Morris Oxford (rys. 2).

Prawie wszystkie gaźniki opadowe o średnicy otworu wylotowego powyżej 30 mm posiadają automatycznie działający oszczędzacz oraz pompkę przyspieszającą.

W urządzeniach rozruchowych przekłada się na ogół prostotę w postaci wprowadzenia dodatkowej przepustnicy rozruchowej — nad bardziej skomplikowany zawór rozruchowy, wprowadzany w dalszym ciągu przez firmę Solex. W amerykańskich silnikach sterowanie przepustnicy rozruchowej jest

z reguły całkowicie zautomatyzowane przez działanie termostatu z bimetalową sprężyną. Powietrze ogrzewane przez kolektor przepływa przez komorę, w której znajduje się sprężyna termostatu. Pod działaniem ciepła przepustnica rozruchowa normalnie zamknięta jest otwierana za pośrednictwem ter-

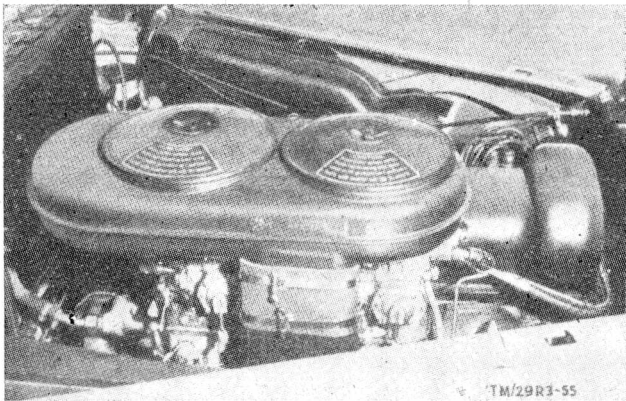


Rys. 2. Semi — opadowy gaźnik silnika Morris-Oxford

mostatu, przy czym wielkość odchylenia jest proporcjonalna do wzrostu temperatury. Automatycznie sterowana przepustnica jest zawsze sprężona z urządzeniem wolnych obrotów. W Europie jednak nadal większość gaźników z przepustnicą rozruchową posiada ręczne sterowanie.

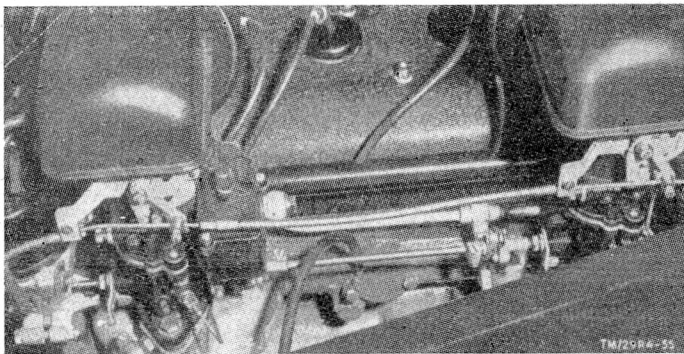
Całkowicie nowoczesnym rozwiązaniem charakteryzuje się gaźnik Solex. W 2 takie gaźniki wyposażony jest silnik samochodu Mercedes-Benz 300 b, pokazany na rys. 3. Jest to gaźnik opadowy o dwóch przelotach, z których jeden działa w zakresie średnich obciążeń i obrotów, drugi natomiast włącza się do współpracy tylko przy dużych obrotach i obciążeniach. Normalny zawór rozruchowy Solexa sterowany jest przy pomocy termostatu z bimetalową sprężyną. W celu ułatwienia rozruchu w gorącym klimacie gaźnik posiada otwór wentylacyjny w komorze pływakowej, otwierany przy pomocy solenoidu. Przykładem podobnego układu jest silnik samochodu Armstrong Sapphire, wyposażony w 2 gaźniki Zenith-Stromberg DAA-36 (rys. 4).

Rury ssące pod względem kształtu i przekroju kanałów świadczą o dużej rozbieżności kierunków konstrukcyjnych. Jedne rury mają kształty bardzo proste, inne natomiast skom-



Rys. 3. Dwa dwuprzelotowe gaźniki Solex w silniku Mercedes Benz 300 b

plikowane. Przekroje rur są kołowe lub kwadratowe, względnie posiadają kształty, które stanowią kombinację tych dwóch rodzajów przekrojów. Rury ssące wykonuje się z żeliwa i alu-



Rys. 4. Dźwąg i linki sterujące dwa gaźniki silnika Armstrong Sapphire

minium. Jedynym wyjątkiem jest rura ssąca silnika samochodu Citroën 2CV, spawana z dwóch wytłoczek blaszanych.

W ostatnich latach zaznaczyła się tendencja do stosowania w kolektorze wydechowym płytki grzejnej regulowanej ciep-

nie przy pomocy termostatu (hot spot). Zasada takiego urządzenia polega na zainstalowaniu przesłony ze stali stopowej, której ośka jest na zewnątrz połączona z bimetalową sprężyną termostatu. Sprężyna ta oddziałuje bezpośrednio na położenie przesłony. Przesłona skierowuje spaliny ku ściankom rury ssącej, przez co temperatura miejsca grzejnego prędkiej się podnosi. Po nagraniu się silnika termostat zwalnia przesłonę, która przy pomocy sprężyny zostaje odciągnięta i ustawiona w takiej pozycji, że spaliny bezpośrednio przepływają do rury wydechowej.

Rura ssąca jest z reguły umieszczona ponad kolektorem wydechowym; wyjątek stanowi silnik samochodu Skoda 1200, gdzie położenie jest odwrotne. Także silnik Rolls-Royce B81 Mark V, przeznaczony do napędu pojazdów specjalnych, posiada rzadko spotykany układ, albowiem przewody ssące i wydechowe znajdują się po przeciwnych stronach silnika.

Pompy paliwowe są przeważnie mechaniczne typu przepornego, a jedynie nieliczne wozy posiadają pompy elektryczne. Wielką zaletą tych ostatnich jest możliwość umieszczenia ich z dala od silnika, co jest równoznaczne z ochroną przed nagrzaniami.

Pompy mechaniczne instalowane przy ścianie kadłuba silnika są przyczyną zaburzeń w układzie zasilania, wynikających z nagrzewania się pompy. Próbuje się temu zaradzić przez stosowanie metalowo-azbestowych podkładek i osłon. Również gaźnik bywa często osłaniany, zwłaszcza przed promieniowaniem ciepła z kolektora wydechowego.

Szereg jednak wytwórni nie zwraca uwagi na potrzebę chronienia pompy i gaźnika przed nagrzwaniem; więcej natomiast troski poświęca ochronie gaźnika przed zamarzaniem. W celu zmniejszenia tej ewentualności pomiędzy kołnierzem gaźnika i rury ssącej umieszcza się grubą podkładkę izolacyjną.

Filtry paliwa stanowią zasadniczą część układu zasilania; nierzadko jest ich dwa i wówczas umieszcza się jeden przed i drugi za pompą paliwową.

Ciekawą innowacją są przezroczyste przewody paliwowe wykonane z plastiku. Wprowadzenie ich z punktu widzenia obsługi silnika jest wysoce pożądane, toteż przewiduje się znaczne ich rozpowszechnienie.

Na zakończenie należy wspomnieć o układach zasilania silników gaźnikowych samochodów ciężarowych. W tym wypadku problem jest o tyle uproszczony, że w samochodach ciężarowych silnik wysokoprężny znajduje się na drodze do wyparcia silnika gaźnikowego. Mniejsze zaś samochody ciężarowe, wyposażone są przeważnie w silniki samochodów osobowych i w ich układzie zasilania dokonuje się taką samą ewolucję jak to wyżej omówiono.

T. W.

BIBLIOGRAFIA

MGR INŻ. IGNATOWICZ JAN I MGR INŻ. JAŚKIEWICZ ZBIGNIEW. BUDOWA SAMOCHODÓW.

Część I, format A5, stron 214, rysunków 129, tablic 18. P.W.S.Z. Warszawa, 1953. Cena 9,30.

Część II, format A4, stron 264, rysunków 381, tablic 51 + teczka załączników. P.W.S.Z. Warszawa 1954. Cena 32.—

Autorzy tej pracy postawili sobie za cel wykonanie niewątpliwie trudnego zadania: opracowanie książki, obejmującej prawie inżynierski zakres teorii, konstrukcji i badań samochodu w taki sposób, aby podane wiadomości były zrozumiałe przez słuchaczy zawodowych szkół średnich (wydziałów budowy samochodów technikum mechanicznych). Trzeba przyznać, że zadanie to zostało w dużym stopniu zrealizowane. Książka daje wiele wiadomości zawartych w wykładach przedmiotów samochodowych w szkołach wyższych, jednak sposób podania tych wiadomości oparty jest na dobrze przemysłanej systematyce układu i treści oraz wielu wyczerpujących przykładach liczbowych (dotyczy to szczególnie mechanizmów napędowych i zawieszania), przez co temat jest zrozumiały również dla czytelnika o średnim poziomie wykształcenia zawodowego.

Dużym plusem książki jest podanie rysunków zestawień wszystkich zespołów podwozia samochodu Star 20 oraz wielu rysunków warsztatowych (dotyczy to szczególnie mechanizmów prowadzenia). W rysunkach tych podane są odchylki i pasowania, oraz przyjęty w przemyśle motoryzacyjnym sposób wymiarowania. Stanowią one cenną pomoc dla konstruktora samochodowego i zarówno inżyniera jak i technika.

Pożyteczne jest również zamieszczenie tablic materiałowych części stosowanych w budowie samochodów, zarówno wg norm GOST, jak i PN.

Do ujemnych stron książki należy zaliczyć to, że część konstrukcyjna posiada niejednolity charakter. Dział mechanizmów napędowych i zawieszania odznacza się starannym opracowaniem, systematyką układu i treści, z przejrzystością podanymi przykładami liczbowymi. Zbyt mało natomiast dano rysunków warsztatowych. Dział zaś mechanizmów prowadzenia zawiera bardzo dużą ilość rysunków warsztatowych, ale ani jednego wyczerpującego przykładu liczbowego, w takim ujęciu jak w poprzednich działach części konstrukcyjnej. Należałoby to naprawić w przyszłym wydaniu książki.

Opracowanie redakcyjne książki pozostawia wiele do życzenia.

Pierwsza część książki, wydana w formacie A4 opracowana jest niestarannie, druga część wydana w formacie A5 (dlaczego nie zachowano jednolitego formatu?) wprowadzie stoi wyżej pod względem estetycznym, ale zawiera zbyt wielką ilość błędów. Ponieważ nie ma wątpliwości, że ze względu na walory praktyczne i dydaktyczne książki oraz fakt wyczerpania nakładu I części pożądane jest przygotowanie drugiego nakładu — w którym nie powinny powtórzyć się usterki wydania pierwszego. W następnym wydaniu wydaje się ponadto celowe dostosowanie książki do poziomu politechnicznego, ze względu na stosunkowo małą liczbę uczniów szkół średnich kierunku samochodowego, a liczne za to rzesze studentów tego kierunku pięciu polskich wyższych uczelni technicznych. W ten sposób powstałby pierwszy w języku polskim podręcznik na poziomie akademickim.

Mgr inż. Karol Pionnier

PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

OPRACOWANY PRZEZ BIURO KONSTRUKCYJNE PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „TECHNIKA MOTORYZACYJNA”

Rocznik IV

Warszawa — maj 1955

Nr 5

Gwiazdkami, obok porządkowych liczb artykułów, oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotece Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego. Stosowana jest klasyfikacja dziesiętna wydanie polskie.

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

94* 621.43.033/055.001.4 F BKPMot

Freche F.: **Badania gaźników.** „Über Vergaseruntersuchungen”. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 4, nr 11, list. 54, s. 325; 29 × 21 cm., 4 str., 4 rys., 9 wyk.—

W dalszym ciągu artykułu z nr 10/54 Kraftfzgtechn. podany został przebieg prób z gaźnikiem opadowym IFA — BVF 323/1, produkowanym w NRD a użytym w zastępstwie gaźnika Solex do silnika samochodu EMW 320. W wyniku przeprowadzonych badań dokonane zostały zmiany w konstrukcji rozpylacza i rurki emulsyjnej, które pozwoliły na obniżenie zużycia paliwa przez samochód z 15 l do 13 l/100 km. Badania znajdują się jeszcze w toku i spodziewane jest uzyskanie dalszej obniżki zużycia paliwa do wartości 12 l/100 km.

95* 621.434—222.531.787 F BKPMot

Pomiar ciśnienia w cylindrach silników gaźnikowych. „Prüfung der kompression von Ottomotoren”. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 4, nr 12, grud. 54, s. 369; 29 × 21 cm., 0,5 str.—

Pomiar ciśnienia sprężania w cylindrach silników gaźnikowych jest bardzo dobrym sposobem sprawdzenia stanu zużycia części układu tłokowego, przyrządem pomiarowym jest niedrogi manometr o zakresie wskazań do 12 kg/cm². Tabela ciśnień sprężania normalnych i dopuszczalnych minimalnych dla radzieckich wozów ciężarowych. Rozbieżność w poszczególnych cylindrach silnika w wartości sprężania nie może przekraczać 0,7 — 1,0 kg/cm².

96* 621.436.13.001.6 F BKPMot

Horn H.: **Prace nad udoskonaleniem krótkoskokowego dwusuwowego silnika wysokoprężnego KZD 12.4.** „Entwicklungssarbeiten an einem kurzhubigen Zweitakt — Dieselmotor KZD 12.4”. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 4, nr 12, grud. 54, s. 356; 29 × 21 cm., 5 str., 1 fot., 3 rys., 13 wyk.—

Opis badań przeprowadzonych w Instytucie Motoryzacji w Dreźnie nad jednocyldrowym silnikiem wysokoprężnym zbudowanym w celu potwierdzenia teoretycznie wyprowadzonych zależności między mocą jednostkową (KM/l) a stosunkiem skoku do średnicy. Silnik KZD 12.4 wykonany został w 2 wersjach z wstępną i wirową komorą spalania. Sprawozdanie dotyczy prób przeprowadzonych nad pierwszą z odmian silnika, tj z wirową komorą spalania. W wyniku przeprowadzonych badań, poczyniono zmiany konstrukcyjne, które pozwoliły zmniejszyć wartość minimalnego zużycia paliwa z 216 na 194 gr KM/godz. Wyniki te osiągnięto przy wartości stosunku skoku do średnicy 1,26.

97* 621.892.099.21.001.4 F BKPMot

Schneider A.: **Obserwacje podczas badania cieczy smarowych wysokociśnieniowych.** „Beobachtungen bei der Prüfung von Hochdruck — Schmiermitteln”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 11, list. 54, s. 309; 30 × 21 cm., 6 fot., 1 rys., 8 wyk., 3 tabl., 5 poz. bibl.—

Przyrząd do badania własności smarnych olejów wysokociśnieniowych. Opis przeprowadzonych prób i porównanie z wynikami uzyskanymi przy zastosowaniu aparatury badawczej innego rodzaju. Możliwości praktycznego wykorzystania ww. badań.

98* 629.113.012.55:629.113.055.4 F BKPMot

Przyrząd do mierzenia obciążenia ogumienia. „Reifenbelastungsmesser”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 11, list. 54, s. 316; 30 × 21 cm., 0,5 str., 1 fot., 1 poz. bibl.—

Omówienie zasady budowy i działania aparatu służącego do oceny obciążenia ogumienia. Zastosowany przyrząd umożliwia w sposób bardzo prosty odczytanie obciążenia, względnie przeciążenia ogumienia w %. Warunkiem prawidłowego odczytu jest właściwe ciśnienie w oponach.

K. POJAZDY MECHANICZNE

99* 621.335.43:629.114.3 K BKPMot

Dwuwagonowy trolejbus. „Omnibus-Gelenkwagen”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 11, list. 54, s. 315; 30 × 21 cm., 1 str., 2 fot., 1 rys., 1 poz. bibl. —

Opis trolejbusu z przyczepką wykonanego jako prototyp pojazdu umożliwiającego przewóz większej ilości pasażerów bez potrzeby zwiększania personelu obsługującego. Przyczepa na podwójnej osi połączona jest z wozem napędowym przegubowo z prześięciem podobnie, jak wagony kolejowe. Ogólna charakterystyka konstrukcyjna.

100* 629.113 (061.4) K BKPMot

Pojazdy mechaniczne na jesiennych targach lipskich 54 r. „Kraftfahrzeuge auf der Leipziger Herbstmesse 1954”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 11 list. 54, s. 313; 30 × 21 cm, 2,5 str., 3 fot., 3 poz. bibl. —

Sprawozdanie z wystawy samochodowej jesiennych targów lipskich 54. Obszerny przegląd produkcji przemysłu motoryzacyjnego NRD pozwala na zorientowanie się w programie produkcji i kierunkach rozwojowych. Ponadto omówienie ciekawszych typów motocykli, motorowerów i samochodów osobowych, wystawionych przez Niemiecką Republikę Związkową, Anglię, Holandię i Czechosłowację.

101* 629.113.011.5:629.113.06:628.8 (088.8) K BKPMot

Bieżące patenty. Wentylacja nadwozi ze stałym dachem. Current patents. Ventilation of fixed — uoad bodies”. Auto Engr., London, mies., t. 44, nr 10, paźdz. 54, s. 440; 29 × 21 cm, 0,5 str. 1 rys. —

Opis ze szkicem konstrukcji urządzenia dla doprowadzenia świeżego powietrza do wnętrza krytego samochodu. Urządzenie zamocowane pod spodem i wzdłuż dachu reguluje przepływ powietrza od czoła do tyłu samochodu bez wywoływania przeciągów. Patent Nr 706485 Weathershields Ltd.

102* 629.113.012.813 K BKPMot

Jegerow L.: **Teleskopowe amortyzatory podwójnego działania.** „Doppelwirkende Teleskop-Stossdampfer”. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 4, nr 12, grud. 54, s. 361; 29 × 21 cm., 3 str.; 2 fot., 6 rys., 1 wyk. —

Z licznych rozwiązań amortyzatorów w nowoczesnych konstrukcjach samochodowych przyjął się szereg rodzajów amortyzatorów hydraulicznych, dla których wielkość siły tłumiącej na dźwazku wyraża się ogólnym wzorem $P = k \cdot v^m$ gdzie k — współczynnik tłumienia, a wykładnik m zależny jest od szybkości. Najbardziej nowoczesne są hydrauliczne amortyzatory teleskopowe. Opis działania i przykłady rozwiązań amortyzatorów teleskopowych oraz wyliczenie ich zalet i wad.

103* 629.113.06:662.6/9 K BKPMot

Ogrzewacz AVIALEX. „Le rechauffeur AVIALEX”. Auto-Volt, Paris, mies., nr 227, paźdz. 54, s. 32; 31 × 24 cm, 1 str., 1 fot., i tabl. cyfr. —

Ostatnio wypuszczone na rynek ogrzewacze AVIALEX odznaczają się wieloma modyfikacjami i ulepszeniami w stosunku do poprzednich. Krótka charakterystyka tych zmian. Aparaty te są budowane na różną wydajność od 3000 do 150000 kcal/h i mogą być stosowane zarówno do ogrzewania kabiny kierowcy samochodu ciężarowego jak i autobusu 60-miejscowego. Podano opis i charakterystykę techniczną tych aparatów z danymi cyfrowymi.

104* 629.114.001.3 K BKPMot

Dwuczłonowy autobus Saurer. „Der Saurer-Gelenkautobus”. Auto Rev., Bern, tyg., nr 3, stycz. 55, s. 17; 47 × 34 cm., 1,5 str., 6 fot. —

Opis techniczny dwuczłonowego autobusu produkcji Saurera, mogącego pomieścić 150—180 pasażerów. Ciągnik i jednoosiowa naczepa połączone są elastyczną harmonią, co pozwala na ruch pasażerów wzdłuż pojazdu. Wysokoprężny silnik napędzający umieszczony jest na osi przyczepy. Układ kierowniczy oddziałuje na koła pierwszej i trzeciej, tj. tylnej osi pojazdu. Autobus przeznaczony jest do ruchu wielkomiejskiego i może rozwijać max. szybkość 55 km/godz.

105* 629.114.001.3 K BKPMot

Nowy węgierski autobus IKARUS-55. „IKARUS-55 ein neuer Omnibus aus der Ungarischen Volksrepublik”. Kraftfzgtechn., Berlin, mies. t. 4, nr 11, list. 54, s. 329; 29 × 21 cm, 3 str., 7 fot., 3 rys., 1 tabl. —

Opis techniczny autobusu węgierskiego Ikarus 55, obliczonego na 44 pasażerów i 1000 kg bagażu. Autobus napędzany jest 6-cylindrowym silnikiem wysokoprężnym o mocy 125 KM przy 2200 obr/min. Max. moment silnika wynosi 48,7 kGm

przy 1600 obr/min. Ciężar własny autobusu 8250 kg, ciężar całkowity dopuszczalny 12550 kg. Szybkość max. 90 km/godz. Przeciętne zużycie paliwa 3 l/100 km.

106* 629.114.6:629.113.066

Samochód PEUGEOT, typ 202. „Voiture PEUGEOT, type 202”. Auto-Volt, Paris, mies., nr 227, paźdz. 54, s. 23; 31 × 24 cm, 4 str., 1 rys., 6 wykr. — Charakterystyka wyposażenia elektrycznego 12V samochodu osobowego PEUGEOT, typ 202 z silnikiem 4-cylindrowym. Opis techniczny samochodu. Opis i charakterystyka wyposażenia elektrycznego: zapłonu, akumulatora, rozrusznika, prądu, oświetlenia, sygnalizacji, wycieraczek, wentylacji i ogrzewania, przełączników, wskaźników i przewodów. Schemat instalacji elektrycznej.

107* 629.114.6.001.3

K

BKPMot

Próbný samohód Lincoln-Mercury. „Futura”. „Der Versuchswagen „Futura”. von Lincoln-Mercury”. Auto Rev. Bern, tyg., nr 4, stycz. 55, s. 19; 48 × 33 cm, 0,5 str., 1 fot. — Krótki opis prototypu samochodu Lincoln-Mercury typ „Futura”. Niezwykle oryginalne nadwozie wykonane zostało przez firmę włoską Gia w Turynie wg projektu przedstawionego przez zakłady Forda. Samochód napędzany jest nieco zmodyfikowanym silnikiem Lincoln V8.

L. SILNIKI POJAZDÓW MECHANICZNYCH, POKREWNE ICH MECHANIZMY I ELEMENTY SKŁADOWE

108* 621—57:621.431.73

L

BKPMot

Schnitzlein G.: Ułatwienie rozruchu silnika w zimie. „Anlasshilfen im Winter”. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 4, nr 12, grud. 54, s. 368; 29 × 21 cm, 1,5 str. — Rozruch silników pojazdów mechanicznych w temperaturze poniżej 0°C natrafia ciągle na znaczne trudności. Przyczyna trudnego rozruchu może leżeć w zakłóceniu procesów zachodzących w samym silniku bądź też w nieodpowiedniej pracy jego agregatów pomocniczych. Rozważenie zakłóceń w niskich temperaturach mogących wynikać z przyczyn zapłonu, chłodzenia, smarowania i paliwa. Omówienie środków zaradczych dla polepszenia warunków rozruchu silnika.

109* 621.431.73:621.43.033/035

L

BKPMot

Ostatnie modele gaźników Solex. „Les dernieres creations de Solex”. Auto-Volt, Paris, mies., nr 227, paźdz. 54, s. 41; 31 × 24 cm, 1 str., 1 rys. — Wytwórnia SOLEX może się poszczycić globalną produkcją 16 milionów gaźników. Obecnie pokazała prototyp gaźnika 32PBIC z samoczynnym starterem, oraz dwa modele SOLEX 26BIC dla silników małych i SOLEX 26BVN 9- gaźnik pionowy. Pokazano przekrój gaźnika SOLEX z auto-starterem.

110* 629.431.73:621—712

L

BKPMot

Bieżące patenty. Silnik chłodzony powietrzem. „Current patents. Air — cooled engine”. Auto Engr., London, mies., t. 44, nr 10, paźdz. 54, s. 440; 29 × 21 cm, 0,5 str., 1 rys. — Opis ze szkicem konstrukcji urządzenia do chłodzenia silnika. Powietrze włączane jest wentylatorem napędzanym od wału silnika do przestrzeni chłodzącej, skąd część powietrza odpływa dla chłodzenia silnika, druga część przechodzi przez filtr i skierowana zostaje do rury ssącej dla zasilania silnika powietrzem spalania. Patent Nr 706327 Schweizerische Maschinenfabrik (Szwajcaria).

111* 621.436—122.1/2.001.3

L

BKPMot

Silniki 410 i 470 podwozi A.E.C. Silniki podwozia Mercury i Reliance oraz autobusu Monocoach z samonośnym podwoziem. „The A. E. C. 410 and 470 engines. Monocoach integrally constructed passenger vehicle”. Auto Engr., London, mies., t. 44, nr 10, paźdz. 54, s. 393; 29 × 21 cm, 10 str., 16 fot., 4 rys., 1 wykr. — Opis i charakterystyka sześciocylindrowych, wysokopiętnych silników: poziomego AH410 i pionowego AV410 o mocy 98 KM przy 2000 obr/min oraz poziomego AH470: pionowego AV470 o mocy 112 KM przy 2000 obr/min zastosowanych w podwoziach 8 t samochodu ciężarowego „Mercury”, samochodu osobowego średniej klasy „Reliance” i autobusu osobowego „Monocoach”. Opis części silników z podaniem ich rozmieszczenia, działania, materiałów użytych do produkcji

oraz wymiarów. Podane szczegóły objęte są opisami skrzyni korbowej, tulei cylindrowych, wału korbowego, korbowodu, tłoków, napędu rozrządu i wałka rozrządu, zaworów, głowicy, kolektora, pompy wtryskowej i napędu pompy wodnej, układu chłodzenia, pompy olejowej i układu smarowania.

112* 621.436—57

L

BKPMot

Rozruch silników wysokopiętnych. „Le lancement des moteurs Diesel”. Auto-Volt, Paris, mies., nr 227, paźdz. 54, s. 42; 31 × 24 cm, 1 str., 1 rys. — Silniki wysokopiętne mają jedną słabą stronę — rozruch na zimno. Sprawę tę rozwiązuje „Start-Pilot”, który składa się z pompki podwójnego działania, wtryskiwacza umieszczonego w rurze ssącej i przewodu doprowadzeniowego. Jako paliwo wtryskiwane na czas rozruchu pompką zastosowano czysty eter.

M. MECHANIZMY PODWOZIA

113* 629.113.012.857.3 (088.8)

M

BKPMot

Bieżące patenty. Niezależne uresorowanie kół. „Current patents. Independent wheel springing”. Auto Engr., London, mies., t. 44, nr 10, paźdz. 54, s. 439; 29 × 21 cm, 0,5 str., 1 rys. — Zastosowanie drążka skrętnego dla zawieszenia kół jest ograniczone ze względu na jego długość i związane z tym zamocowanie. Opis ze szkicem konstrukcji zawieszenia składającego się z dwóch stosunkowo krótkich drążków w postaci resorów pionowych eliminujących wspomniane trudności konstrukcyjne. Patent Nr 705840 H. R. Morgan.

114* 629.113.012.858 (088.8)

M

BKPMot

Bieżące patenty. Zawieszenie tylne. „Current patents. Rear suspension”. Auto Engr., London, mies., t. 44, nr 9, wrzes. 54, s. 389; 29 × 21 cm, 0,5 str., 1 rys. — Opis ze szkicem konstrukcji zawieszenia tylnego, w którym sztywna oś tylna zamocowana jest na sprężynach śrubowych, ustabilizowana jest elastycznie w kierunku poprzecznym. Patent Nr 705563. Fiat Societa per Azioni (Włochy).

115* 629.114.4:629.113.012.857.2 (088.8)

M

BKPMot

Bieżące patenty. Zawieszenie pojazdu. „Current patents. Vehicle suspension”. Auto Engr., London, mies., t. 44, nr 10, paźdz. 54, s. 440; 29 × 21 cm, 0,5 str., 1 rys. — Opis ze szkicem konstrukcji przedniego i tylnego zawieszenia osi samochodów ciężarowych. Zawieszenie składa się z drążków skrętnych w kształcie trójkątów zamocowanych podstawami do osi (sztywnych) a wierzchołkiem do poprzeczek ramy za pomocą przegubu kardana. Zawieszenie osi za pomocą sprężyn walcowych. Usztywnienie poprzeczne osi za pomocą drążków Panharda. Patent Nr 705666 Daimler Benz. A. G. Niemcy.

O. OGÓLNE ZAGADNIENIA MOTORYZACJI, ZASTOSOWANIE POJAZDÓW ORAZ ICH PROWADZENIE

116* 629.118.58.001.8

O

BKPMot

Streckeisen F. Scooter. „Der Roller” ATZ, Stuttgart, mies., nr 11, list. 54, s. 320; 30 × 21 cm, 1 str. — Rozważania na temat widoków rozwojowych i rozpowszechnienia scooterów. Wpływ zwiększonego zapotrzebowania na scootery na produkcję motocykli. Wzajemne oddziaływanie form konstrukcyjnych obu pojazdów.

T. TECHNOLOGIA I PRODUKCJA

117* 629.113.01:621.746.5

T

BKPMot

Odlewy samochodowe. Prototypowe metody stosowane w odlewniach firmy West Yorkshire Foundries Ltd. „Automobile castings. Advanced techniques employed by West Yorkshire Foundries Ltd”. Auto Engr., London, mies., t. 44, nr 10, paźdz. 54, s. 409; 29 × 21 cm, 7,5 str., 2 rys., 12 fot. — Ogólny opis ze szkicem rozplanowania zakładów odlewniczych angielskiej firmy West Yorkshire Foundries Ltd wykonującej odlewy części samochodowych. Dane dotyczące poszczególnych działań odlewni jak: rdzeniownia, laboratorium kontroli technicznej, odlewni aluminium, a zarazem produkcji odlewów kadłubów, cylindrów kół zamachowych, odbiór części aluminiowych. Szczegóły dotyczące sposobów odlewania i uzyskiwanej wydajności.

Niniejszy Przegląd Bibliograficzny 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 poszczególne jej działy lub zagadnienia i tematy techniczne. CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno przeglądem bibliograficznym, jak i kartami dokumentacyjnymi.



W lipcu br. ukaże się pierwszy zeszyt czasopisma technicznego

p. t. „Pomiary, automatyka, kontrola“

Czasopismo to jako jeden z organów Naczelnej Organizacji Technicznej będzie miało charakter międzybranżowy i poświęcone będzie zagadnieniom metrologii technicznej; mechaniki precyzyjnej, konstrukcji drobnych, optyki, automatyki i kontroli technicznej oraz tematyce postępu technicznego, unowocześnieniu naszego przemysłu i walce o wyższą jakość produkcji.

Sposób zamawiania prenumeraty miesięcznika „POMIARY, AUTOMATYKA, KONTROLA“ — analogiczny jak innych czasopism wydawanych przez N.O.T.

Prenumerata normalna półroczna wynosi zł. 54.—

„ „ „ kwartalna „ „ 27.—

„ „ „ ulgowa półroczna „ „ 27.—

„ „ „ kwartalna „ „ 13,50

Cena normalna jednego egzemplarza zł. 9.—, cena ulgowa zł. 4,50. Termin zgłaszania prenumeraty ulgowej na II półroczcie i III kwartał 55 r. upływa dnia 1.VI.55 r., prenumeraty normalnej dnia 10.VI.55 r., termin zamawiania prenumeraty ulgowej zeszytu czerwcowego upływa dnia 1.V.55 r., prenumeraty normalnej dnia 10.VI.55 r.

PRZEGLĄD TECHNICZNY — organ główny Naczelnej Organizacji Technicznej. — Nr 3/55 zawiera następujące artykuły:

- Apel do inżynierów i techników świata.
- Ocena i wytyczne naszej pracy — prof. dr inż. W. Wierzbicki.
- Węzłowe zadania ruchu stowarzyszeń naukowo-technicznych na rok 1955 — min. inż. B. Rumiński.
- Tworzywa węglowe w budowie urządzeń przemysłowych — inż. J. Synowiec.
- Elektronowe maszyny liczące z lampami dekatronowymi — W. K.

- Sytuacja i perspektywy gospodarki przemysłowymi surowcami wtórnymi, II — inż. W. Kłopotowski, mgr L. Dobrowolski.
- Elektryfikacja Chin Ludowych — prof. dr inż. J. L. Jakubowski.
- Rola Przeglądu Technicznego w rozwoju polskiej techniki, II — dr J. Pazdur.

Oprócz tego zeszyt zawiera: Nowiny techniczne z prasy zagranicznej. — Wolną Trybunę. — Sprawy organizacyjne NOT i stowarzyszeń. — Krytykę i bibliografię. — Kronikę. — Biuletyn CIDNT. Przegląd Dokumentacyjny Zagadnień Dokumentacji. — Przegląd Dokumentacyjny Metrologii.

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

Nowości wydawnicze

- BELŻECKA K., BELŻECKI C.: **Cwiczenia z preparatyki organicznej.** S. 204, zł 9.50 (opraw.)
- BOSIACKI K., MARCINIAK Z., SEYNA F.: **Zarys tłocznictwa.** S. 327, zł 20.— (opraw.)
- CHMIELECKI A.: **Wulkanizacja opon i dętek.** S. 72, zł 3.—
- DOMANUS J.: **Budowa i obsługa elektrycznych grzejników do gotowania.** S. 80, zł 4.50
- DRABAREK A.: **Bezpieczeństwo i higiena pracy w laboratorium chemicznym.** Biblioteka Laboranta. S. 59, zł 2.50
- DUDIK K.: **Trasowanie w budowie maszyn.** S. 136, zł 7.—
- EFRUSSI M. M.: **Aparaty słuchowe dla słabo słyszących.** Tłum. z ros. J. Baranowski. Biblioteka Radiomechanika. S. 47, zł 2.50
- FILIPKOWSKI S.: **Wypadki przy pracy i choroby zawodowe.** Wiadomości podstawowe. Biblioteka Ochrony Pracy. S. 59, z. 3.—
- GIZIŃSKI B.: **Technologia wyrobów gumowych.** S. 236, zł 15.— (opraw.)
- GODLEWSKI Z.: **Wady odlewów żeliwnych.** S. 225, zł 18.— (opraw.)
- GÓRSKI E.: **Frezy. Konstrukcja.** Wyd. 2 popraw. i uzup. S. 200, zł 21.— (opraw.)
- HOLTORP J.: **Praca w odlewniach metali nieżelaznych.** Biblioteka Ochrony Pracy. S. 175, zł 8.50
- HUPERT L., WALTER K.: **Chemia techniczna.** S. 472, zł 26.— (opraw.)
- JESZCZERICYN P. I.: **Szlifowanie szybkościowe.** Tłum. z ros. T. Szafranski. S. 110, zł 8.—
- KACEJKO L.: **Sieci elektryczne wysokiego napięcia.** Wyd. 3. S. 472, zł 21.50 (opraw.)
- KARRER P.: **Chemia organiczna.** Tom 3. Tłum. z niem. W. Lampe, J. Świdorski, J. Grochowski i T. Bartnikowski. S. 244, zł 25.—
- KASSENBERG K., RUCIŃSKI J.: **Elementy łączeniowe, sygnalizacyjne i zabezpieczające.** Tom 1. Wyd. 2. S. 235, zł 21.50
- KOMOROWSKI S.: **Piece odlewnicze.** Metalurgia dla odlewników. Tom 1. S. 328, zł 13.—
- Kontrola analityczna w przemyśle chemicznym.** Tom 3. **Analiza produktów nieorganicznych. Kwas siarkowy. Nawozy fosforowe.** Sole. Praca zbiorowa. S. 440, zł 46.50 (opraw.)
- LESZCZYŃSKI S.: **Obsługa pieców wapiennych i lasowników wapna.** Seria „Będę Fachowcem”. S. 59, zł 2.50
- ŁAZARKIEWICZ S.: **Obsługa pomp odśrodkowych.** S. 63, zł 2.50
- Mechanik.** Poradnik techniczny. Praca zbiorowa pod red. A. T. Troskolańskiego. Tom 5. Część 1. Organizacja zakładów przemysłowych. Wyd. 3 całkowicie przerob. S. 640, zł 57.— (opraw.)
- MERMON W.: **Praca na wiertarko-frezarkach.** S. 127, zł 11.—
- NOWAKOWSKI S.: **Zasady wietrzenia i ogrzewania zakładów pracy.** Wyd. 2. Biblioteka Ochrony Pracy. S. 231, zł 15.60
- OCHĘDUSZKO K.: **Podzielnica uniwersalna.** S. 128, zł 8.—
- PASZKOWSKI M., RAUTENSTRAUCH S.: **Chemia organiczna.** S. 336, zł 19.50 (opraw.)
- POLAKOW K. A.: **Chemicznie odporne materiały niemetalowe.** Tłum. z ros. zespół. S. 399, zł 33.—
- RESZEL E.: **Modelarstwo.** Część 1. S. 170, zł 8.— (opraw.)
- SJERGIEJEV N. P., FEJGENSON M. S.: **Elektryczne zgrzewanie oporowe.** Tłum. z ros. S. Tomaszewski. S. 288, zł 16.—
- SUCHORZEWSKI T.: **Prasowanie tłoczyw fenolowych.** S. 59, zł 2.50
- SZOPSKI K.: **Obsługa pras mimośrodowych.** Seria „Będę Fachowcem”. S. 59, zł 2.—
- TATUR H., NOWAKOWSKI W.: **Jonity.** Teoria i zastosowanie w przemyśle. S. 200, zł 16.50 (opraw.)
- Urządzenia elektryczne w zarysie.** Praca zbiorowa pod red. B. Walentynowicza. S. 492, zł 26.—
- WALCZYŃSKI J., DUTKIEWICZ Z.: **Zatrucia węglowodorami w przemyśle naftowym i ich zwalczanie.** S. 144, zł 10.50

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki
i u kolporterów zakładowych

