

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

T R E Ś Ć:

Czy francuski projekt układu pasowań ma widoki, by stać się układem międzynarodowym, nap. Inż. W. Moszyński.

Nowoczesne francuskie silniki lotnicze (c. d.), nap. Inż. K. Księski.

Koszty transportu na drogach wodnych (dok), nap. Inż. M. Rybczyński, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Przeгляд pism technicznych.

SOMMAIRE:

Projet français du système d'ajustage. Peut-on supposer qu'il sera admis universellement, par M. W. Moszyński, Ingénieur.

Modernes moteurs français d'aviation (suite), par M. K. Księski, Ingénieur.

Les prix de revient du transport par la Vistule (suite et fin), par M. M. Rybczyński, Professeur à l'Ecole Polytechnique de Varsovie.

Revue documentaire.

Czy francuski projekt układu pasowań ma widoki, by stać się układem międzynarodowym?

Napisal Inż. Wacław Moszyński, Poznań,

Francuski Komitet Normalizacyjny rozwinął ostatnio na terenie międzynarodowym żywą propagandę za przyjęciem przez wszystkie kraje, używające miar metrycznych, w najbliższym już czasie jedyne, wspólne, międzynarodowe układu pasowań. Inicjatywa francuska stanie się zrozumiała, jeżeli uwzględnimy, że dawny układ francuski przeżył się już zupełnie i że, gdyby dziś Francja przyjęła własny nowy układ pasowań, choćby najdoskonalszy, niezawodnie w niezbyt dalekim czasie musiałaby zmienić go ponownie, z chwilą, gdy sprawa przyjęcia układu międzynarodowego dojrzeje ostatecznie; dla Francji byłby on więc już trzecim z kolei; chęć uniknięcia w przyszłości powtórnej zmiany układu jest zupełnie uzasadniona. Jest tu jeszcze i druga nader ważna przyczyna; jak wiemy — pierwszym warunkiem zamienności części wytwarzanych według różnych układów pasowań jest jednakowa temperatura odniesienia; z pomiędzy krajów używających miar metrycznych, Francja jedna tylko jeszcze posiada temperaturę inną od powszechnie już przyjętej temperatury 20°; we Francji istnieje wielu zwolenników utrzymania za wszelką cenę temperatury odniesienia 0° C i gdyby Francja miała dziś stworzyć nowy, własny narodowy układ pasowań, zwolennicy temperatury 0° C niezawodnie narzuciliby mu ją i przez to przekreślili sprawę zamienności układu z innymi układami; w jednym tylko wypadku przyjęcie temperatury 20° C dałoby się przeprowadzić względnie łatwo, gdyby możliwe było już teraz powstanie zbudowanego na niej międzynarodowego układu pasowań, któryby został przyjęty przez wszystkie ważniejsze kraje milimetra.

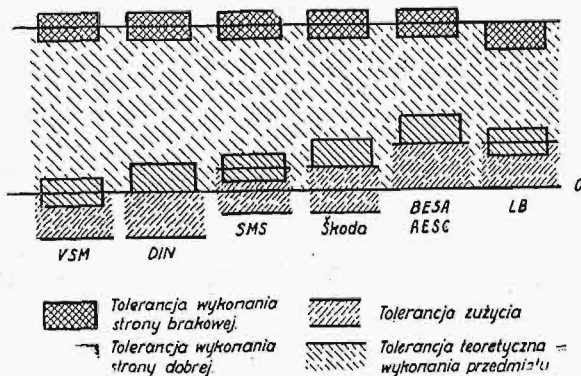
Francuski Komitet Normalizacyjny nie ograniczył się do rozwinięcia propagandy w kierunku

przyjęcia międzynarodowego układu pasowań, lecz wysunął na ostatnim zjeździe normalizacyjnym w Pradze własny projekt, nazwany przezeń układem „LB”, proponując wziąć go za podstawę do dyskusji przy opracowywaniu ostatecznego układu międzynarodowego. Celem artykułu niniejszego jest oświetlenie krytyczne tego projektu i ocena, czy ma on widoki, by stać się układem międzynarodowym?

Twórcą tego układu jest p. Le Besnerais, inżynier naczelny Génie Maritime. Według słów autora, układ ma wszelkie cechy kompromisu między układami pasowań niemieckim i czechosłowackim, które reprezentują najbardziej skrajne i zwalczające się nawet kierunki. Bliższe jednak przyjrzenie się układowi „LB” pozwala stwierdzić, że kompromis ogranicza się właściwie do sprawy wyboru podstawowych zależności, na których oparte jest obliczanie tolerancji luzów i wcisków, zależności, dającej się dla układu DIN wyrazić pierwiastkiem sześciennym z wymiaru nominalnego, dla układu zaś Škody — bądź pierwiastkiem kwadratowym, bądź doń zbliżonym prawem empirycznym.

W wielu innych sprawach, w których między układami DIN i Škody panuje zupełna harmonia, projekt „LB” wnosi nowe, niezawsze szczęśliwe rozwiązania. Nie uprzedzajmy jednak faktów i zbadajmy rzecz systematycznie. Idąc za myślą twórcy projektu, porównywać go będziemy głównie z układami DIN i Škody. Dla łatwiejszego ujęcia porównania, odsyłamy czytelników do tablicy ze str. 163 czerwcowego zeszytu „Mechanika”, w której uwypuklone są najważniejsze różnice między układami niemieckim, szwajcarskim, szwedzkim, czechosłowackim i polskim. Projekt francuski ujmujemy, zgodnie z tą tablicą, jak następuje:

- 1) temperatura odniesienia w projekcie „LB” nie jest jeszcze ustalona; wyjaśniono to już wyżej; jeżeli uda się stworzyć układ międzynarodowy, temperatura ta wynosić będzie 20° C;
- 2) układ „LB” jest asymetryczny;



Rys. 1. Rozmieszczenie pól tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów względem pola tolerancji wykonania przedmiotu w różnych układach.

- 3) układ „LB” obejmuje zarówno zasadę stałego otworu, jak i zasadę stałego wałka, przyznając pierwszej pierwszeństwo;
- 4) układ „LB” przewiduje następujące obszary średnic nominalnych: 0 — 8 — 25 — 50 — 80 — 120 — 170 — 220 — 280 — 350 — 420 — 500 mm;
- 5) klasa pierwsza obejmuje wymiary od 0 do 500 mm;
- 6) tolerancja pasowania suwliwego w klasie 2-jej wynosi:
 - dla \varnothing 25 — 50 mm — 38 μ .
 - i dla \varnothing 170 — 220 mm — 77 μ .
 - (dla \varnothing 220 — 280 mm — 86 μ);
- 7) układ „LB” posiada pięć klas dokładności, wśród których klasa 2-ga jest podstawową;
- 8) dokładności poszczególnych klas mają się do siebie jak 0,5 : 1 : 2 : 5 : 10;
- 9) klasa 1-sza posiada tylko trzy pasowania: suwliwe, lekko wciskane i lekko wtfaczane; klasa 2-ga posiada 10 pasowań: obrotowe bardzo luźne, obrotowe luźne, obrotowe zwykłe, suwliwe, przylgowe, lekko wciskane, wciskane, lekko wtfaczane, wtfaczane i mocno wtfaczane; klasa 3-cia posiada 5 pasowań: obrotowe bardzo luźne, obrotowe zwykłe, suwliwe, przylgowe i mocno wtfaczane (skurczowe); klasa 4-ta posiada 3 pasowania: suwliwe, przestronne i przestronne bardzo luźne i wreszcie klasa 5-ta posiada 2 pasowania: suwliwe i przestronne bardzo luźne.

Nazwy pasowań upodabniają je mniej więcej do najbardziej do nich zbliżonych pasowań układu polskiego. Projekt „LB” przewiduje wprowadzenie symbolistyki literową niezależną od francuskich nazw pasowań, jest ona jednak bardzo złożona

i mało przejrzysta; litery oznaczają tu zarówno klasy dokładności, jak i pasowania.

- 10) w każdej poszczególnej klasie dokładności tolerancje wykonania otworu i wałka są jednakowe;
- 11) układ zbudowany jest w całości na podsta-

wie jednostki pasowań równej $1 + \frac{\sqrt{d}}{2}$,

znajdującej ściśle zastosowanie nie tylko przy obliczaniu tolerancji, luzów i wcisków we wszelkich pasowaniach, lecz nawet tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów.

Cechą, która wyróżnia zasadniczo układ „LB” od wszystkich innych układów milimetrowych jest interpretacja dopuszczalnych norm zużycia i tolerancji wykonania sprawdzianów, zbliżona do odpowiednich norm angielskich i amerykańskich. Na rys. 1 pokazane jest, jak w poszczególnych układach narodowych rozmieszczone są pola tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów w stosunku do pola T , odpowiadającego teoretycznej tolerancji wykonania przedmiotu.

Dotychczas porównywano różne układy najczęściej na podstawie teoretycznych tolerancji wykonania przedmiotu i nie zwracano dostatecznej uwagi na fakt, że takie lub inne rozmieszczenie tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianu może, praktycznie rzecz biorąc, zmienić bardzo wyraźnie rzeczywiście rozporządzalne tolerancje wykonania; zasługą p. Le Besnerais jest, że w opracowanych przez się porównaniach wykazał wpływ tych czynników w sposób tak zdecydowany, że uniemożliwił na przyszłość przechodzenie nad nimi do porządku.

Na rys. 2a przedstawione jest rozmieszczenie pól tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów według DIN dla pasowania suwliwego; widzimy, że jakkolwiek teoretyczny luz minimalny równy jest zeru, w rzeczywistości jednak, w wypadku krańcowym, gdy zejda się największy możliwy wałek z najmniejszym możliwym otworem, jakie uzyskać możemy posługując się zupełnie zużytymi sprawdzianami, możemy uzyskać wcisk 12 μ dla obszaru średnic 50 — 80 mm; rys. 2b pokazuje, że nawet w pasowaniu obrotowym ciasnym w podobnie krańcowym wypadku jeszcze możemy otrzymać wcisk 2 μ .

Tymczasem wojenny przemysł francuski, którego wpływ na powstanie układu „LB” zdaje się nie ulegać wątpliwości, stanął na stanowisku, że skoro pasowanie suwliwe przewiduje najmniejszy teoretyczny luz zerowy, w żadnym, najbardziej nawet krańcowym wypadku nie powinien móc zejść w niem wcisk, nawet wówczas, gdy przedmioty sprawdza się zupełnie zużytymi sprawdzianami; dzięki takiej interpretacji, uwidocznionej na rys. 2c, francuskie pasowanie suwliwe jest luźniejsze od niemieckiego obrotowego ciasnego; niemieckie zaś pasowanie suwliwe odpowiada w przybliżeniu francuskiemu pasowaniu przylgowemu. Różnice są, jak widzimy, bardzo poważne i opieranie się już nie-

tylko na nazwach, ale nawet na cyfrowych wartościach teoretycznych odchyłek może prowadzić do bardzo przykrych niespodzianek, gdybyśmy zamierzali kojarzyć części wykonywane według układów DIN i „LB”.

Warto się zastanowić, czy takie formalistyczne stawianie sprawy, jakie stwierdzamy w układzie „LB”, jest uzasadnione? Wszak gdybyśmy nawet przyjęli, że prawdopodobieństwo uzyskania otworu lub wałka, których wymiary znalazłyby się w bezpośrednim sąsiedztwie wymiaru strony dobrej sprawdzianu wynosi 25%, prawdopodobieństwo spotkania się lub jednoczesnego wykonania takich otworów wynosiłoby już zaledwie 6,3%; jeżeli dalej prawdopodobieństwo użycia przez robotnika sprawdzianu zupełnie zużytego wynosi 35%, to prawdopodobieństwo, że oba sprawdziany użyte dla wałka i otworu byłyby jednocześnie zupełnie zużyte, wyniosłoby 12%; ostatecznie więc prawdopodobieństwo uzyskania wcisku w pasowaniu suwliwym wyniesie około 0,75%. Można by się zgodzić, że cyfra ta jest raczej zbyt wysoka i praktycznie wcisk zachodziłby jeszcze znacznie rzadziej. Czy jest więc celowe nadmierne zwiększanie luzu w 99 wypadkach w tych połączeniach, w których chcemy, by wypadł on jaknajmniejszy, aby uniknąć, minimalnego zresztą, wcisku w setnym wypadku, wcisku, którego możemy łatwo uniknąć przez selekcję lub łatwą dodatkową obróbkę?

Odpowiedź musi wypaść bezwzględnie przecząco. Zresztą w tych nielicznych wypadkach, gdy za wszelką cenę musimy uniknąć luzu, a więc przy ciasnych pasowaniach ruchowych, możemy uciec się do pasowania obrotowego ciasnego, którego projekt francuski nie posiada; musimy się więc zgodzić na to, że francuskie pasowanie suwliwe jest tem, co nazwano pasowaniem obrotowym ciasnym we wszystkich innych układach; należałoby jednak w projekcie francuskim zmienić nazwy pasowań i układ teoretycznych odchyłek w ten sposób, aby w żadnym wypadku nie mogły zachodzić nieporozumienia co do pojmowania charakteru pasowań; projekt francuski, chcąc stać się podstawą układu międzynarodowego, powinien się być liczyć z pewną już ustaloną tradycją pojęć w dziedzinie pasowań i nie wprowadzać nic nowego, co byłoby z nią w niezgodzie, w jednym tylko celu zadośćuczynienia nawykniom sfer wojskowych; jest to jeden z tych punktów, co do których projekt francuski nietylko nie jest rozwiązaniem kompromisowym między istniejącymi układami, lecz wszystkim im się najwyraźniej przeciwstawia. Oczywiście, można kwestionować pasowanie suwliwe niemieckie z jego końcowym wciskiem 12 μ ; ale układ Škody ma w tym wypadku wcisk krańcowy 5 μ , dzięki właściwsiemu rozmieszczeniu tolerancji zużycia sprawdzianów; prawdy należałoby szukać gdzieś pomiędzy temi wartościami, a nie daleko poza niemi.

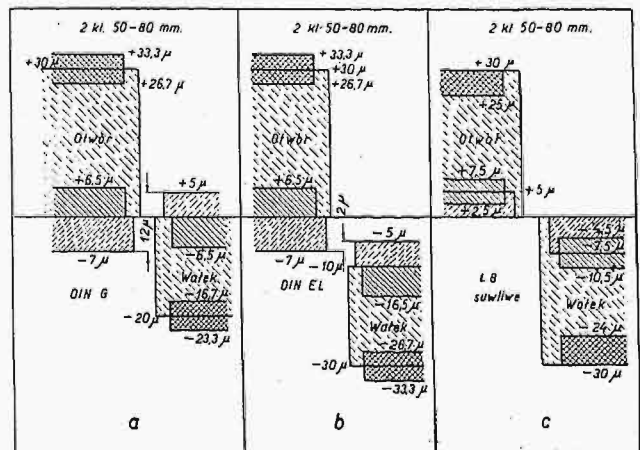
Wróćmy jeszcze jednak do rys. 2, który pokazuje nam, że dopuszczalne przeciętne zużycie dla sprawdzianów trzpieniowych i szczękowych wynosi dla obszaru 50—80 mm, według DIN, 10,3 μ , wzgl. 8,3 μ , zaś według projektu francuskiego 5 μ

i 7,5 μ . Odpowiednie normy średniego zużycia wynoszą w układzie szwedzkim: 6 μ i 4 μ , w układzie zaś Škody: 9 μ i 6,5 μ . Uderza w projekcie „LB” to, że — w przeciwieństwie do wszystkich innych układów — przyjął większe zużycie dla sprawdzianu szczękowego, a nie dla trzpieniowego, dla którego też przyjął zużycie niezmiernie małe. W odniesieniu do sprawdzianów tłoczkowych, wykazujących wielką powierzchnię ulegającą zużyciu, punkt widzenia francuski nie jest pozbawiony pewnej słuszności, choć z drugiej strony nie należy zapominać, że wkładanie sprawdzianów trzpieniowych w otwory powoduje znacznie większe ich zużywanie się, niż przesuwanie sprawdzianów szczękowych poprzez wałki.

Możnaby więc wyrazić pogląd, że niemieckie normy zużycia są zbyt duże, szwedzkie są zbyt małe, francuskie zaś niewłaściwie dobrane; zdawałoby się, że najlepiej pomyślane są normy zużycia układu Škody.

Przejdźmy jednak do systematycznego omówienia cech układu „LB” według punktów, wyliczonych na początku artykułu. Pierwsze trzy z nich nie wymagają omówienia. Co do czwartego punktu, układ „LB” wprowadza nowy podział obszarów średnic, zresztą niezbyt różny od powszechnie przyjętego, wykazujący drobniejsze stopniowanie w wielkich średnicach; czy istniały ważne powody, by odbiegać od tego, co przyjęto już ogólnie — można wątpić; w każdym razie nie można mówić tu o kompromisie.

Dalsze dwa punkty, piąty i szósty, nie wnoszą nic nowego, siódmy punkt jednak wykazuje cechy rozwiązania istotnie kompromisowego między układami DIN i Škody, lecz niezbyt szczęśliwego;



Rys. 2 a—c. Wzajemne rozmieszczenie pól tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów dla pasowań suwliwego i obrotowego DIN, oraz suwliwego w układzie LB, dla klasy 2-iej i obszaru średnic 50÷80 μ .

projekt „LB” posiada więc pięć klas dokładności, jak układ Škody, lecz wśród nich jedną tylko klasę podstawową, którą jest klasa druga, podobnie jak w układzie DIN; właściwej więc klasy trzeciej, wyposażonej we wszystkie pasowania i zdolnej zaspokoić potrzeby przeważnej części przemysłu

ogólnomaszynowego, układ „LB” nie posiada, i to należy uważać za wyraźny jego brak, w porównaniu z tem, co nowego i bardzo celowego wniosły doń układy szwedzki i czechosłowacki.

Dalej zauważmy, że dokładność poszczególnych klas projektu „LB” ujęta została w niezupełnie odpowiednie ramy, wykazując proporcjonalność do cyfr 0,5 : 1 : 2 : 5 : 10; jeżeli porównamy z tem cyfry, jakie nam daje DIN: 0,7 : 1 : 2,4 : 8 lub Škoda: 0,7 : 1 : 2 : 7 : 17, widzimy, że i tu trudno mówić o kompromisie. Jeżeli przyjmiemy, że dokładność klasy 2-jej projektu „LB” dobrana jest odpowiednio, stwierdzić musimy, że klasa 1-sza jest zbyt dokładna, klasa zaś 3-cia zbyt mało dokładna¹⁾ i dlatego musiała zejść do roli klasy pomocniczej.

O ile przeskoki dokładności między klasami pierwszą, drugą i trzecią projektu „LB” są zbyt wielkie, o tyle przeskok ten między klasami czwartą i piątą jest stanowczo zbyt mały; układ ten ma więc w istocie dwie mało różne od siebie klasy zgrubne; bez klasy czwartej, stojącej pośrodku między niemieckim Schlichtpassung a Grobpassung, możnaby się w istocie obyć zupełnie dobrze, zmieniając nieco dokładność klas 3-iej i 5-iej.

Z trzech omówionych rozwiązań, najwłaściwszem jest rozwiązanie niemieckie, z tem jednak zastrzeżeniem, że należałoby między klasę drugą a trzecią wtrącić jeszcze jedną klasę pośrednią o dokładności 1,5 ÷ 1,6 razy mniejszej niż klasa druga i uczynić ją klasą podstawową.

Ogólna ilość pasowań w pięciu klasach projektu „LB” jest 23, w porównaniu z 22 pasowaniami czterech klas pasowań DIN i 33 pasowaniami układu Škody. Małej ilości pasowań projektu „LB” nie można uważać za cechę dodatnią; wszystkie układy powstałe w ostatnich czasach wykazują dążność do zwiększenia ilości pasowań, aby w ten sposób uczynić układ lepiej przygotowanym dla zadośćuczynienia wszelkim, najbardziej urozmaiconym wymaganiom praktyki przemysłowej. Z tego tytułu, przyjęcie w klasie pierwszej tylko trzech pasowań — suwliwego (mającego cechy pasowania obrotowego ciasnego), lekko wciskanego i lekko wtlaczanego, z pominięciem pasowań przyłgowego i woiskanego, spotykanych we wszystkich innych układach pasowań, jest zupełnie niezrozumiałem zamknięciem tej klasy w zbyt ciasne dla niej ramy; jeżeli uwzględnimy, że klasa pierwsza układu szwajcarskiego posiada 7 pasowań (od obrotowego ciasnego do mocno wtlaczanego) i że układ szwedzki rozwinął ostatnio swą pierwszą klasę aż do dziewięciu pasowań, musimy stwierdzić, że najwidoczniej praktyka przemysłu precyzyjnego wymaga zgoła czego innego, niż sądził o tem twórca układu „LB”.

O symbolistyce projektu „LB” mówić nie będziemy, gdyż nie posiadamy nawet co do niej dokładnych danych; jest ona bardzo skomplikowana

¹⁾ Klasa ta jest znacznie mniej dokładna od klasy trzeciej układu Škody, wykazującego większą znacznie dokładność również w klasie 2-iej.

i bez porównania mniej przejrzysta, niż symbolistyka szwedzka, będąca dziś niezaprzeczenie najdoskonalszą ze wszystkich istniejących.

Również zupełnie niezrozumiałe jest przyjęcie w projekcie „LB” jednakowych tolerancji wykonania dla otworów i wałków; projektodawca uzasadnia to przewidywaniem, że w najbliższej przyszłości można oczekiwać udoskonalenia metod obróbki dokładnych otworów. Nadzieje są zawodne, a rzeczywistość zdaje się im przeczyć; wszak i szlifowanie otworów naogół daje mniej dokładne wyniki, niż szlifowanie wałków, ujętych między nieruchomymi kłami; na jakieś nieznanne dziś procesy obróbkowe rachować trudno; jeżeli przyszłość je nam przyniesie, nie zdołają one od razu wyprzeć sposobów dziś stosowanych, które też mają zapewnione prawo obywatelstwa na długi jeszcze okres czasu.

Projektodawca układu „LB” wskazuje na możliwość kojarzenia wałków i otworów wziętych z różnych klas dokładności we wszystkich tych wypadkach, gdy tolerancja wykonania otworu musi być przyjęta większa, niż tolerancja wykonania wałka.

Łatwiej jest jednak kojarzyć otwory i wałki z różnych klas w tych nielicznych wypadkach, gdy dokładność wykonania może być dla nich przyjęta jednakowa, niż, jak to zaleca projektodawca układu „LB”, czynić to ilekroć tolerancję dla otworu musimy przyjąć większą niż dla wałka, gdyż na to skazani jesteśmy niemal ustawicznie. Poza tem takie kojarzenie w ramach projektu „LB” mogłoby nam dać jedynie tolerancję dla otworu dwukrotnie większą niż dla wałka, co znowu przeczy istotnej potrzebie, gdyż cała dotychczasowa praktyka wykazała, że dla klas dokładnych stosunek ten winien wynosić około 1,5. Jeżeli uwzględnimy, że wszystkie istniejące układy zgodnie przyjęły ten stosunek przynajmniej dla klas bardziej dokładnych, musimy stwierdzić, że i w tym wypadku projekt francuski nie posiada cech kompromisu.

Wreszcie pozostaje do omówienia ostatni punkt — jednostka pasowania; w układzie „LB” przyjęto ją równą:

$$a = 1 + \frac{\sqrt{d}}{2}$$

Pomiędzy istniejącymi układami podobną jednostkę pasowań posiada układ angielski²⁾; poza nim jeden tylko jeszcze układ niemiecki posiada

wyraźną jednostkę pasowań, równą $0,005 \sqrt[3]{d}$; wszystkie inne układy uznały za niemożliwe przyjęcie jakiegokolwiek niezmiennej jednostki pasowań, na której podstawie możnaby wyliczać zarówno tolerancje wykonania, jak i luzy lub wciski. I słusznie, gdyż przecież trudno przypuścić nawet, by tolerancje wykonania oraz luzy i wciski miały podlegać temu samemu prawu zmienności; wszak są to rzeczy zgoła różne, tak różne, że — ściśle rzecz biorąc — należy oczekiwać innej podstawy dla luzów małych, innej dla wielkich, innej dla wcisków

²⁾ Jednostka pasowań jest tu równa: $2,5 (1 + 0,9 \sqrt{d})$.

małych, jeszcze innej dla wcisków wielkich. Byłby to zaiste nieprawdopodobny zbieg okoliczności, gdyby cały układ pasowań dało się zbudować na jednej wspólnej podstawie. Zresztą praktyka za dała temu kłam, i sami Niemcy, którzy przywiązywali tak duże znaczenie do jednostki pasowań, musieli z niej dawno zrezygnować w odniesieniu do pasowań włączanych. Również zdają sobie sprawę z tego, że w pasowaniach ruchowych luz dla wielkich średnic okazuje się zbyt mały i że utrzymanie dla nich niezmiennego charakteru pasowania zmusza do przejścia do innego, bardziej luźnego pasowania.

Dziś wydaje się być rzeczą oczywistą, że nie tylko nie można narzucić całemu układowi jedynej niezmiennej jednostki pasowań, ale nawet ja ziegoś określonego pasowania lub tolerancji wykonania nie można oprzeć na niezmiennej formułce, któraby mogła być ważną dla obszarów od 1 do 500 *mm*, a cóż dopiero wyżej.

Najczęściej stosowane prawo pierwiastka sześciennego dla tolerancji wykonania może być z powodzeniem stosowane do wymiarów mniej więcej do 260 *mm*; dla większych średnic, co do których nie mamy naogół dostatecznie pewnych danych, właściwszem zdaje się byłoby rzeczywiście przyjęcie prawa pierwiastka kwadratowego; ta zmienność podstawy jeszcze wyraźniej wystąpi w wypadku luzów i wcisków; i znowuż względnie łatwo można by tu dojść do porozumienia w granicach obszarów średnic do 260 *mm*; powyżej tej granicy zdania co do właściwego wyboru luzów są bardziej podzielone i brak jest wystarczających danych, by rzecz rozstrzygnąć dostatecznie pewnie.

Bądź co bądź, wprowadzenie do francuskiego projektu układu ściśle określonej jednostki pasowań uważać należy za jedną ze słabych stron projektu, za wyraźne cofnięcie się na drodze ewolucji zagadnienia pasowań, cofnięcie się do punktu, z którego przed kilkoma laty wyszedł układ niemiecki, a który wszystkie później powstałe układy pozostawiły daleko za sobą.

Zapytać można, jaki cel ma wprowadzenie tej jednostki o nader wątpliwej wartości, skoro nikt się nią posługiwać nie będzie przy obliczaniach odchyłek wymiarowych; konstruktor ma je wypisane w tablicach norm pasowań, warsztat ma je ponadto zawarte w wymiarach swych sprawdzianów roboczych i przeciw sprawdzianów. Projektodawca układu francuskiego podniósł, że za przyjęciem jednostki pasowań przemawia konieczność umożliwienia technikom obliczania tolerancji wykonania i luzów dla obszarów dowolnie wielkich średnic, wynoszących 2000 *mm* lub więcej może, których normy nie obejmują. Jesteśmy jednak świadkami, że dziś, po kilku latach stosowania w praktyce układów pasowań, mamy poważne wątpliwości w

odniesieniu do obszarów do 500 *mm*, a cóż dopiero mówić o 2000 *mm*! Czy tworzenie norm dla tych obszarów nie byłoby pisaniem na wodzie? Dziś, gdy stoimy wobec konieczności stworzenia podstaw dla układu międzynarodowego, wypadnie raczej może tymczasowo okroić obszary średnic do 260 *mm*, gdyż w tych granicach o wiele łatwiej dojdziemy do porozumienia. Zostawmy więc owe wielkie średnice do czasu, gdy zdobędziemy dość danych, by zabrać się do nich na podstawie obfitego, rzeczowego materiału doświadczalnego, który dostarczyć winny poważne przedsięwzięcia ciężkiego przemysłu maszynowego.

Czy więc projekt francuski ma widoki, by stać się podstawą międzynarodowego układu pasowań? Można przypuścić, że widoków tych niema, i że z akcji zapoczątkowanej przez Francuski Komitet Normalizacyjny ostoi się jedynie zdrowa inicjatywa w kierunku wywarcia silnej presji na inne komitety narodowe, by czynnie poparły powstanie już dzisiaj układu międzynarodowego.

Z projektu p. Le Besnerais możemy wysunąć jedną istotnie cenną rzecz — to niezmiernie wyraźne wypuklenie doniosłej roli, jaką w każdym układzie odgrywa interpretacja tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów i wykazanie konieczności zwrócenia na nią jak najbaczniejszej uwagi.

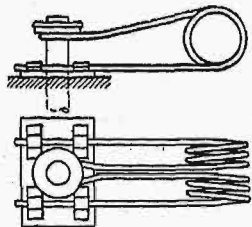
Perspektywa powstania w niedalekiej przyszłości międzynarodowego układu pasowań nie powinna ani na chwilę zatrzymać praktycznego rozwoju zagadnienia pasowań w naszym przemyśle maszynowym, pojętym jak najbardziej ogólnie; jesteśmy w tem szczęśliwym położeniu, że układ nasz, oparty na jednym z najlepszych układów dziś istniejących, ma wszelkie dane, iż będzie bardzo zbliżony do przyszłego układu międzynarodowego; w szczególności, że układ ten przejmie w całości przyjętą przez nas szwedzką symbolistykę sprawdzianów, tak że przemysł nasz nie będzie narażony na ponowne oznaczanie sprawdzianów. Poza tem jest rzeczą bezwzględnie pewną, że przyszły układ międzynarodowy będzie najzupełniej zamienny ze wszystkimi ważniejszymi dziś istniejącymi układami.

Daje to zupełną rękojmię, że przemysł nasz, zakupując dziś sprawdziany, nie będzie narażony na zamęt, wywołany w przyszłości prawdopodobnie nieznaczną tylko zmianą układu. Odkładając zaś sprawę przejścia do wytwarzania według sprawdzianów do nieokreślonego bliżej terminu przyjęcia układu międzynarodowego, który może nie być tak bliskim jakbyśmy sądzili, opóźniając tem samem wkroczenie na nowe racjonalne tory seryjnej wytwórczości maszynowej, przemysł narażony się na poważne straty.

Nowoczesne francuskie silniki lotnicze.^{*)}

Napisał Inż. Kazimierz Księski.

Zawory silników lotniczych, lekkie i prostego kształtu umieszczone są w pokrywie cylindra w liczbie dwu lub czterech, zależnie od przekroju wymaganego dla przepływu gazów.



Rys. 13.

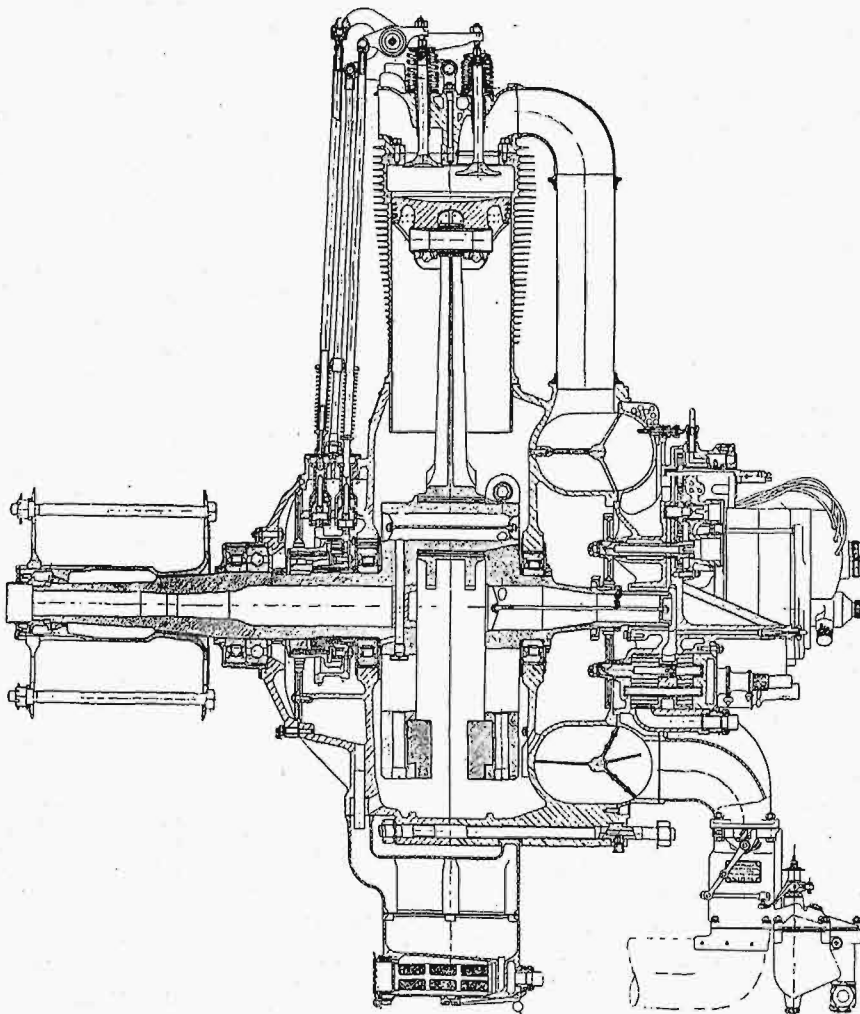
Pozioma sprężyna zaworowa
(typ Salmson).

Siedzenia zaworów szlifowane są pod kątem 45° lub 30° , szerokość powierzchni styku wynosi 2,5—4 mm, zależnie od wielkości zaworu. Średnica grzybka nie przekracza zazwyczaj 60 mm, gdyż powyżej tej wielkości zachodzi niebezpieczeństwo złego przylegania. Skok zaworu jest mniejszy od 14 mm; przekroje kanałów dla gazów dobiera się tak, by prędkość średnia tych ostatnich nie przekraczała 60—80 m/sek. Z drugiej strony unika się zbyt małej prędkości gazów, by zapobiec skraplaniu mieszanki w rurach dolotowych przy zwolnionym biegu silnika. Zawory, zwłaszcza wydechowe, które pracują w temperaturze czerwonego żaru, wymagają stali specjalnych, odpornych przeciw utlenianiu się i zachowujących dostateczną twardość i wytrzymałość w temperaturach do 800° — 900°C . Używa się tu stali chromowo-niklowych, z zawartością 30—33% niklu, stali z domieszkami chromu, niklu i tungstenu, wreszcie stali kobaltowych.

Sprężyny zaworów wykonane są ze stali chromowo-niklowej o wytrzymałości około 130 kg/mm². Prócz sprężyn zwiniętych w kształcie spirali używa się czasami sprężyn poziomych (rys. 13), skracających znacznie długość trzonka zaworu. Jeżeli z obliczenia wypadła zbyt duża ilość zwojów sprężyny spiralnej, zastępuje się ją dwiema lub trzema sprężynami ułożonymi współśrodkowo, przyczem sprężyny sąsiadujące zwinięte są w kierunkach przeciwnych, by uniknąć zakleszczania się jednej sprężyny w drugiej.

Wał krzywkowy, sterujący zawory w silnikach szeregowych umieszcza się najczęściej ponad

cylindrami, przyczem krzywki naciskają zawory bądź bezpośrednio, bądź za pośrednictwem sterowników dźwigniowych. W pierwszym wypadku zawory ustawione są w szereg pod wałem krzywkowym i dla uzyskania pożądanego luzu między krzywką i zaworem posiadają na górnym końcu szerokie płytki nastawiane, o powierzchni utwardnionej. Trzonki zaworów są tu nieco mocniejsze, by wytrzymały naciski boczne, dość silne przy tym systemie rozrządu. Sterowanie zaworów bezpośrednio nadaje się szczególnie dla cylindrów złączonych w blok i zapewnia doskonale smarowanie zaworów, zamkniętych tu całkowicie w szczelnym karterze (patrz rys 511). Przy systemie sterowników dźwigniowych, zawory rozmieszczone są po obu stronach wału krzywkowego i napędzane za pośrednictwem dźwigni, posiadających od strony krzywek rolki ze stali cementowanej, a od strony zaworów śrubki nastawne (patrz rys. 51).

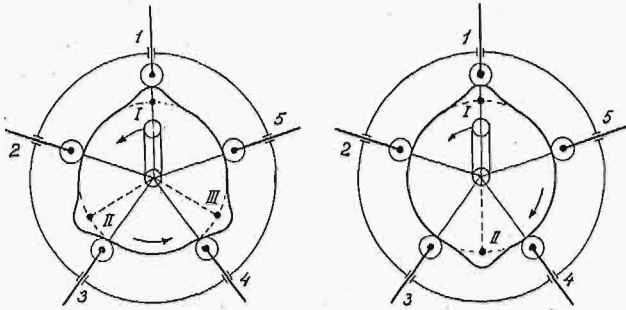


Rys. 14. Przekrój silnika gwiazdowego Jupiter, 380—420 KM.

Całe to urządzenie można również zamknąć w osobny karter, lub też zostawić sprężyny zaworów odsłonięte, co utrudnia wprowadzić uszczelnienie dźwigni przeciw uchodzeniu oliwy, umożliwia za to szybką kontrolę sprężyn.

^{*)} Ciąg dalszy do str. 961 w № 48 r. b.

Wał krzywkowy jest drażony, tak, że stanowi rodzaj grubościennej rury. Środkiem dopływa oliwa i przez odpowiednio umieszczone otworki smaruje łożyska wału, oraz krzywki. Krzywki wycięte są bezpośrednio na wale, cementowane na powierzchni i starannie szlifowane. Kształt ich wyznacza się rachunkowo, ostateczny jednak pro-



Rys. 15. Schemat napędu drążków zaworowych w 5-cylindrowym silniku gwiazdowym.

fil ustala się dla każdego typu silnika dopiero na podstawie prób i badań dokonywanych na doświadczalnym modelu silnika. Łożyska wspierające wał krzywkowy rozstawione są w takich odstępach, by strzałka ugięcia wału nie przenosiła 0,05 mm. Silniejsze ugięcie wału powoduje rozrząd nieprawidłowy i szybkie zużywanie się mechanizmów. Wał krzywkowy napędzany jest od wału korbowego zapomocą czołowych przekładni zębatych, lub przekładni stożkowych i wału pośredniego. Liczba obrotów wału krzywkowego jest, jak wiemy, równa połowie ilości obrotów wału korbowego.

W silnikach gwiazdowych zawory napędza się za pośrednictwem sterników dźwigniowych, oraz drążków pośrednich, zbiegających się promieniowo w kierunku wału korbowego, (rys. 14). Istnieje kilka systemów napędu tarcz krzywkowych. Powróćmy do nich przy opisie poszczególnych typów silników, tu zajmiemy się tylko najbardziej nowoczesnym urządzeniem, przewyższającym poprzednie prostotą i pomysłowością. W systemie tym istnieją tylko dwie tarcze krzywkowe, z których jedna steruje zawory wlotowe, druga wydechowe. Ilość nosków na każdej tarczy zależy od liczby cylindrów silnika, oraz od kierunku obrotu tarczy w stosunku do kierunku obrotu silnika. Większość nowoczesnych silników gwiazdowych posiada ilość cylindrów nieparzystą. Tym sposobem zapalając stale co drugi cylinder uzyskujemy cykl silnika zupełnie jednostajny.

Rozpatrując na rys. 15, przedstawiającym schematycznie napęd drążków zaworowych silnika w myśl podanej powyżej reguły zapalania {1, 3, 5, 2, 4}, zauważymy z łatwością, że przy kierunku obrotu tarczy krzywkowej zgodnym z kierunkiem obrotu wału korbowego, do sterowania zaworów n. p. wlotowych potrzebne będą trzy noski, podczas gdy przy kierunkach obrotów przeciwnych wystarczą dwa. Ogólnie przy silniku o c cylindrach w jednej gwieździe, ilość k nosków na tarczy krzywkowej będzie wynosiła:

$k = \frac{c+1}{2}$ przy kierunkach obrotu zgodnych,
lub
 $k = \frac{c-1}{2}$ przy przeciwnych kierunkach obrotu tarczy i wału korbowego.

Porównyując prędkości kątowe wału korbowego z prędkościami tarczy krzywkowej, możemy również wyznaczyć stosunek ilości obrotów silnika do ilości obrotów tarczy krzywkowej, czyli:

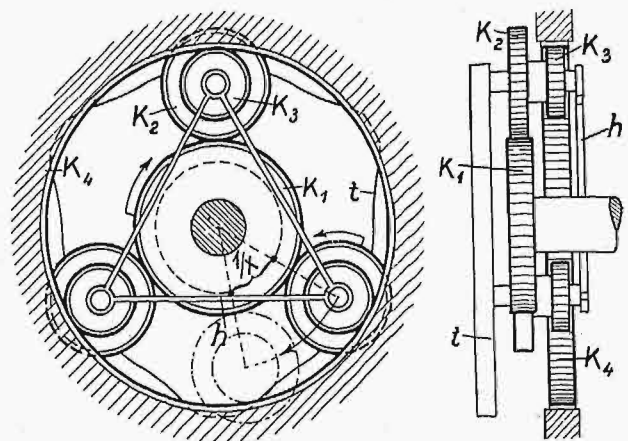
$$x = \frac{n \text{ silnika}}{n \text{ tarczy krzywki.}}$$

równa się zawsze podwójnej ilości nosków odnośnej tarczy:

$$x = 2K.$$

Tarcze krzywkowe, sterujące zawory wlotowe i wydechowe różnią się między sobą tylko nieznacznie w kształcie krzywek. Wycięte są zwykle wspólnie z jednego kawałka stali. Do napędu ich służą specjalne urządzenia, oparte na zasadzie przekładni planetarnych, lub epicykloidalnych i redukujące liczbę obrotów w żądanym stosunku.

Przekładnia planetarna, przedstawiona na rys. 16, składa się z koła K_1 , zaklinowanego na wale korbowym, z trzech par kół K_2 i K_3 złączonych ze sobą i osadzonych w klatce h sprzęgniętej sztywno z tarczą krzywkową t i wreszcie z wieńcem zębatym K_4 przytwierdzonego do karтеру silnika. W czasie biegu silnika, koło K_1 , obracając się z wałem korbowym napędza koła K_2 w kierunku zaznaczonym strzałką. Ruch kół K_2 , a tem samym tarczy krzywkowej t jest jednakże ograniczony, gdyż koła K_3 złączone z kołami K_2 przebiegają równocześnie po obwodzie wieńca zębatego K_4 .



Rys. 16. Schemat planetarnego reduktora obrotów.

Zależność geometryczną ruchów powyższego układu określa wzór:

$$x = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} + 1,$$

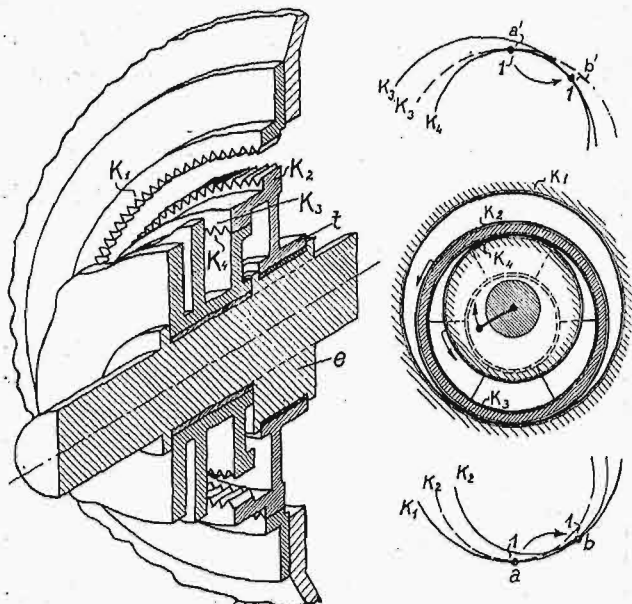
względnie

$$x = \frac{d_2 d_4}{a_1 d_3} + 1,$$

gdzie x jest, jak wyżej, stosunkiem ilości obrotów silnika do ilości obrotów tarczy krzywkowej

$$x = \frac{n \text{ silnika}}{n \text{ tarczy krzywk.}}$$

a litery: z_1, z_2, z_3, z_4 , względnie d_1, d_2, d_3, d_4 oznaczają ilość zębów, względnie średnice odpowiednich kół zębatach**).



Rys. 17. Schemat epicykloidalnego reduktora obrotów.

W reduktorze epicykloidalnym wieńiec zębata K_1 (rys. 17) przymocowany jest do karteru silnika. Z wieńcem tym zazębia się koło K_2 , osadzone na tulei t , obracającej się luźno na mimośrodzie e , zaklinowanym na wale korbowym silnika.

*) Podajemy tu w krótkości wyprowadzenie wyżej podanych równań, ze względu na brak opracowania tego działu w podręcznikach technicznych.

Przy jednym obrocie koła K_1 , koło K_2 posunie się naprzód o $1/x$ część całkowitego obwodu koła, które zakreśla jego oś, przyczem obróci się około swej osi o kąt $(1 - \frac{1}{x}) \frac{z_1}{z_2}$. Koło K_3 , sprzęgnięte z kołem K_2 , obróci się o tenże sam kąt, a zarazem przebiegnie po obwodzie wieńca zębatego K_4 drogę $(1 - \frac{1}{x}) \frac{z_1}{z_2} z_3$. Ponieważ droga $(1 - \frac{1}{x}) \frac{z_1}{z_2} z_3$ jest równocześnie $\frac{z_4}{x}$ częścią obwodu wieńca K_4 , otrzymamy równanie:

$$\frac{z_4}{x} = \left(1 - \frac{1}{x}\right) \frac{z_1 z_3}{z_2}$$

z czego

$$x = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} + 1,$$

ponieważ zaś $z_1 t = \pi d$ (d — średnica koła zębatego t — podziałka), a pary kół K_1 i K_2 oraz K_3 i K_4 muszą mieć moduły równe, otrzymamy proporcje:

$$\frac{z_1}{d_1} = \frac{z_2}{d_2} \quad \text{i} \quad \frac{z_3}{d_3} = \frac{z_4}{d_4},$$

a zatem

$$x = \frac{d_2 d_4}{d_1 d_3} + 1.$$

Z tuleją t złączone jest również koło K_3 o zazębieniu wewnętrznym, które obejmuje koło K_4 umieszczone obrotowo na wale korbowym i sprzęgnięte z tarczą krzywkową. W czasie ruchu silnika, tuleja t krąży po obwodzie koła, które zakreśla promień mimośrodowości ekscentra e , przyczem koło K_2 toczy się po obwodzie wieńca K_1 . Z prędkością, zależną od różnicy ilości zębów w kole K_2 i wieńcu K_1 , koło K_2 obraca się równocześnie koło swej osi w kierunku przeciwnym obrotowi silnika i pociąga za sobą, za pośrednictwem koła K_3 , koło K_4 , a zatem i tarczę krzywkową. Zależność geometryczną między kołami przekładni powyższej, określa wzór:

$$y = \frac{z_1 z_3 - z_2 z_4}{z_2 z_4},$$

lub

$$y = \frac{d_1 d_3 - d_2 d_4}{d_2 d_4},$$

pryczem y jest stosunkiem liczby obrotów tarczy krzywkowej do liczby obrotów silnika:

$$y = \frac{1}{x} = \frac{n \text{ tarczy krzywk.}}{n \text{ silnika}},$$

a z_1, z_2, z_3, z_4 oraz d_1, d_2, d_3, d_4 oznaczają ilości zębów, względnie średnic odpowiadających kół zębatach przekładni**).

Napęd krzywek zapomocą reduktora planetarnego różni się tem od napędu reduktorem epicykloidalnym, że w pierwszym kierunku obrotu tarczy krzywkowej jest zgodny z kierunkiem obrotu silnika, podczas gdy w drugim kierunki są sobie przeciwne. Wynika z tego, że w silnikach o tej samej ilości cylindrów, tarcza krzywkowa, napędzana reduktorem planetarnym musi posiadać jeden

Tak np. w silniku gwiazdowym 5 cyl. Lorraine, koła reduktora planetarnego posiadają następujące ilości zębów:

$$z_1 = 44, \quad z_2 = 33, \quad z_3 = 12, \quad z_4 = 80.$$

Po podstawieniu tych wartości w wyprowadzone powyżej równanie otrzymamy:

$$x = \frac{33 \cdot 80}{44 \cdot 12} + 1 = 6.$$

Tarcza krzywkowa obraca się więc 6 razy wolniej od wału korbowego silnika. Ze wzoru $x = 2K$ widzimy ponadto, że musi ona posiadać 3 noski, co zgadza się z wykonaniem.

***) W czasie gdy mimośród e obróci się o taki kąt, by wszystkie zęby koła K_2 przebiegły po obwodzie wieńca K_1 , t. j. o część obrotu równą stosunkowi $\frac{z_2}{z_1}$, ząb koła K_2 , który początkowo dotykał wieńca K_1 w punkcie a , znajdzie się w punkcie b , czyli w odległości $z_1 - z_2$ wstecz od swego początkowego położenia. Widzimy więc, że koło K_2 obróciło się w tym czasie o kąt $\frac{z_1 - z_2}{z_1}$ w kierunku przeciwnym obrotowi mimośrodu.

Przy obrocie całym mimośrodem, koło K_2 cofnie się o:

$$u = \frac{z_1 - z_2}{z_1} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_1 - z_2}{z_2}.$$

nosek więcej, niż tarcza napędzana reduktorem e-picykloidalnym.

Zapalanie silników lotniczych nie różni się w zasadzie niczem od zapalania silników samochodowych. Ze względu na bezpieczeństwo ruchu oraz dla uzyskania lepszej sprawności termicznej, wszystkie nowoczesne silniki lotnicze, począwszy od mocy 50 KM posiadają zapalanie podwójne, składające się z dwu identycznych agregatów, z których każdy posiada magneto wysokiego napięcia, rozdzielacz oraz ilość świec, odpowiadającą ilości cylindrów. Świece jednego agregatu umieszczone są zwykle w pobliżu zaworu wlotowego, świece drugiego przy zaworze wydechowym. Jedynie w silnikach chłodzonych powietrzem, świece umieszcza się tak, by były wystawione na silny prąd powietrza chłodzącego.

Magneta napędzane są od wału korbowego lub wału pośredniego zapomocą zębatej przekładni stożkowej, oraz sprzęgła elastycznego, tłumiącego drgania układu korbowego i pozwalającego przytem na dokładną regulację chwili zapłonu. Szybkość obrotu wirnika magneto wynosi: $n_1 = \frac{N}{4}$ — w magneto z uzwojeniami wirującymi, które daje 2 iskry na jeden obrót wirnika, względnie: $n_2 = \frac{N}{8}$ — w magneto z przysłonkami wirującymi, dającymi 4 iskry na jeden obrót. N oznacza tu ilość cylindrów silnika.

Napędzone w ten sposób koło K_4 obróciłoby się o:

$$y_1 = u \frac{z_3}{z_4} = \frac{z_1 - z_2}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}$$

W rzeczywistości ruch koła K_4 jest nieco odmienny, skutkiem mimośrodowości między kołami K_3 i K_4 . Z rozumowania analogicznego do powyższego wynika, że przy jednym obrocie mimośrodowo koło K_4 cofnie się w stosunku do koła K_3 o:

$$y_2 = \frac{z_3 - z_4}{z_4}$$

Po dodaniu obu ruchów składowych otrzymamy ruch rzeczywisty koła K_4 :

$$y_c = y_1 + y_2,$$

a po podstawieniu wyprowadzonych wyżej wartości dla y_1 i y_2 oraz po uproszczeniu równania, otrzymamy:

$$y_c = \frac{z_1 z_3 - z_2 z_4}{z_2 z_4},$$

a jeżeli, jak zwykle bywa, moduły obu par kół zębatych są sobie równe, otrzymamy:

$$y_c = \frac{d_1 d_3 - d_2 d_4}{d_2 d_4}.$$

W silniku Lorraine 7 cyl. mamy np.:

$$z_1 = 60, \quad z_2 = 56, \quad z_3 = 49, \quad z_4 = 45,$$

$$y_c = \frac{60 \cdot 49 - 56 \cdot 45}{56 \cdot 45} = \frac{1}{6}$$

$$x = \frac{1}{y_c} = 6, \quad K = \frac{x}{2} = 3.$$

Tarcza krzywkowa posiadająca tu trzy noski obraca się 6 razy wolniej, niż wał korbowy.

W silnikach francuskich spotykamy najczęściej magneta marki „S. E. F.”, oraz fabryki szwajcarskiej „Scintilla”. Pozatem niektóre fabryki, jak Anzani, Salmson i t. d. używają magneta własnego wyrobu.

Magneta umieszcza się w ten sposób, by były łatwo dostępne dla kontroli, zabezpieczone od wysokich temperatur i od zanieczyszczenia oliwą. Z tego punktu widzenia korzystnym byłoby umieszczenie magneto na przedniej stronie silnika. W praktycznym wykonaniu stosuje się jednak rzadziej ten układ, ze względu na konieczność przedłużenia wału korbowego od strony śmigła, trudność oprofilowania czoła silnika o chłodzeniu wodnym, oraz zbytne narażanie magneto na wpływy atmosferyczne w silnikach o chłodzeniu powietrzem.

W silnikach lotniczych stosuje się również zapalanie systemu „Delco”, które, zwłaszcza przy wolnym biegu silnika, daje iskry silniejsze, co ułatwia rozruch. W systemie „Delco” rolę źródła prądu o niskim napięciu odgrywa prądnica, napędzana przez silnik i sprzęgnięta równolegle z akumulatorem. Przy normalnym biegu silnika, prądnica dostarcza prądu dla zapalania mieszanki i ładuje zarazem akumulator. Przy małej liczbie obrotów, gdy prąd wytwarzany przez prądnicę jest niewystarczający, rolę zasilacza prądem przejmuje akumulator. Prąd z prądnicy lub akumulatora przechodzi przez przerywacz do uzwojenia niskiego napięcia w cewce indukcyjnej i wzbudza w uzwojeniu wtórnym cewki prąd o wysokim napięciu, który rozdzielany między poszczególne cylindry, zapala mieszankę. Zasada systemu „Delco” jest więc ta sama, co zapalania zapomocą magneto, jedyną różnicę stanowi wytwarzanie prądu niskiego napięcia przez prądnicę.

Nowe wydawnictwa^{*)}

Pisma Marjana Smoluchowskiego, zgromadzone i wydane z polecenia Polskiej Akademii Umiejętności przez Wł. Natansona, Tom III. Str. 348. Kraków — Paryż, 1928.

Elektrotechnika w zadaniach. Inż. G. Hensel. Prąd stały. Część I i II. Wyd. 2-gie, uzupełnione i poprawione. Str. 172 i 151. Nakł. Tow. Kursów Technicznych. Warszawa 1927 i 1928.

Polski Związek przedsiębiorstw elektrotechnicznych. Sprawozdanie z r. 1927. Str. 99. Warszawa 1928.

Statystyka zakładów elektrycznych w Polsce 1925. Wydawn. Wyzd. Elektr. Min. Rob. Publ. Str. 393 i 2 mapki. Warszawa, 1927.

Rocznik VII Polskiego Związku przemysłowców metalowych. Str. 88 z tekstem polskim i streszczeniami w językach francuskim, niemieckim, angielskim i rosyjskim. Warszawa, 1928.

^{*)} Wszystkie podawane w tym dziale wydawnictwa są do nabycia w Księgarni Technicznej „Przeglądu Technicznego”, Warszawa, ul. Czackiego 3.

Koszty transportu na drogach wodnych.^{*)}

Napisał inż. Mieczysław Rybczyński, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Kursowanie jednak łodzi z pełnym ładunkiem nie jest możliwe w ciągu całego roku. W miarę zaś zmniejszania się zanurzenia, wzrasta koszt transportu, ale nie w stosunku prostym, bo równocześnie skraca się nieco czas ładowania i wyładowania oraz zmniejsza się nieznacznie opór łodzi, tak skutkiem zmniejszenia pola przekroju poprzecznego zanurzonej łodzi, jak też skutkiem zmniejszenia przy opadającej wodzie prędkości średniej wody.

Łódź 270-tonnowa ładować będzie: przy zanurzeniu 1,00 — 200 t
 „ „ 0,75 — 130 „
 „ „ 0,50 — 60 „
 opór zaś zmniejszy się o 6, 12 względnie 18%.

Dla oznaczenia ładowności, decydującą będzie przestrzeń Modlin-Toruń, gdyż na przestrzeni Warszawa-Modlin pogłębiarki utrzymują już obecnie głębokość nie mniejszą, niż poniżej Modlina, tembardziej zaś wystarczającą głębokość uzyska się na przestrzeni poniżej Torunia.

Wykresy głębokości tranzytowych, publikowane przez inż. Wojtkiewicza w „Przełądzie Technicznym” z roku 1924, wykazują, że w przeciętnym roku łodzie 270-tonnowe mogą w $\frac{1}{10}$ okresu żegluga kursować z ładunkiem pełnym, w ciągu $\frac{1}{10}$ z ładunkiem 200 t, w $\frac{2}{10}$ z ładunkiem 130 t i w $\frac{3}{10}$ z ładunkiem 60 t. Daje to przeciętny ładunek 185 t.

Wobec przeszkód, jakie przy niskich stanach napotyka żegluga, nie obniżam czasu przyjętego na ładowanie oraz nie uwzględniam zmniejszenia oporu. Koszt ładowania wzrasta zatem w stosunku $\frac{270}{185}$, t. j. o 46%.

Wyniesie więc:

w górę rzeki | w dół rzeki

Łodzie wracają próżne:

$$\frac{292}{L} + 3,10 \left[\frac{523}{L} + 4,54 \right] \quad \left| \quad \frac{292}{L} + 2,28 \left[\frac{523}{L} + 3,42 \right]$$

Powrotny ładunek wynosi 20%:

$$\frac{292}{L} + 3,01 \left[\frac{523}{L} + 4,41 \right] \quad \left| \quad \frac{292}{L} + 2,03 \left[\frac{523}{L} + 3,04 \right]$$

Powrotny ładunek wynosi 50%:

$$\frac{292}{L} + 2,86 \left[\frac{523}{L} + 4,16 \right] \quad \left| \quad \frac{292}{L} + 1,66 \left[\frac{523}{L} + 2,47 \right]$$

Powrotny ładunek wynosi 100%:

$$\frac{292}{L} + 2,61 \left[\frac{523}{L} + 3,78 \right] \quad \left| \quad \frac{292}{L} + 1,05 \left[\frac{523}{L} + 1,52 \right]$$

Porównywując otrzymane wyniki ze wzorem Symphera, widzimy znaczną różnicę na niekorzystnie obecnych kosztów.

Obliczając koszt transportu na przestrzeni Warszawa-Gdańsk (454 km), otrzymujemy koszt 1 tkm w groszach:

	w górę rzeki	w dół rzeki
Łodzie wracające próżne	3,74 (5,69)	2,92 (4,57)
Powrotny ładunek 20%	3,65 (5,56)	2,67 (4,19)
„ „ 50%	3,50 (5,31)	2,30 (3,62)
„ „ 100%	3,25 (4,93)	1,69 (2,67)

W porównaniu z kosztami własnymi kolei, obliczonymi przez inż. Sztolcmana, okazują się niższe koszty przewozu drogą wodną wszystkich towarów wewnątrz kraju i w przywozie z Gdańska, natomiast wyższe przy przewozie węgla i drzewa eksportowego, które dopiero przy pełnych ładunkach powrotnych uzyskują niższe ceny eksploatacyjne na wodzie.

Żegluga jednak, będąc przedsiębiorstwem prywatnym, nie może się zrzekać oprocentowania i amortyzacji. Otóż, obliczając te wydatki (cyfry w nawiasie) dla ładunków wagonowych, utrzymuje się transport wodny poniżej kosztów własnych kolei tylko przy jeździe w dół i 20% procentach frachtu powrotnego, a nadto przy wszystkich ładunkach niepełnowagonowych w obu kierunkach. Współzawodnictwo więc z transportem kolejowym wydaje się bardzo trudne.

Naturalnie, że porównanie przedstawi się gorzej w roku o długotrwałych niskich stanach na Wiśle, wówczas bowiem przeciętny ładunek spadłby do 150 t, a koszt transportu wzrósłby prawie o 25%.

Natomiast w razie utrzymywania, przy pomocy pogłębiarek, stałej głębokości, zmniejszy się koszt transportu o 15%, ponieważ przeciętny ładunek wzrośnie do 216 t, biorąc pod uwagę, jako miarodajną, niekorzystną przestrzeń Warszawa-Modlin. W tym wypadku, zdaje się, należałoby masowe transporty kierować na wodę dopiero od Modlina, skąd przy stałej głębokości 1,40 m, mogłyby kursować łodzie 270-tonnowe przez cały rok z pełną pojemnością. Wówczas, przy odległości 414 km z Gdańska do Modlina, koszty transportu przedstawiałyby się jak następuje:

	w górę rzeki	w dół rzeki
Łodzie wracają próżne	2,60 (3,98)	2,04 (3,20)
powrotny ładunek 20%	2,54 (3,88)	1,87 (2,94)
powrotny ładunek 50%	2,44 (3,72)	1,62 (2,56)
powrotny ładunek 100%	2,27 (3,46)	1,20 (1,90)

Koszty eksploatacyjne są więc tu niższe od kosztów własnych ruchu na kolei przy masowych transportach węgla w dół już przy 20% powrotnego ładunku, a przy zwykłych transportach cało-wagonowych może żegluga konkurować, nawet opłacając procenty i amortyzację taboru.

Przy obliczaniu kosztów transportu z Torunia do Gdańska, zmniejszy się o jeden dzień okres próżnostania holownika, nadto korzystniejsze będą

^{*)} Dokończenie do str. 988, w Nr. 49 r. b.

lą wyniki ładowności nawet bez sztucznego pogłębienia.

Według wykresu głębokości tranzytowej na Wiśle pomorskiej, podanego przez inż. Wojtkiewicza, można w roku przeciętnym liczyć $\frac{2}{10}$ pełnego ładunku po 270 t, $\frac{2}{10}$ po 200 t i $\frac{1}{10}$ po 130 t, co da przeciętny ładunek 240 t.

Otrzymamy wówczas następujące wzory:

w górę rzeki		w dół rzeki
Łodzie wracają próżne:		
$\frac{191}{L} + 2,40 \left[\frac{348}{L} + 3,50 \right]$		$\frac{191}{L} + 1,76 \left[\frac{348}{L} + 2,62 \right]$
powrotny ładunek 20%		
$\frac{191}{L} + 2,33 \left[\frac{348}{L} + 3,39 \right]$		$\frac{191}{L} + 1,57 \left[\frac{348}{L} + 2,33 \right]$
powrotny ładunek 50%		
$\frac{191}{L} + 2,21 \left[\frac{348}{L} + 3,21 \right]$		$\frac{191}{L} + 1,29 \left[\frac{348}{L} + 1,89 \right]$
powrotny ładunek 100%		
$\frac{191}{L} + 2,02 \left[\frac{348}{L} + 2,92 \right]$		$\frac{191}{L} + 0,81 \left[\frac{348}{L} + 1,16 \right]$

Koszty zatem na Wiśle pomorskiej zbliżają się do kosztów obliczonych wzorem Symphera, ale dla łodzi 150-tonnowej.

Koszt 1 tkm Gdańsk-Toruń (227 km) wyniesie:

	w górę rzeki	w dół rzeki
Łodzie wracają próżne.	3,24 (5,03)	2,60 (4,15)
powrotny ładunek 20%.	3,17 (4,92)	2,48 (3,86)
powrotny ładunek 50%.	3,05 (4,74)	2,13 (3,42)
powrotny ładunek 100%.	2,86 (4,45)	1,65 (2,69)

W razie zastosowania sztucznego pogłębienia, zmniejszą się koszty przewozu 1 tkm o 10%.

Obliczenia te wykazują, że — mimo lepszych warunków żeglowności na Wiśle pomorskiej — korzystniejsze wyniki otrzymuje się przy dłuższym transporcie wodnym, a więc przy naładunku w Modlinie.

Obliczenia powyższe, choć dokonane drogą analizy, zbliżają się do rzeczywistości, jak tego dowodzi kalkulacja przewozu Warszawskiego Zjednoczonego Towarzystwa Handlu i Żeglugi, która podaje koszt własny 1 tkm, przy zabezpieczeniu minimum zagłębienia 1,00 m, w Warszawie (1,15 głębokości) na 4,2 gr. przy przewozie w górę rzeki i powrocie próżnych łodzi (nasze obliczenia 3,98), zaś 1,95 przy przewozie w dół i wyyskaniu pełnym ładunków powrotnych (nasze obliczenia 1,90).

Podobne obliczenia przeprowadziłem dla łodzi typu Odrzańskiego (Breslauer-Mass) o nośności 560 t przy zagłębieniu 1,75 m. Wyniki obliczenia (szczegółów nie podaję) są następujące: przy obecnym stanie Wisły, transport łodzią typu odrzańskiego jest droższy o 10 do 20%, zależnie od kierunku jazdy i ilości ładunków powrotnych, na-

tomiast przy zapewnionej głębokości drogą sztucznego pogłębienia, łodzie większe wykazują oszczędność od 5 do 10%.

Rozpatrując powody tego względnie niekorzystnego wyniku obliczeń, można je streścić w następujących punktach:

1. Stan drogi wodnej w czasie niskich stanów nie pozwala na ekonomiczne wyzyskanie taboru.
2. Urządzenia przeładunkowe powodują zbyt długie okresy próżnostania, zwłaszcza większych łodzi.
3. Tabor łodzi używanych na Wiśle nie jest przystosowany do stanu tej drogi.

Chcąc zatem określić stosunek kosztów transportu wodnego do kolejowego, należy jeszcze obliczyć koszty ruchu na wypadek wprowadzenia ulepszeń w powyższych trzech kierunkach. Ulepszenia te polegałyby na następujących inwestycjach:

ad 1) Powiększenie istniejącego parku pogłębiarek i rozszerzenie akcji pogłębienia do śluzy Nogatu, z zapewnieniem głębokości tranzytowej 1,65 m do Torunia, 1,40 m do Modlina, 1,15 m do Warszawy, a z czasem 1,00 m do Dębina.

Oświetlenie należyte nurtu powinno umożliwić ruch dzienny 14—16 godzin dla wykorzystania dwu zmian załogi.

ad 2) Zaopatrzenie głównych punktów przeładunkowych w urządzenia przynajmniej dorównujące urządzeniom w Gdańsku, tak ażeby dzienny przeładunek towarów masowych na wodę lub odwrotnie wyniósł co najmniej 200 t, a w razie zcentralizowania naładunku węgla w jednym porcie, załadowanie całej łodzi w ciągu jednego dnia. (Obecnie, poza Gdańskiem, liczy się 50—100 t dziennie, na niemieckich zaś drogach wodnych, liczy się 200—500 t dziennie).

ad 3) Zmodernizowanie taboru tak holowniczego, jak i ciężarowego, a to przez użycie holowników silniejszych (250—300 KM), pracujących możliwie ekonomicznie, z rozchodem węgla 0,8 — 0,9 kg KM godz., oraz łodzi o zagłębieniu normalnym 1,50 m, a nośności 700—1000 t.

Warszawskie Zjednoczone Towarzystwo opracowało typ łodzi 700-tonnowej o wymiarach: 54,5 × 11 × 1,50 m, który odpowiada celowi, posiada jednak niekorzystny stosunek długości do szerokości i stąd wykazuje zbyt duży opór. Długość jednak przystosowano do śluzy w Einlage. Wydaje mi się, że raczej należałoby dążyć do przedłużenia śluzy w Einlage, tembardziej, że w razie wzrostu ruchu zajdzie potrzeba śluzowania pociągów, zamiast pojedynczych łodzi.

Po wprowadzeniu tych ulepszeń, analiza kosztów przedstawi się jak następuje:

a) koszt holowania: holownik o mocy 250 KM kosztuje obecnie 375 000 zł, zatem jego koszty roczne:

utrzymanie 5%.	18 750 zł.
załoga i świadczenia	24 000 „
administracja	2 400 „
Razem	45 150 zł.

Licząc, jak poprzednio, 250 dni ruchu, wypada koszt dzienny 180,6 zł. zaś — po doliczeniu 10% oprocentowania i amortyzacji — 330,6 zł. Koszty materiałów pędnych na godzinę:

węgiel 0,9 kg × 250 KM × 0,05 zł. = 11,25 zł.
smary, etc 30% 3,37 „

Razem 14,62 złotych.

Stąd, licząc 4 km/godz. w górę, zaś 10 km/godz. w dół rzeki, oraz dziennie, wobec oświetlenia nurtu, przeciętnie 50, względnie 120 km, otrzymamy na

względnie

$$\frac{33060}{L \times 2 \times 700} + \frac{422}{2 \times 700} + \frac{1028}{6 \times 700}$$

w dół rzeki przy łodziach pełnoładownych.

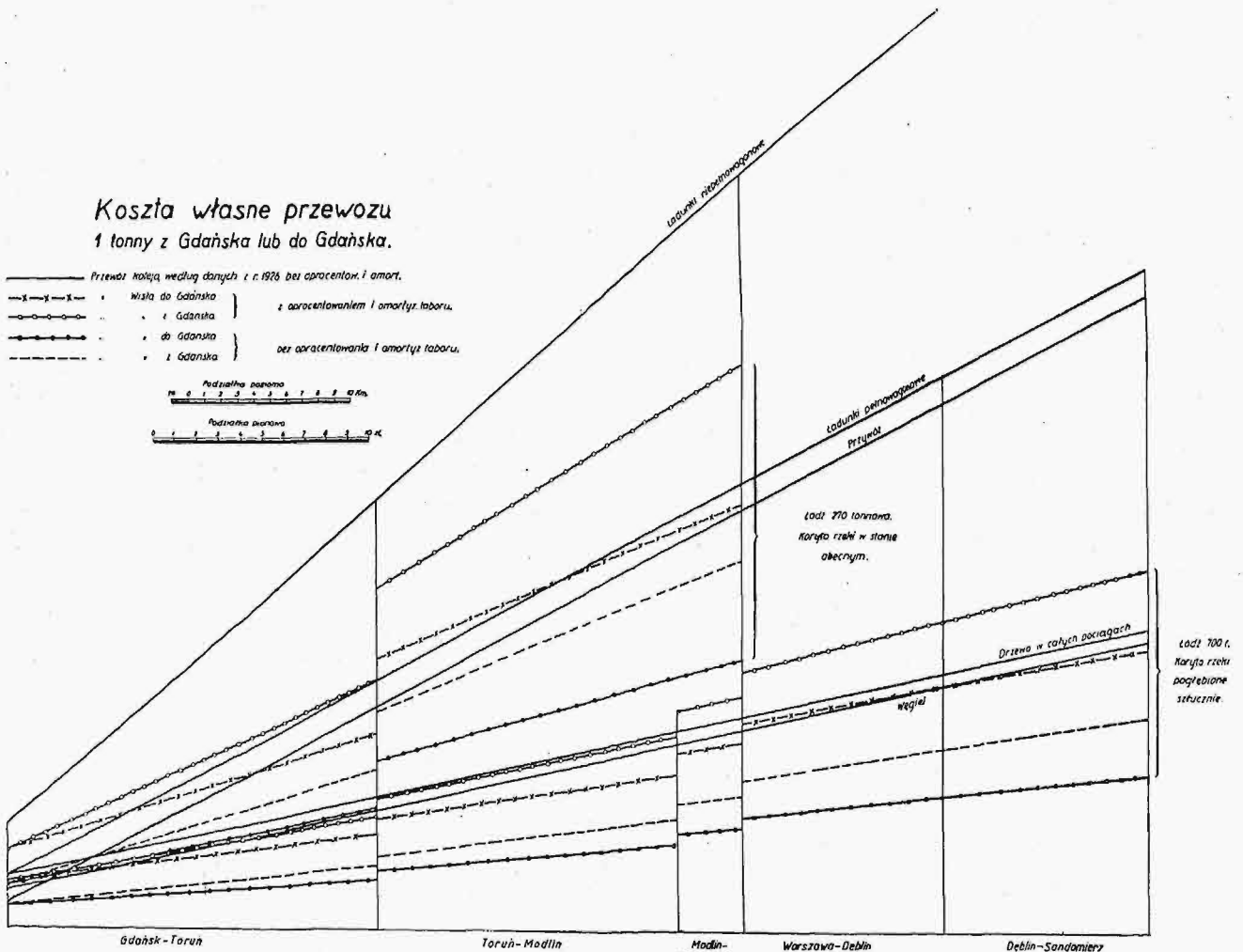
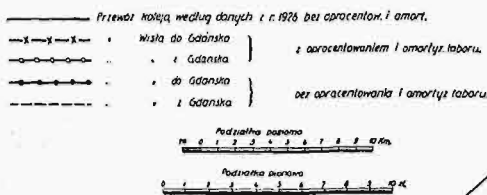
b) koszt łodzi:

Cena łodzi 175 000 złotych;

koszt roczny: utrzymanie 5% 8 750
załoga i świadczenia . . . 6 000
zarząd 600

Razem 15 350 zł.

Koszta własne przewozu 1 tonny z Gdańska lub do Gdańska.



Rys. 1. Wykres porównawczy kosztów własnych przewozu 1 tonny kolejją i drogą wodną.

1 km: 7,27 zł. (10,28 zł.) w górę, zaś 2,97 (4,22 zł.) w dół rzeki. (Cyfry w nawiasie oznaczają koszty z uwzględnieniem amortyzacji i oprocentowania).

Koszt zatem holowania pełnoładownych łodzi wypada:

$$\frac{18060}{L \times 2 \times 700} + \frac{727}{2 \times 700} + \frac{297}{6 \times 700}$$

względnie

$$\frac{33060}{L \times 2 \times 700} + \frac{1028}{2 \times 700} + \frac{422}{6 \times 700}$$

w górę rzeki

i

$$\frac{18060}{L \times 2 \times 700} + \frac{297}{2 \times 700} + \frac{727}{6 \times 700}$$

Przy 250 dniach ruchu, koszt dzienny wyniesie 61,40 złotych.

Koszt dzienny oprocentowania i amortyzacji (10%):

$$\frac{17\ 500}{250} = 70 \text{ zł., razem } 131,40 \text{ złotych.}$$

Licząc wobec ulepszonych urządzeń portowych 10 dni próżnostania, otrzymamy koszt łodzi na 1 tkm:

$$\frac{10 \times 6140}{L \times 700} + \frac{6140}{50 \times 700} + \frac{6140}{120 \times 700}$$

względnie

$$\frac{10 \times 13140}{L \times 700} + \frac{13140}{50 \times 700} + \frac{13140}{120 \times 700}$$

bez ładunku powrotnego, lecz przy pełnym ładunku w którąkolwiek stronę.

Stąd pełne koszty ruchu za 1 t km przy pełnym ładunku wyniosą: dnym na Wiśle, przy normalnie bowiem przyjmowanym transporcie powrotnym w wysokości 20% ładun-

	W górę rzeki	W dół rzeki
łodzie wracają próżne	$\frac{101}{L} + 0,84 \left(\frac{211}{L} + 1,36 \right)$	$\frac{101}{L} + 0,63 \left(\frac{211}{L} + 1,08 \right)$
20% powrotnego ładunku	$\frac{101}{L} + 0,81 \left(\frac{211}{L} + 1,31 \right)$	$\frac{101}{L} + 0,56 \left(\frac{211}{L} + 0,96 \right)$
50% powrotnego ładunku	$\frac{101}{L} + 0,77 \left(\frac{211}{L} + 1,23 \right)$	$\frac{101}{L} + 0,46 \left(\frac{211}{L} + 0,77 \right)$
100% powrotnego ładunku	$\frac{101}{L} + 0,69 \left(\frac{211}{L} + 1,10 \right)$	$\frac{101}{L} + 0,29 \left(\frac{211}{L} + 0,46 \right)$

Te wzory, które okazują znacznie korzystniejszy wynik niż Sympherowskie, będą miały wagę tylko na przestrzeni do Torunia, gdzie przez cały rok może być zapewniona głębokość zanurzenia 1,50 m. Powyżej Torunia możliwe jest utrzymywanie stałej głębokości do Modlina 1,40 m, a zatem ładowanie przy zanurzeniu 1,25 m, to jest 80% pełnego ładunku, poza tem przez conajmniej 2 miesiące można jeździć z pełnym ładunkiem. Da to prawie 600 t przeciętnego ładunku.

Dla przestrzeni do Modlina, przybiorą zatem współczynniki w poprzednim wzorze wartość zwiększoną o 15%.

Biorąc pod uwagę przestrzeń od Warszawy i według tego regulowany ładunek, otrzyma się przeciętny ładunek nieco poniżej 500 t, a stąd zwiększenie wartości współczynników o 30%.

Wreszcie, przedłużając ruch do Dębina (względnie Sandomierza), przy zapewnieniu głębokości ładowania 0,875 (głębokość minimalna 1 m), to jest na 50% ładunku, otrzymamy przeciętną ładęgę około 400 t, a stąd wartość współczynników zwiększoną o 43%.

Uwzględniając powyższe zmiany, otrzymamy następującą tabelę kosztów przewozu za 1 t km do Gdańska lub z Gdańska, przyczem cyfry w nawiasach oznaczają koszt ruchu wraz z amortyzacją i oprocentowaniem taboru:

ku powrotnego, przy transporcie w dół, a więc np. przy eksporcie węgla, można osiągnąć w kosztach ruchu 50% oszczędności, a nawet — pokrywając koszty oprocentowania i amortyzacji taboru — można pozostać poniżej granic kosztów własnych kolei. Wszelkie inne transporty, bez względu na kierunek i ilość powrotnego ładunku, mieszczą się już wraz z oprocentowaniem i amortyzacją w granicach kosztów własnych kolei, obliczonych bez oprocentowania i amortyzacji. Naturalnie, że przy zachowaniu obecnej taryfy eksportowej dla węgla w wysokości 7 zł. 20 gr. za tonnę z Zagłębia do portu, przerzucenie węgla eksportowego na wodę nie będzie możliwe, wobec dłuższej drogi przy transporcie łamanym i konieczności dodatkowego przeładunku, natomiast cały ruch węgla w obrocie wewnętrznym, jako też przewóz innych towarów masowych do Gdańska i z Gdańska mógłby być z wielką korzyścią dla rozwoju gospodarczego państwa przerzucony na wodę.

Powyższa tabela kosztów stanowi „optimum“, do którego tylko w wyjątkowo sprzyjających warunkach dojść będzie można.

Na załączonym wykresie (rys. 1) uwidocznione są koszty transportu dla łodzi 270-tonnowej przy dzisiejszym stanie rzeki i dla łodzi 700-tonnowej przy zastosowaniu ulepszeń, oraz przy założeniu 20% ładunku powrotnego. Są to niejako granice, między któ-

Powrotny ładunek	W górę rzeki				W dół rzeki			
	0%	20%	50%	100%	0%	20%	50%	100%
Gdańsk — Toruń	1,28 (2,29)	1,25 (2,24)	1,21 (2,16)	1,13 (2,03)	1,08 (2,01)	1,00 (1,89)	0,90 (1,70)	0,73 (1,39)
Gdańsk — Modlin	1,25 (2,15)	1,21 (2,10)	1,16 (2,00)	1,07 (1,85)	1,00 (1,83)	0,92 (1,69)	0,81 (1,47)	0,62 (1,12)
Gdańsk — Warszawa	1,38 (2,37)	1,34 (2,30)	1,29 (2,20)	1,19 (2,03)	1,11 (2,00)	1,02 (1,85)	0,89 (1,60)	0,67 (1,20)
Gdańsk — Dęblin	1,45 (2,47)	1,41 (2,40)	1,35 (2,28)	1,24 (2,10)	1,15 (2,07)	1,05 (1,90)	0,91 (1,63)	0,66 (1,18)

Zestawienie to okazuje możliwość osiągnięcia bezwzględnej oszczędności przy transporcie wo-

remi obracać się będzie rzeczywisty koszt transportu w zależności od wykonanych ulepszeń.

Sprostowanie.

W N-rze 49 z r. b. w artykule p. t. „Koszty transportu na drogach wodnych“, na str. 988, w lewym łamie, w 8-ym wierszu od góry wydrukowano:

$$\frac{2 \times 15\,960}{L \times 2 \times 270} + \frac{779}{5 \times 270} + \frac{312}{7 \times 270}$$

winno zaś być:

$$\frac{2 \times 15\,960}{L \times 2 \times 270} + \frac{779}{2 \times 270} + \frac{312}{6 \times 270}$$

W tym samym łamie, w 1 wierszu od dołu wydrukowano:

$$\frac{2 \times 15\,960}{L \times 2 \times 270} + \frac{312}{82 \times 270} + \frac{779}{6 \times 270}$$

powinno zaś być:

$$\frac{2 \times 15\,960}{L \times 2 \times 270} + \frac{312}{2 \times 270} + \frac{779}{6 \times 270}$$

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

DRÓGI KOŁOWE.

Wydatki na drogi państwowe w Szwajcarii.

„Revue Suisse de la Route“ w Nr. 24 z dnia 22 listopada r. b. podaje zestawienia, ilustrujące gospodarkę finansową na drogach państwowych w Szwajcarii w 1926 roku.

Przy ogólnej długości dróg państwowych we wszystkich 25-ciu kantonach, wynoszącej 14 623 km, wydatki na te drogi w r. 1926 były następujące:

	Na wszystkie drogi państwowe ogólnej długości 13 623 km fr. szw.	Na 1 km drogi przeciętnie (w zaokrągleniu) fr. szw.
I Administracja	1 148 857	80
II Utrzymanie dróg	22 244 547	1525
III Ulepszenie dróg	21 825 138	1500
IV Świadczenia socjalne	810 178	55
V Nowe budowle	1 024 106	70
Ogółem wydatkowanego w 1926 r.	47 052 826	3230 *)

Bliższe szczegóły, dotyczące gospodarki drogowej w poszczególnych kantonach, są podane w 3-ch zestawieniach, których schematy przytaczam niżej, ograniczając się jednak do podania danych cyfrowych tylko dla kantonu Zurychskiego.

Ogólna długość dróg w kantonie Zurychskim w 1926 r.—2 441 km.

W Y D A T K I	Ogółem na 2441 km fr. szw.	Na 1 km fr. szw.
I Administracja (tylko w odniesieniu do działu drogowego)	101 481	
II Utrzymanie dróg		45
1. Nadzór (wydatki na dozorców drogowych, majstrów, starszych drogomistrzów i t. p.)	155 248	63
2. Dróżnicy (łącznie z premjami, odszkodowaniem za ubrania i rower, zabezpieczenie dla nie emerytów, remuneracje)	722 084	295
3. Zwyczajne roboty konserwacyjne, a mianowicie: nabycie i dostawa tuczni dla zwyczajnego łatania i żwirowania; robotnicy do pomocy (bez ubezpieczeń) przy żwirowaniu, łataniu, oczyszczaniu nawierzchni oraz urządzeń odwadniających. Utrzymanie drzew drogowych. Odwózka gruzu. Znakowanie. Drogowskazy. Podmurza, wały ochronne i plantacje. Oświetlenie dróg i mostów. Utrzymanie chodników. Narzędzia i odszkodowania za narzędzia dla dróżników	893 668	365

*) Tutaj dla porównania podaje, że na utrzymanie 1^o km dróg państwowych w Polsce przyznano w 1926 r. tylko 1700 zł, czyli 4 razy mniej niż w Szwajcarii. Stąd wypływają dalsze konsekwencje co do stanu dróg u nas.

4. Mosty, przepusty, ścieki i mury (ale tylko utrzymanie), włączając skanalizowanie, o ile służą do odwodnienia drogi	161 212	66
5. Zwalczanie kurzu. (Zwalczanie kurzu należy do kompetencji gmin, które na skutek podań mogą otrzymać zapomogę państwową. Odnośne wydatki są zapisane do pozycji zapomóg dla gmin)	—	
6. Usuwanie śniegu	—	
7. Różne oraz nadzwyczajne roboty, włączając szkody powodziowe i t. p.	91 485	37
8. Maszyny, przyrządy i narzędzia	26 356	11
9. Ogółem na koszty utrzymania wydało państwo	2 050 053	840
10. Zapomogi gminom na utrzymanie dróg	671 164	274
11. Razem na utrzymanie dróg	2 721 218	1114
III. 12. Ulepszenia dróg (szczegóły są podane w oddzielnym zestawieniu)	4 318 843	1769
IV. Ubezpieczenia, emerytury, Kasa Chorych		
13. Premje za ubezpieczenia od nieszczęśliwych wypadków	20 887	8
14. Udział państwa w kasach emerytalnych	25 649	11
15. Zapomogi na Kasy Chorych	—	
Razem	46 536	19
V. 16. Nowe budowle drogowe i zapomogi na nie	33 757	13
VI. Ogólne wydatki na drogi	7 221 849	2958

Podana w powyższych zestawieniach rubryka VI „ulepszenia dróg“ składała się w r. 1926 z następujących pozycji dla tegoż kantonu Zurychskiego:

1. Poprawienie trasy, rozszerzenie dróg, odwodnienia, włączając w to koszty objazdów	427 120
2. Wzmocnienie i przebudowa mostów	190 927
3. Wałowanie (z wyjątkiem wałowania przy zwykłym łataniu, jednak z doliczeniem oprocentowania, amortyzacji i remontu walców oraz przynależności)	866 918
4. Powierzchniowe wzmocnienie dróg przy pomocy smoły, asfaltów, mieszanin, emulsji, włączając w to koszty dodatkowych robót uzupełniających	622 079
5. Smołowanie wgłębne lub bitumowanie, włączając w to jednorazowe wzmocnienie powierzchniowe przy pomocy tychże materiałów	480 827
6. Beton smołowy, asfaltowy, asfalt lany i t. p.	95 165
7. Bruki z kostki kamiennej	621 167
8. Inne nawierzchnie, jak beton, szkło wodne i t. p.	14 636
9. Ogółem na ulepszenia wydano w 1926 r.,	4 318 843

Wpływy z dotacyj drogowych i opłat komunikacyjnych wynosiły w r. 1926 r. 18 400 452 fr. szw., czyli w odniesieniu do 1 km dróg państwowych — 1260 fr. szw.

Dla kantonu Zurychskiego poszczególne pozycje dochodowe przedstawiały się w r. 1926 w sposób następujący:

1. Dotacje na utrzymanie dróg	—	fr. szw.
2. „ na nowe budowle	—	„
3. „ na ulepszenie dróg	374 437	„
4. „ związkowe, przewidziane w art. 30 konstytucji związkowej.	—	„
5. Wpływy netto z opłat komunikacyjnych	2 720 147	„
Razem	3 094 584	fr. szw.
		M. S. O.

KOTŁY PAROWE.

Kotły wysokoprężne.

Jeden ze znanych fachowców amerykańskich w zakresie budowy kotłów, p. Orrok, podaje rozważania na temat zasad projektowania i wykonania nowoczesnych kotłów wysokoprężnych. Wywody autora sprowadzają się do punktów nast.: 1^o kocioł wysokoprężny powinien się składać głównie z opłomek. 2^o Zbiorniki pary mogą być stosowane aż do ciśnienia 100 at. 3^o Walczaki powinny mieć małe średnice i nie powinny zawierać więcej niż 10% ogólnej pojemności kotła. 4^o Przy ciśnieniach do 70 atn nie jest potrzebne stosowanie stali stopowej. 5^o Przy przegrzewaniu powyżej 450° C, należy stosować stale stopowe.

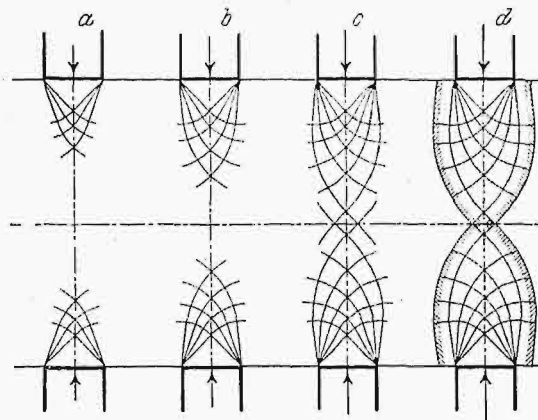
Nadto przytacza autor statystykę amerykańskich kotłów wysokoprężnych, z której wynika, iż w chwili obecnej pracuje tam przeszło 20 kotłów o ciśnieniu 35 atn i wyżej 6 — o prężności pary 100 atn i jeden — o przeszło 140 atn (Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs., t. 50 (1928), zes. 15, str. 47—57).

METALoznawstwo.

Studja nad odkształceniami plastycznymi metali.

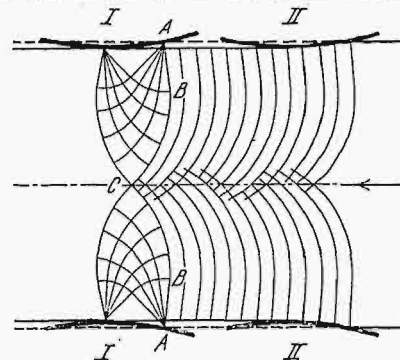
Zdolność do odkształceń plastycznych jest właściwą większością metali, a polega na doznawaniu trwałych odkształceń pod wpływem sił zewnętrznych. Własność ta zapewniła metalom wielkie zastosowanie w technice. Metal może doznawać odkształceń trwałych zarówno na zimno, jak i na gorąco. O ile przy odkształceniach na gorąco chodzi głównie o zmianę kształtu przedmiotu, to przy odkształceniach na zimno doznaje on zmian własności. Rozpatrzenie przyczyn tych zmian własności napotykało do niedawna na znaczne trudności, gdyż nie znano sposobu wykrywania naprężeń, powstających podczas odkształcenia, a wnioski o istnieniu tych naprężeń opierano jedynie na badaniach mechanicznych. Badania makrograficzne ostatnich lat doprowadziły do opracowania sposobów wykrywania kierunków tych naprężeń i ich wielkości. Szczególnie użytecznymi okazały się dwie metody: metoda wytrawiania odczynnikami Fry'a i metoda rekryystalizacji. Pierwsza opiera się na mniejszej odporności chemicznej zgniecionych części metalu, druga zaś — na faktu, że niejednakowo zgniezione części metalu posiadają po wyżarzeniu budowę gruboziarnistą, powstałą wskutek niejednakowej zdolności rekryystalizacyjnej. Wytrawione odczynnikami figury nazywamy figurami działania sił (linjami działania sił) lub linjami płynności. Rys. 1 przedstawia schematycznie rozkład linii płynności w próbce zgniezionej w miarę zwiększania obciążenia. Z rysunku tego widać, że przy zgniataniu występują w metalu dwa szeregi linii działania sił, zakrzywiających się w ten sposób, że linje jednego szeregu przecinają się pod kątem prostym z linjami drugiego szeregu. Znając obciążenie zewnętrzne i kąt, o który obraca się w danym miejscu linja płynności, możemy obliczyć naprężenie w tem miejscu badanego materiału. Największe

naprężenia, przy układzie obciążeń przedstawionym na rys. 1, znajdują się w środku zgniatanej próbki.



Rys. 1.

Ciekawe jest objaśnienie naprężeń przy walcowaniu. Na rys. 2 przedstawiono schematycznie rozkład działania



Rys. 2.

sił w pręcie walcowanym, gdzie część IA przedstawia normalny układ działania sił, wytworzony przy obustronnem zgniataniu, część zaś II podaje obraz działania sił przy kolejnym naciskaniu walców na pręt. Największe naprężenia skupiają się w tym wypadku w środku pręta. Obserwacje linii działania sił pozwoliły wytłumaczyć tworzenie pęknięć w osi pręta, przekutego na płaskim kowadle. Układ działania sił koncentruje stale linie w osi pręta, podczas gdy części obwodowe doznają odkształceń jedynie w chwili, gdy przybiorą położenie równoległe do płaszczyzny kowadła (gdy przy danym uderzeniu przechodzi przez nie układ działania sił). To każdorazowe skupianie naprężeń w osi pręta doprowadza wreszcie do powstania pęknięć.

Wgląd w istotę odkształceń plastycznych dały również badania mikrograficzne, które stwierdziły istnienie linii poślizgowych w ziarnach zgniecionego metalu i doprowadziły do powstania wielu teorii zgniotu, z których najważniejszymi są: Tammanowska teoria przesunięć i teoria przemieszczeń Czochralskiego.

Najbardziej bodaj interesujące są jednak wnioski, wprowadzone na podstawie badań rentgenograficznych. Stwierdzono, że metale o płaskocentrycznej siatce przestrzennej układają swe kryształy osiá trójkrotną równoległą do kierunku rozciągania, a osiá dwukrotną — równoległą do kierunku zgniatania, zaś w metalach o przestrzennej centrycznej siatce układają się kryształy — odwrotnie — osiá dwukrotną równoległą do kierunku rozciągania, zaś osiá trójkrotną równoległą do kierunku zgniatania. Wytłumaczenie tego jest następujące. Oś trójkrotna jest prostopadła do [111], zaś os dwukrotna do [110]. W układzie płaskocentrycznym płaszczyzna [111] jest najgęściej obsadzona atomami, w układzie zaś przestrzennej centrycznej

płaszczyzna [110] posiada najgęstsze ułożenie atomów. Stwierdzono, że płaszczyzny o najgęstszym układzie atomów ustawiają się prostopadle do kierunku największego przesuwania materiału. Kierunkami zaś największego przesuwania materiału jest przy rozciąganiu — kierunek rozciągania, a przy zginięciu — kierunek prostopadły do działania zginu. Na tem polega właśnie wytłumaczenie układania się kryształów podczas zginu wogóle. Tem też tłumaczy się utwardniający wpływ obróbki mechanicznej na zimno (Z braku miejsca nie umieszczamy w tem streszczeniu obszernego materiału rysunkowego i ilustracyjnego ciekawej pracy F. Körbera, dlatego też odsyłamy interesujących się szczegółami do wspomnianego artykułu, który ukazał się w *Stahl u. Eisen*, 1928, zeszyt 41, 11-go października, str. 1433—1441). Z. J.

SAMOCCHODY.

Silniki samochodowe z generatorami gazu.

Zastosowanie generatorów gazu do napędu silników samochodowych *) wiąże się tak ze stroną techniczną zagadnienia, jak i z gospodarczą. Od lat dwudziestu już wystawiano w różnych salonach samochodowych silniki pędzone gazem generatorowym, urządzenia do wytwarzania i oczyszczania gazu i t. d., obecnie zaś wysiłki idą w kierunku zapewnienia całej tej instalacji niezbędnej lekkości i prostoty, jak również i wysokiej sprawności, która zadecyduje o opłacalności urządzenia.

Zastąpienie benzyny, względnie innego stosowanego dziś paliwa ciekłego, przez paliwo generatorowe wiąże się z punktu widzenia gospodarczego z częściową stratą zdolności przewozowej i z ceną tego paliwa.

Strata zdolności przewozowej występować może z różnych powodów: zmniejszenie mocy silnika po zastosowaniu paliwa zastępczego, skąd mniejsza prędkość samochodu, szczególnie na wzniesieniach, względnie mniejsze obciążenie użyteczne; dodatkowy ciężar urządzenia i ciężar paliwa, straty czasu na przygotowanie instalacji do pracy i t. d.

Należy zwrócić uwagę, że przy pracy z silnikiem spalinowym ciężar paliwa posiada wpływ stosunkowo niewielki, tak np. samochód ciężarowy o nośności 3,5 — 4 t zużywa średnio na przestrzeni 100 km 30 l benzyny, o ciężarze ok. 25 kg; zakładając, że w razie zastosowania generatora ciężar paliwa wzrośnie dwu, lub nawet trzykrotnie (łącznie z ciężarem wody, niezbędnej w niektórych urządzeniach), nadwyżka ciężaru wyniesie ok. 50 kg, co, w stosunku do nośności samochodu, jest wielkością drobną.

Inaczej jednak rzecz się przedstawia z parowym silnikiem samochodowym. Tutaj ciężar paliwa wzrasta potrójnie, ale prócz węgla trzeba zabierać wielkie ilości wody, nie mniej niż 800—900 kg na przestrzeni 100 km, to też samochód parowy, który nie odnawiałby co 20 — 25 km zapasu wody, lecz całą jej ilość potrzebną w ciągu dnia (t. j. na ok. 100 km) wziął ze sobą — straciłby, jak się łatwo przekonać, ok. 25% swojej zdolności przewozowej.

Strata mocy silnika samochodowego, zasilanego gazem z generatora, miała duże znaczenie w czasie doświadczeń robionych do r. 1922, wówczas bowiem stosowano silniki benzynowe, z nieznacznymi tylko stosunkowo zmianami, straty mocy zaś sięgały 30%. Był to objaw zupełnie zrozumiały, gdyż w takim samym, co do objętości, cylindrze spalano mieszanek o znacznie mniejszej wartości opałowej, która w czasie pierwszych prób nie przekraczała 600 kal/m³, następnie ok. 914 kal/m³ i wówczas właśnie spadek mocy wynosił 30%. Uboga mieszanek umożliwiła zwiększenie sprę-

żania, osiągnięty stąd jednak zysk wynosił zaledwie 8%. Dopiero po zbudowaniu specjalnego silnika samochodowego na gaz generatorowy, którego jedną z najistotniejszych zmian było zwiększenie średnicy cylindrów, sprawa posunęła się naprzód, mimo, że nawet obniżono nieco sprężanie, którego zbyt wysoka wartość powodowała komplikacje ruchu, zwłaszcza w organach zapalania.

Ciężar generatora gazu i urządzeń pomocniczych, podany w poniższej tabeli, wykazuje systematyczny spadek, obecnie wynosi średnio ok. 350 kg i jest prawie niezależny od nośności samochodu ciężarowego, w granicach od 3,5 do 5 t.

Ciężar urządzenia w kg	R o k		
	1923	1925	1927
Ciężar minimalny . . .	313	290	202
„ maksymalny . . .	530	394	500
„ średni	414	351	338

Na spadek zdolności przewozowej, ciężar urządzenia generatorowego wpływa ujemnie w stosunku 7 do 12%.

Podobnie jak w wielu innych działach techniki, generatory gazu ustalają się, jako pewien typ definitywny. Dla paliwa o małej zawartości popiołu i dużej reakcyjności — dziś prawie wyłącznie używanego — jako typ ostateczny ustala się generator gazu z odwrotnym spalaniem, bez wtrysku pary i z filtrowaniem gazu przez tkaninę.

Obsługa generatora tego typu jest znacznie uproszczona w stosunku do innych, dawniejszych konstrukcji i polega właściwie na oskrobianiu rusztu i wyrzuceniu resztek popiołu na zewnątrz oraz na rozpaleniu generatora. Wszystkie te zabiegi trwają od 6 do 10 min, a więc niewiele więcej niż uruchomienie w niekorzystnych warunkach zimnego silnika benzynowego.

Co się tyczy trwałości silnika benzynowego i silnika na gaz generatorowy, to zarzut, że ostatni jest w tym wypadku znacznie gorszy, nie jest zbyt uzasadniony. Przeciwnie, możnaby nawet przypuszczać, że benzyna, rozcieńczając smar i powodując jego psucie się — utrudnia zachowanie w należytych warunkach współpracujących ze sobą powierzchni.

(Według referatu „Les Camions à gazogènes”, zgłoszonego przez grupę francuską na Konferencję Paliwową w Londynie).

TURBINY PAROWE — METALOZNAWSTWO. Materiały na łopatki turbin parowych.

Autor stwierdza, iż mosiądz, ze względu na małą wytrzymałość w wysokich temperaturach i małą odporność na korozję, niezbyt się nadaje na łopatki turbin parowych i może znaleźć zastosowanie w części niskoprężnej tylko w stopniach o średnim ciśnieniu (o ile względy wytrzymałościowe na to pozwalają). Bronz niklowy i stop miedzi z niklem nadają się nieco lepiej niż mosiądz i mogą być stosowane do 350°, odznaczają się jednak też małą odpornością na korozję. Stop niklu z miedzią utlenia się przy normalnej temperaturze nieznacznie, ulega jednak silnym uszkodzeniom przez parę przegrzaną w temperaturach ok. 400°. Natomiast doskonałym niemal tworzywem do rozważanego celu we wszystkich stopniach ciśnienia jest stal o zawartości 5% Ni. Atoli żelazo-nikiel o zaw. 25 — 36% Ni nie nadaje się do pracy w parze. Stal zaś o 13% Cr i stale podobne nadają się do pracy w parze o wys. ciśnieniu, jeśli temperatura nie jest zbyt wysoka. (Blast Turnace & Steel Plant, t. 16 (1928), str. 1337—40).

*) Por. *Prze gl. Techn.* t. 62 (1924), str. 181.