WYDAWNICTWA STOWARZYSZENIA CZŁONKÓW
KONGRESÓW GOSPODARKI WODNEJ

SERJA B. ŻEGLUGA ŚRÓDZIEMNA ZESZYT 10

INŻ. JERZY DECYUSZ

MASZYNA PAROWA
O OBROTOWYM ROZRZĄDZIE PARY W ZASTOSOWANIU DO NAPĘDU STATKÓW RZECZNYCH.

REFERAT NA I NARODOWY KONGRES ŻEGLUGI

WARSZAWA 1932
KSIĘGARNIA TECHNICZNA „PRZEGLĄDU TECHNICZNEGO".

WYDAWNICTWA STOWARZYSZENIA CZŁONKÓW
KONGRESÓW GOSPODARKI WODNEJ

SERJA B. ŻEGLUGA ŚRÓDZIEMNA ZESZYT 10

INŻ. JERZY DECYUSZ

MASZYNA PAROWA
O OBROTOWYM ROZRZĄDZIE PARY W ZASTOSOWANIU DO NAPĘDU STATKÓW RZECZNYCH.

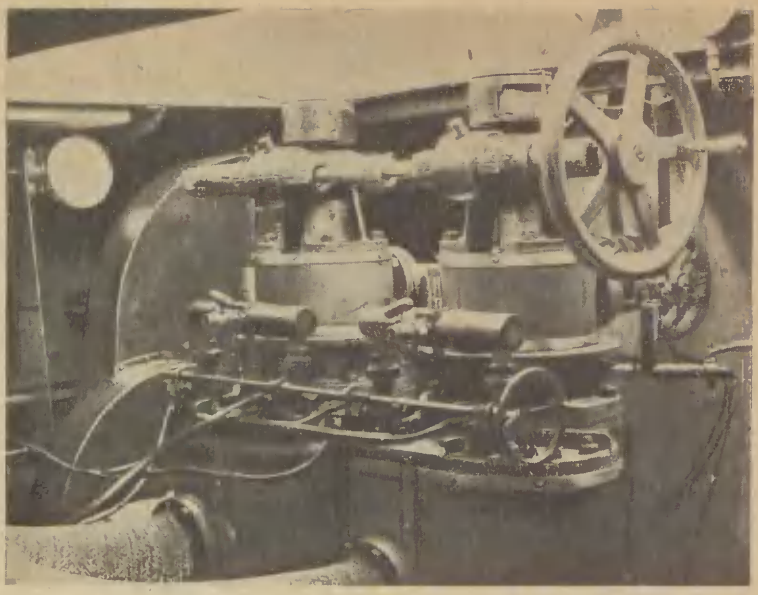
REFERAT NA I NARODOWY KONGRES ŻEGLUGI

Z Księgozbioru Nr ..... W. J. A. Bykow

WARSZAWA 1932
KSIĘGARNIA TECHNICZNA „PRZEGLĄDU TECHNICZNEGO".

CENTRALNE MUZEUM MORSKIE
BIBLIOTEKA
W GDAŃSKU
II 7125

DRUKARNIA TECHNICZNA, SPÓŁKA AKCYJNA, WARSZAWA, ul. CZACKIEGO 3-5.



INŻ. JERZY DECYUSZ.

MASZYNA PAROWA
O OBROTOWYM ROZRZĄDZIE PARY W ZASTOSOWANIU DO NAPĘDU STATKÓW RZECZNYCH.

W obecnym wieku rozrostu techniki, przemysłu i środków komunikacyjnych potęga państw mierzy się nietylko liczebnością obywateli, ale i posiadaną armją „mechanicznych słonecznych ludzi" w postaci silników i maszyn przetwórczych. W zależności od stanu uprzemysłowienia kraju na każdego obywatela przypada pomoc zastępu od paru do kilkudziesięciu mechanicznych słonecznych ludzi i dopiero ta armja pod dowództwem ludzi żywych decyduje o potędze kraju.

Stąd wynika olbrzymie zapotrzebowanie źródeł energji, które poza „węglem białym" —

wyzyskaniem spadku wód i „węglem błękitnym" — siły wiatru, w ogromnie przeważającym stopniu pokrywa się przekształceniem energji cieplnej, zamagazynowanej przez słońce w materjałach palnych, przez spalanie tych w odpowiednio urządzonych silnikach cieplnych.

Biorąc rzecz zasadniczo, nie można nie zauważyć, że nasze wszystkie silniki cieplne są dalekie od doskonałości.

Podczas, gdy mamy już rozwiązane problematy przekształcenia prawie bez strat energji elektrycznej w mechaniczną i odwrotnie, oraz energji elektrycznej w cieplną, odwrotu tego ostatniego praktycznie nie posiadamy, a i sama przemiana ciepła w pracę mechaniczną dokonywa się z bardzo dużemi stratami.

W wyjątkowych wypadkach, przy użyciu wyborowego paliwa, wydajność termiczna silnika sięga do 35%, normalnie zaś 3—4-krotnie razy mniej. Jest więc tu duża luka w energetyce, która stopniowo, choćby drobnemi pociągnięciami musi być zapełniona.

Ponadto zużywanie węgla i nafty, podstawowych materjałów opałowych, jest to zjadanie kapitału ziemi, nagromadzonego przez wiele tysiącoleci, i smutna perspektywa czeka ludzkość coraz bardziej przyzwyczajoną do posług „mechanicznych słonecznych ludzi" po wyczerpaniu tych zasobów, o ile nie będą odnalezione inne źródła energji.

Mówiąc jednak o potrzebach i możnościach dnia dzisiejszego, podstawą energetyki pozostaje odpowiednio sprawny i możliwie ekonomiczny silnik cieplny.

Praktycznie silniki cieplne mają dużo zalet.

Koszt ich instalacji jest stosunkowo niezbyt wysoki, mogą one być ustawiane w dowolnem miejscu, zawsze są gotowe do pracy i tylko podczas niej wymagają obsługi. Ponadto są one niezmiernie podzielne: obsługują bądź olbrzymie okręgowe centrale, bądź stanowią najmniejsze jednostki stałe, lub przewoźne.

Dotychczas stosowane silniki cieplne dzielą się na dwie zasadnicze grupy: silniki parowe, tło-

kowe, bądź turbinowe, wymagające instalacji kotłowej dla wytwarzania pary, i silniki spalinowe, bądź wzbuchowe, nie wymagające instalacji kotłowej, ale dostosowane wyłącznie dla określonych rodzajów paliwa płynnego, gazowego, wzgl. pyłu.

Błędnem jest mniemanie, że poszczególne rodzaje tych silników zwalczają się wzajemnie. Naodwrót, wzajemnie się one dopełniają i każdy rodzaj ma swoją dziedzinę, gdzie okazuje się, jeżeli nie niezastąpionym, to najprzydatniejszym, i ustępuje w innych dziedzinach innym rodzajom.

Porównywując grupy parowe i spalinowe, można orzec, że tam, gdzie dominującą rolę odgrywa lekkość i szybkość przygotowania silnika do pracy, pierwszeństwo musi być oddane silnikom ze spalaniem wewnętrznem, trudno zastąpionym na lekkich samochodach, a szczególnie samolotach.

Obecnie te ostatnie silniki są prawie wyłącznie typu wzbuchowego, pracujące na lekkiem paliwie-benzynie, lub odpowiednich mieszankach, chociaż w ostatnich czasach zaczęto stosować silniki spalinowe, pochodne od Diesel'a, pracujące na ciężkich olejach.

W warunkach obecnych Diesel'e lekkiego typu, coraz bardziej zbliżające się swoją wagą do silników wzbuchowych, wypierają stopniowo te ostatnie, gdyż są daleko ekonomiczniejsze, bo zużywają na 1 KM i godz. 180—200 g oleju motorowego zamiast, jak to ma miejsce w silnikach wzbuchowych, około 300 g paliwa lekkiego.

Obecna cena oleju motorowego w Polsce wynosi 36 gr. za 1 kg, a benzyny 105 gr., przeto Diesel'e są przeszło 4 razy ekonomiczniejsze.

Przypuszczalnie, jest to jednak zjawisko lokalne i przejściowe.

Cena benzyny na rynku krajowym jest nienormalnie wysoka i przekracza prawie pięciokrotnie ceny europejskie. Ponadto benzyna coraz częściej bywa zastępowana tańszemi mieszankami z benzolem, gazoliną i spirytusem.

Naodwrót, olej motorowy, zawierający bardzo wiele cennych składników, ma tendencję zwyżkową, więc jest całkowicie możliwem, że w nie-

długim czasie koszty napędu obydwóch rodzajów silników znacznie się zbliżą.

Jednak przeciętna maszyna parowa zużywa na 1 KM i godz. 1 kg węgla, a maszyny najlepsze nawet 0,5 kg, co daje przy obecnej cenie węgla w środku Polski 5—6 gr. za 1 kg (cena wyższa, niż cena polskiego węgla w Stokholmie) koszt jednostkowy 3—6 gr., przeto znacznie niższy, niż napęd najlepszego Diesel'a, który stanowi około 7 gr.

Należy dodać, że złoża ropy mamy ograniczone i eksploatacja ich jest kosztowna, gdy tymczasem węgla narazie mamy nadmiar i jego cena musi mieć tendencję zniżkową.

Ponieważ koszt instalacji spalinowej niewiele się różni od kosztu instalacji parowej, jest jasnem, że tam, gdzie względy lekkości i stałej gotowości silnika do ruchu nie odegrywają przeważającej roli, musimy my i większość świata pozostać przy silnikach parowych, ekonomiczniejszych i mniej wybrednych na paliwo i obsługę.

Mamy tu do wyboru maszyny tłokowe i turbiny.

W dużych agregatach ponad 1000 KM ekonomiczniejszemi są turbiny, dopuszczające znacznie silniejsze przegrzanie pary.

Charakterystyczną cechą turbin jest bardzo znaczna ilość obrotów. Dla napędu wytwórnic elektrycznych jest to zaletą, lecz nawet dla napędu śrubowców morskich jest cechą ujemną, gdyż wymaga kosztownych i ciężkich przekładni redukujących.

Normalnie instalacje kondensacyjne dla turbin muszą być daleko silniejsze i złożone, niż dla maszyn tłokowych.

Pozatem turbiny naogół są mało elastyczne, dają swoje optimum tylko przy stałem obciążeniu i w żadnym razie nie są zwrotne.

Odmiennie jednak zachowują się tłokowe maszyny parowe, najdawniej znane, aczkolwiek w ostatnich czasach mocno zaniedbane.

Parowe maszyny tłokowe górują nad wszystkiemi innemi swą niezmierną elastycznością. Puszcza się je w ruch pod obciążeniem bez żad-

nych sprzęgieł pomocniczych, ani rozruszników, dopuszczają dowolne przeciążenie, reagując na to w najgorszym razie zmniejszeniem liczby obrotów, względnie nawet bezpiecznem zatrzymaniem się, z gotowością jednak stałą do ruchu przy zmniejszeniu obciążenia.

Dobrze skonstruowana maszyna parowa tłokowa przy należytem stopniowaniu cylindrów, sprawnym rozrządzie pary, przy odpowiedniem jej przegrzaniu i zastosowaniu należytych ciśnień wlotu i skraplania w agregatach do 1000 KM nie ustępuje co do ekonomiczności turbinom, a przewyższa je co do sprawności i elastyczności działania.

W poszczególnych wypadkach, w specjalnych zakładach przemysłowych, takich, jak cukrownie, browary, gorzelnie, farbiarnie, papiernie i t. p., gdzie poza siłą mechaniczną jest wymagane bezpośrednie grzejnictwo, są stosowane t. zw. maszyny wysokociśnieniowe przeciwprężne, z ciśnieniem pary odlotowej parę lub kilka atmosfer, które są właściwie reduktorami ciśnienia i których wydajność termiczna przy warunku racjonalnego skonsumowania pary odlotowej przewyższa przeszło dwukrotnie wydajność Diesel'a, bo sięga ponad 80%.

Jednak taka wysoka wydajność maszyn parowych osiąga się ich wielką złożonością i dużą wagą przy zastosowaniu kilkakrotnego rozprężania, konieczności stosowania umiarkowanych ciśnień wlotu i ograniczonej liczby obrotów.

Ograniczenia powyższe wpływają w bardzo znacznym stopniu na zwiększenie wagi, a zatem i ceny instalacji.

Niedociągnięcia konstrukcyjne obecnych maszyn, szczególnie rażące przy aktualnym popędzie do masowej znormalizowanej produkcji na zasadach naukowej organizacji pracy, potęguje oryginalne zjawisko, że poszczególne kategorje maszyn, jak stałe, lokomotywowe, okrętowe, statkowe, dźwigowe, lokomobilowe i inne, rozwijają się prawie samodzielnie, mało zapożyczając wzajemnie indywidualnych ulepszeń.

Ponadto na konstrukcji maszyn parowych tylko w słabej mierze odbiły się konstrukcyjne zdo-

bycze techniki w dziedzinie pokrewnych im silników spalinowych.

Nie mogę wstrzymać się od wyrażenia zdania, że dużą krzywdę rozwojowi maszyn parowych przyniosły dotychczas pokutujące u nas stare wydania klasycznych mistrzów tej sztuki, jak Polhausen i Haeder.

Autorzy ci ze skrupulatnością i sumiennością właściwą ich rasie dali encyklopedję maszyn parowych, ale encyklopedję niedość krytyczną, osnutą na danych fabrycznych maszyn wykonanych, w której starali się nie urazić żadnej z fabryk.

Stąd wytworzył się paradoks, że z niedoskonałej praktyki chcieli oni stworzyć doskonałą teorję, ograniczającą ramki dalszych możliwości.

Mózgiem maszyny, od którego jest zależny cały jej anatomiczny układ, jest narząd rozdzielczy pary.

Obecnie stosowane narządy rozdzielcze są to: albo stawidła suwakowe jedno lub wieloprzelotowe, pojedyńcze lub podwójne, albo zawory wzgl. kurki lub tłoczki.

Wszystkie te stawidła posiadają ruch zmiennozwrotny.

Działanie nowoczesnych suwaków przy umiarkowanych prędkościach tłoka jest zupełnie zadawalniające, aczkolwiek trudno poddają się one miarkowaniu napełnienia, a krzywe otwarć szczelin przelotowych, szczególnie przy małych napełnieniach, są mało korzystne, wskutek czego suwaki wymagają albo bardzo znacznych przekrojów kanałów przelotowych, albo powodują duże dławienie pary, co powoduje niedostateczne wyzyskanie cylindra.

Przy użyciu zaworów krzywe otwarć szczelin są daleko korzystniejsze, ale maszyny takie nie dopuszczają ponad paręset obrotów na minutę.

W maszynach zwrotnych z miarkowaniem napełnienia od ręki, co z reguły bywa uskuteczniane zapomocą różnego rodzaju jarzm, sprawa się pogarsza przez to, że optimum działania maszyny bywa na nieznacznej rozpiętości napełnień, wobec czego dla dalszego miarkowania trze-

ba stosować mało ekonomiczne dławienie pary w przepustnicy. Szczególnie daje się to odczuwać na parowozach, przy wszechwładnie panującym tam rozrządzie suwakowo-jarzmowym, gdzie elementy wlotu i wylotu są ściśle od siebie zależne.

Te braki obecnych maszyn tłokowych, przy ich niedoścignionych innym sposobem zaletach ogólnych, pobudziły autora do dłuższych studjów nad maszynami tłokowemi, w rezultacie czego zrealizował on nowy typ maszyny tłokowej, teoretycznie znacznie przewyższający maszyny dotychczasowe, przyczem próby praktyczne zdają się potwierdzać wszystkie założenia teoretyczne.

W maszynach tych jest zastosowany ruch narządu rozdzielczego, polegający na tem, iż narząd ten wprawia się nie w normalnie stosowany ruch zmienno-zwrotny, lecz w stały ruch obrotowy, związany ściśle z ruchem wału maszyny. Zmianę napełnienia i zwrot biegu maszyny otrzymuje się zapomocą narządu biernego, nie biorącego udziału w ruchu maszyny.

Ogólne zasady rozrządu obrotowego nie są rzeczą nową i był on sporadycznie próbowany, ale nie doznał powodzenia, co się może tłumaczyć następującemi względami:

1) Narządy rozdzielcze, stosowane w postaci kurków walcowych lub stożkowych, nie mogły zapewnić należytej szczelności, i tam, gdzie było stosowane miarkowanie napełnienia, musiały być nieproporcjonalnie dużych wymiarów.

2) Przy stosowaniu jako zaworów płaskich tarcz, nie były one odciążone i straty na tarcie oraz ich zużywanie się były niepomierne.

3) Przy ilości obrotów stawideł obrotowych, nie zredukowanej w stosunku do liczby obrotów wału maszyny, rozrząd ten nie nadawał się do maszyn szybkobieżnych.

4) Nie był stosowany taki układ szczelin i kanałów przelotowych, któryby zezwalał na miarkowanie napełnienia i zwracanie biegu zapomocą tego samego organu biernego, bez udziału w tej lub innej formie mechanizmu jarzmowego.

Układ podany niżej usuwa te braki i daje rozrząd pary, górujący nad innemi pod następującemi względami:

1) Zezwala na stosowanie dowolnie dużej liczby obrotów maszyny, gdyż liczba obrotów stawidła może być zredukowana w stosunku podzielnym do liczby obrotów wału maszyny; stawidło ponadto nie posiada mas o ruchu zwrotnym, a krzywe otwarcia szczelin są daleko korzystniejsze, niż w innych rozrządach, co nie powoduje nadmiernego dławienia pary.

2) Zapewnia matematycznie prawidłowe i symetryczne działanie przy wszelkich napełnieniach, poczynając od najmniejszych, tak przy biegu przednim, jak i wstecznym.

3) Zezwala na miarkowanie napełnienia i zwracanie biegu maszyny zapomocą jednego biernego narządu.

4) Wobec możności dowolnego odciążenia układu rozdzielczego i stosowania minimalnych napełnień, zezwala nawet w maszynach jednocylindrowych, szczególnie przy zastosowaniu prostego przelotu pary, na użycie ciśnień znacznie wyższych, niż przyjęte przy 2-krotnem rozprężaniu pary.

5) Przy ruchu maszyny luzem bez pary, naprzykład na parowozach, zezwala bez udziału przepustnicy na ustawienie na szczelne przymknięcie zaworów wlotowych i ustawienie na przepuszczanie powietrza, na „by pass", zaworów wylotowych.

6) Na skutek lepszego wykorzystania cylindra i możności zastosowania większej liczby obrotów, względnie większej prędkości tłoka, wymiary cylindrów przy jednakowej mocy maszyny mogą być mniejsze, przez co cała maszyna staje się lżejszą i tańszą.

7) Prowadzenie stawideł, nawet w wypadku potrzeby wyrównania gry resorów, jak to ma miejsce na parowozach, składa się z mniejszej ilości części i jest prostsze, niż napęd jarzmowy.

8) Łatwość regulowania napełnienia nie wymaga dławienia pary w przepustnicy, przez co praca jest ekonomiczniejsza.

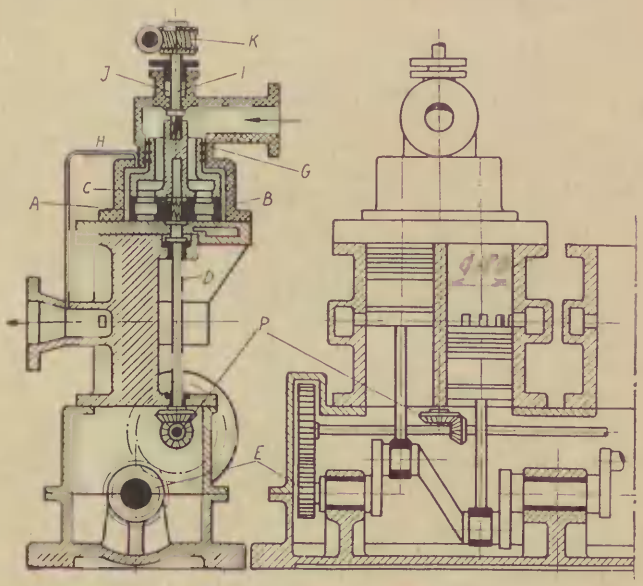
9) Elementy wlotu i wylotu pary są od siebie niezależne, co daje możność miarkowania napełnienia w dowolnych granicach.

10) Zapewnia niezmienność ustawienia stawideł, nie wymagającą ich sprawdzania, poza wypadkami awarji.

11) Tarcze mogą być swobodnie odciskane, co zabezpiecza cylinder od uderzeń wodnych.

W zależności od układu cylindrów i narządów rozdzielczych, maszyny z rozrządem obrotowym mogą znaleźć bardzo różnorakie zastosowanie, szczególnie tam, gdzie jest wymagana praca zmienna, lub miarkowana stała.

W chwili obecnej, poza jedną wybudowaną i pracującą na statku, która będzie opisana poniżej, w opracowaniu przez autora (łącznie z Warszawską Sp. Akc. Budowy Parowozów) znajdują się cztery następujące typy: 1" przemysłowa maszyna sprzę-



Skala 1:20

Rys. 1 i 2. Przekrój podłużny maszyny między cylindrami (przez głowicę rozdzielczą) i przez cylindry jednej sekcji.

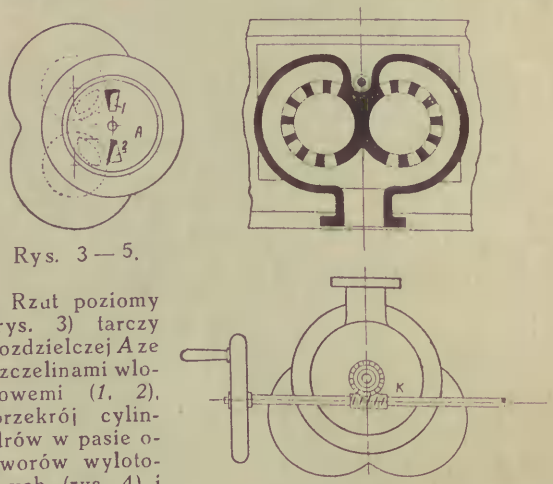
żona, na wysokie ciśnienie ze skraplaniem i automatycznem miarkowaniem napełnienia, 2" przeciwprężna jednostopniowa, 3"zwrotna sprzężona na wysokie ciśnienie z wolnym wydmuchem i 4" mała zwrotna maszyna dla dźwigu parowego.

Przechodząc do opisu maszyny (zastrzeżenie patentowe Nr. 34224) *), zbudowanej — dzięki przychylnemu stanowisku Ministerstwa Robót Publicznych — na jednym ze statków rzecznych, podaję jej konstrukcję ogólną na schematycznych rys. 1—5.

Cylindry, tłoki, korbowody, wał wykorbiony, panewki, karter i t. p. są tu typu normalnego, wzorowanego na konstrukcjach silników spalinowych. Cylindry pojedyńczego działania z jednokrotnem rozprężaniem pary ułożone są dwoma blokami po dwa cylindry z korbami pod kątem 180°. Maszyna jest typu przelotowego, t. zn. wydmuch dokonywa się zapomocą samego tłoka.

Rozrząd wlotowy składa się z tarcz wirujących o wspólnym układzie dla każdej pary cylindrów.

Na rys. 2 jest podany przekrój podłużny jednej sekcji maszyny, t. j. jednej pary cylindrów. Rys. 1 podaje przekrój poprzeczny maszyny między cylindrami przez głowicę rozdzielczą. Gładź



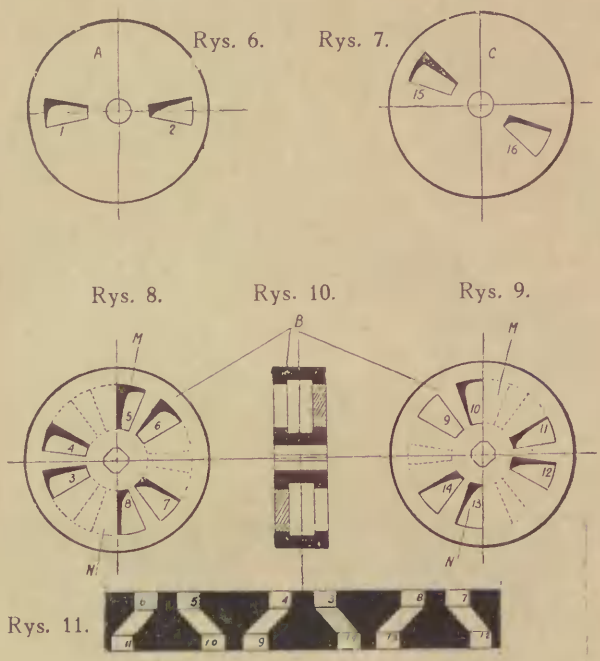
Rys. 3 — 5.

Rzut poziomy (rys. 3) tarczy rozdzielczej *A* ze szczelinami wlotowemi (*1*, *2*), przekrój cylindrów w pasie otworów wylotowych (rys. 4) i widok mechanizmu miarkującego (rys 5).

rozdzielcza *A* znajduje się na pokrywie cylindrów. Jest ona okrągła i posiada dwie szczeliny wlotowe *1* i *2* po jednej dla każdej pary cylindrów w postaci wycinków promieniowych o odpowiednim kącie (rys. 3). Do gładzi tej przylega tarcza

*) Obecnie patent polski jest już przyznany.

rozdzielcza *B*, posiadająca stosowne kanały przelotowe, zakończone po obydwóch stronach szczelinami, również w postaci wycinków kołowych. Tarcza ta jest osadzona na wałku rozdzielczym pio-



Rys. 6 — 11. Układ szczelin wlotowych.

nowym szczelnie w kierunku obrotowym, ale luźno w kierunku osiowym, co zapewnia stałe dociskanie jej przez parę do gładzi.

Wałek wraz z tarczą wprawia się w ruch obrotowy zapomocą stałej przekładni od wału maszyny z ilością obrotów trzykrotnie zmniejszoną. Dwukrotna przekładnia czołowa *E* 1 : 3 i *P* — stożkowa 1 : 1.

Dla możności miarkowania napełnienia i zwracania biegu maszyny, układ ten uzupełnia się przez szczelne przekrycie ruchomej tarczy rozdzielczej ustawianą nieruchomo w dowolnej pozycji kierowniczą tarczą odcięć *C*. Tarcza odcięć ustawia się współśrodkowo nad tarczą rozdzielczą

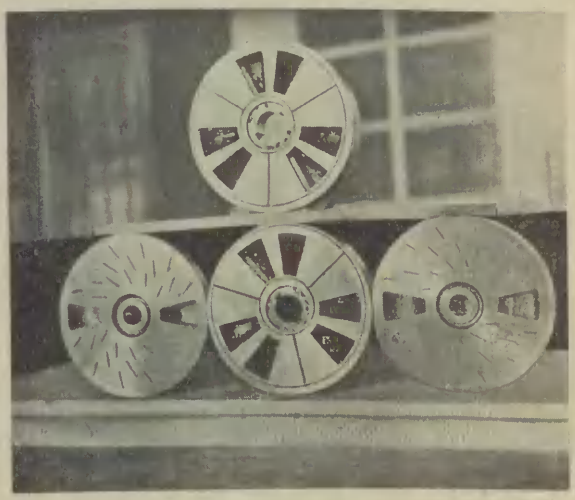
i posiada również szczeliny parowe, dostosowane do szczelin tej ostatniej.

Dla określonego kierunku biegu maszyny i stopnia napełnienia cylindrów, tarcza odcięć utrzymuje się stale na miejscu, przeto jedyną ruchomą częścią pomiędzy dwiema nieruchomemi pozostaje tarcza rozdzielcza *B* (rys. 1).

Tarcza odcięć jest osadzona luźno osiowo i obrotowo na końcu wałka rozdzielczego *D* i dociska się sama do górnej płaszczyzny tarczy rozdzielczej ciśnieniem pary, jak również dociska dolną płaszczyznę tej ostatniej do gładzi.

Dla odciążenia układu, tarcza odcięć jest wykonana w postaci butli, której wnętrze tylko łączy się z dopływem świeżej pary. Zewnętrznie szyja butli jest uszczelniona w głowicy *G* zapomocą opierścienienia.

Ponieważ dolna komora głowicy jest połączona rurką *H* ze środowiskiem wylotu, zewnętrzna powierzchnia tarcz nie jest pod ciśnieniem i może być dowolnie odciążona.



Tarcze rozdzielcze.

Tarcze odcięć przy miarkowaniu napełnienia i zwracaniu biegu maszyny przekreca się na potrzebny kąt zapomocą wałka *I*, osadzonego szczelnie

obrotowo i luźno osiowo w trzonie tarczy odcięć. Wałek ten przechodzi przez jedyną bierną dławnicę *J*. Zapomocą przekładni ślimakowej *K* wałki tarcz odcięć poszczególnych par cylindrów są między sobą połączone i mogą być jednocześnie ustawiane w żądanej pozycji.

Rzut poziomy mechanizmu miarkującego jest podany na rys. 5, zaś rys. 4 podaje przekrój cylindrów w pasie wylotowym.

Na rys. 6—11 jest podany układ szczelin parowych. Rys. 6 podaje układ szczelin na gładzi, przyczem szczelina *1* jest połączona z cylindrem lewym, a szczelina *2* — z prawym. Rys. 7 podaje układ szczelin na tarczy odcięć w jednej z jej dowolnych pozycyj. Rys. 8 i 9 podają układy szczelin na górnej i dolnej płaszczyznach tarczy rozdzielczej. Rys. 10 podaje przekrój średnicowy tej tarczy po linji *MN*, a rys. 11 — rozwinięty przekrój kołowy wzdłuż jednej ze współśrodkowych linij, przechodzących przez szczeliny.

Dla łatwiejszej orjentacji, na rys. 12 jest podany ogólny schemat układu, przyczem tarcze są pokazane w postaci analogicznych co do działania współśrodkowych kurków. Oznaczenia literowe i cyfrowe są pozostawione te same, co dla tarcz. Wlot pary w tym wypadku przewiduje się przez wydrążoną połać wewnętrznego kurka odcięć.

Schemat ten podaje sytuację przy biegu maszyny w kierunku, oznaczonym strzałką, przy położeniu tłoków lewego w górnym, a prawego w dolnym punkcie zwrotnym.

Cylinder prawy jest odcięty od środowiska wlotu, lewy zaś jest z niem połączony zapomocą szczelin *15—9—4—1*, w pozycji odpowiadającej kątowi przedzwrotowego wlotu. Ponieważ ruch obrotowy kurka (względnie tarczy) odcięć jest trzykrotnie zredukowany, rzeczywisty kąt przedzwrotowego wlotu jest trzykrotnie większy.

O ile wewnętrzny kurek (tarcza) odcięć zostanie przekręcony nieco w kierunku odwrotnym do biegu maszyny, to chwila początku otwarcia szczelin wlotowych, zależna od pozycji szczelin *1* i *4* oraz *2* i *8*, pozostanie bez zmiany, natomiast zamknięcie, zależne od szczelin *9* i *15* oraz *13* i *16*,

nastąpi wcześniej, przez co okres wlotu i stopień napełnienia cylindra stosownie się zmniejszy.

Przy położeniu szczelin kurka (tarczy) odcięć w pobliżu linji średnicowej *PR* jednoczesne otwarcie zewnętrznych i wewnętrznych szczelin ustaje zupełnie i wlot pary do cylindrów nie następuje.

Przy przekręcaniu kurka (tarczy) odcięć na prawo od linji średnicowej, otrzymuje się położenie, odpowiadające wciąż wzrastającym napełnieniom cylindrów przy odwrotnym biegu maszyny, zupełnie symetryczne do otwarć przy biegu poprzednim. Rzecz jasna, że przy odwrotnym biegu maszyny kierunek obrotu tarczy rozdzielczej jest również odwrotny.

Wielkości kątowe szczelin wybiera się w zależności od pożądanego kąta przedzwrotowego wlotu, który pozostaje stałym przy wszelkich napełnieniach, oraz od zadanego możliwie największego napełnienia cylindrów.

Dla dalszego wyjaśnienia tego układu i wskazania na możność zastosowania obrotowego rozrządu pary do maszyn parowych o innem przeznaczeniu, podane są niżej jego prawzory.

Najprostszy układ, podany na rys. 13, może być użyty jako narząd do wlotu lub wylotu pary z jednej strony cylindra maszyny niezwrotnej przy liczbie obrotów tego narządu, odpowiadającej liczbie obrotów wału maszyny.

Jak i poprzedni, układ ten składa się z ruchomego kurka (tarczy) rozdzielczego z jedną szczeliną przelotową *b*, znajdującego się pomiędzy nieruchomą gładzią ze szczeliną *a* i ustawionym w dowolnej pozycji kurkiem (tarczą) odcięć ze szczeliną *c*.

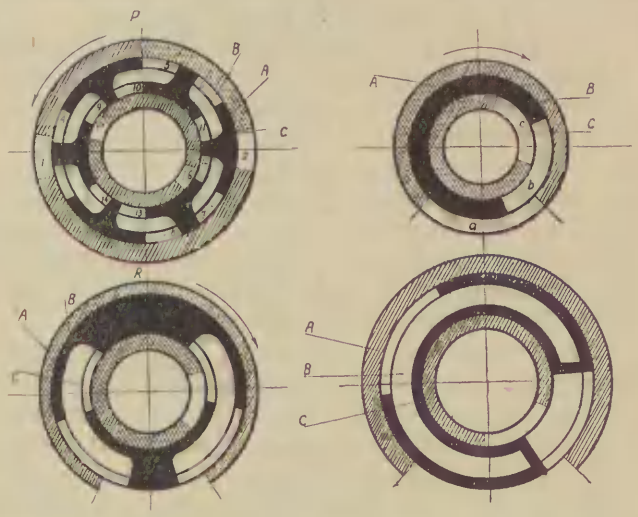
Jest jasne, że zapomocą szczelin *a* i *b* wnętrze cylindra pozostaje podczas obrotu maszyny przez określony czas połączone ze środowiskiem wlotu, którego perjodyczność jest przez to zapewniona.

Przekręcając kurek odcięć w kierunku odwrotnym do ruchu kurka rozdzielczego, pozostawiamy bez zmiany początek wlotu, ale przyśpieszamy zamknięcie przelotu, przez co napełnienie się zmniejsza.

Najprostszy układ zwrotny (dotychczas ani w praktyce, ani w literaturze technicznej nie wspominany) jest podany na rys. 14 w zastosowaniu do wlotu pary do jednego końca cylindra przy liczbie obrotów odpowiadającej liczbie obrotów wału maszyny.

Działanie jego jest identyczne z układem, podanym na rys. 12; prostem przekręcaniem kurka (tarczy) odcięć można miarkować napełnienie i zwracać bieg maszyny. Należy się zastrzec, że w tym wypadku, zachowując szczelne przymknięcie wlotu na „stop", mamy największe osiągalne napełnienie nie większe od $120^0 - \varphi^0$, gdzie φ kąt przedzwrotowego wlotu.

Układ podany na rys. 15 dla maszyny niezwrotnej zezwala na jednoczesny rozrząd wlotu i wylotu, przy wylocie stałym i wlocie miarkowanym. Tłumacząc to na układ tarczowy, mamy wylot pod tarczami odcięć do dolnej komory głowicowej. Tego rodzaju układ najbardziej się nadaje do maszyn przeciwprężnych.



Rys. 12 — 15. Schematy układów rozrządu obrotowego.

Z powyższych układów widać, o ile rozrząd obrotowy może być elastyczny w swych zastosowaniach i jak — przy odpowiednich modyfika-

CENTRALNE MUZEUM WOJSKOWE BIBLIOTEKA W WARSZAWIE

cjach w układzie szczelin, przy stosownie zredukowanej liczbie obrotów — może być zastosowany do maszyn zwrotnych i niezwrotnych, jako jedno lub wieloprzelotowy, dla jednego lub grupy cylindrów, wreszcie jako oddzielny dla wlotu i wylotu, lub wlotowo-wylotowy.

Przy maszynach dużych o zmiennej pracy i zwrotnych, jak maszyny parowozowe, mogą znaleźć zastosowanie układy oddzielne dla wlotu i wylotu z każdej strony cylindra.

Taki układ uniezależnia od siebie elementy wlotu i wylotu, zezwala na najdokładniejsze miarkowanie przy dowolnie małych napełnieniach i przy względnie nieznacznych wymiarach nie daje nadmiernego dławienia pary, przez co zezwala na lepsze wykorzystanie cylindra, względnie zmniejszenie jego wymiarów.

Dla sprawdzenia wpływu li tylko samego rozrządu pary na sprawność pracy lokomotywy, autor oparł się na jednym z istniejących typów (dawne rosyjskie parowozy „Prairie" 2-3-1, budowy Sormowskiej fabryki 1911 r.) i, nie zmieniając żadnych innych składników, przeprowadził obliczenie elementów pracy zarówno przy dotychczasowym suwakowo-jarzmowym rozrządzie pary, jak i przy projektowanym obrotowo-tarczowym.

Obliczenia te, aczkolwiek uwzględniają bliżej, niż dotychczas stosowane sposoby, wpływ szybkości tłoka na dławienie pary i wewnętrzne straty cieplne, nie mogą pretendować do dokładności bezwzględnej, ale w każdym razie mogą dać zupełnie wiarogodne wyniki porównawcze.

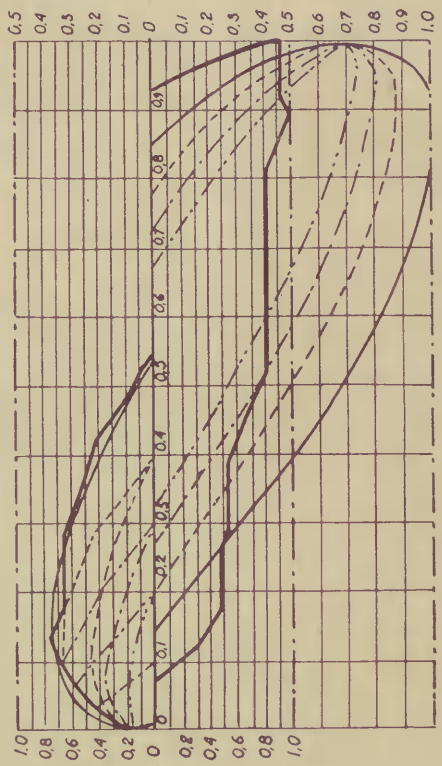
Przy odpowiednio skonstruowanym rozrządzie obrotowym, krzywe otwarcia szczelin parowych, szczególnie przy małych napełnieniach, przedstawiają się daleko korzystniej, niż przy suwakach.

Na rys. 16 są podane krzywe w obydwóch wypadkach, przyczem à priori całkowite pole szczelin, odpowiadające przekrojowi kanałów parowych przy rozrządzie obrotowym, jest przyjęte dwukrotnie mniejsze niż przy suwakowym.

Pomimo to, już przy normalnie stosowanem przy ruszaniu z miejsca największem napełnieniu

cylindra 55%, rzeczywiste prześwity są prawie równoznaczne, a przy roboczych napełnieniach dla dużych prędkości (15—25%) prześwity te przy rozrządzie obrotowym są prawie trzykrotnie większe.

Usprawnienie rozrządu, polegające dalej na zastosowaniu stałych elementów wylotu i możności zmniejszenia przestrzeni szkodliwych, znajduje swe

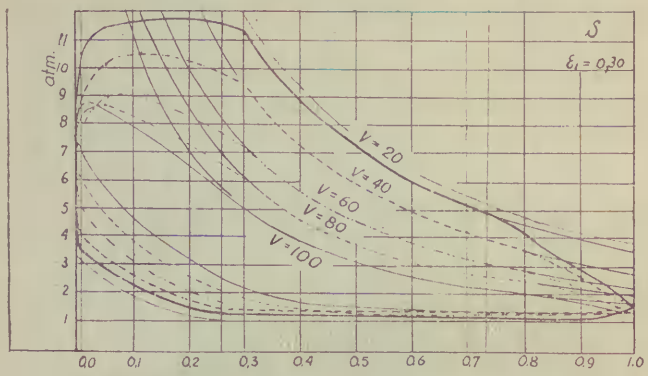


Rys. 16. Krzywe otwarcia szczelin parowych przy rozrządzie suwakowym i obrotowym.

odźwierciadlenie na podanych niżej (obliczonych teoretycznie) wykresach indykatorowych dla różnych prędkości biegu parowozu od 20—100 km/g. (rys. 17 i 18).

Z zestawienia tych wykresów wynika możność znacznie lepszego wykorzystania cylindrów przy rozrządzie obrotowym, a zatem przy jednakowej mocy maszyny możność zmniejszenia ich objętości.

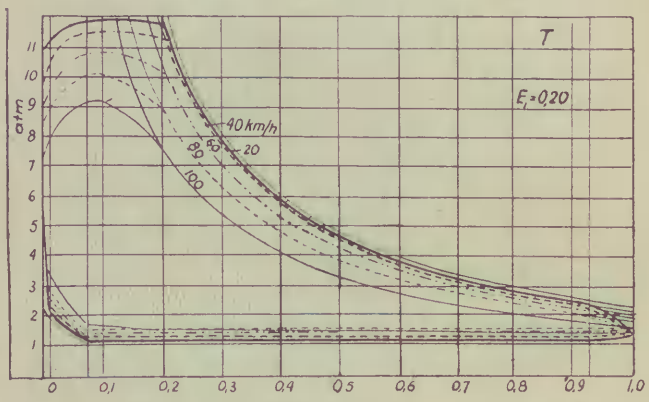
Na rys. 19 i 20 są podane krzywe mocy indykowanej parowozu, zbudowane na podstawie szeregu wyżej podanych wykresów w zależności od



Rys. 17. Teoretyczne wykresy indykatorowe maszyny parowozowej o rozrządzie suwakowym.

napełnienia w cylindrze i szybkości biegu parowozu.

Z wykresów tych widać, że przy rozrządzie suwakowym moc parowozu przy napełnieniu 0,4 załamuje się, wskutek strat w cylindrze, już przy



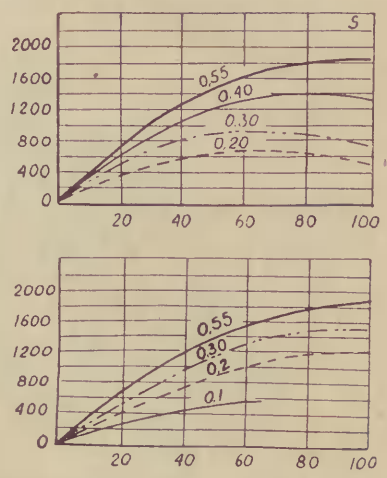
Rys. 18. Wykresy jak na rys. 17 przy rozrządzie obrotowym

szybkości 80 km/godz., gdy tymczasem przy rozrządzie obrotowym i napełnieniu 0,2, punkt załamania leży powyżej 100 km/godz.

Podane niżej wykresy (rys. 21—23) dają wielkości siły pociągowej na haku parowozu w zależności od szybkości biegu przy odparowaniu z 1 m^2 powierzchni ogrzewanej kotła $z = 20$, 30 i 40 kg pary na godzinę.

Miarkowanie pracy maszyny w obydwóch wypadkach przewiduje się wyłącznie przez zmianę napełnień.

Na rys. 21 jest podana siła pociągowa przy projektowanym rozrządzie obrotowym, zaś na rys. 22 — obliczona teoretycznie dla istniejącego parowozu z rozrządem suwakowym i na rys. 23 wymierzona doświadczalnie na tymże parowozie.



Rys. 19 i 20.

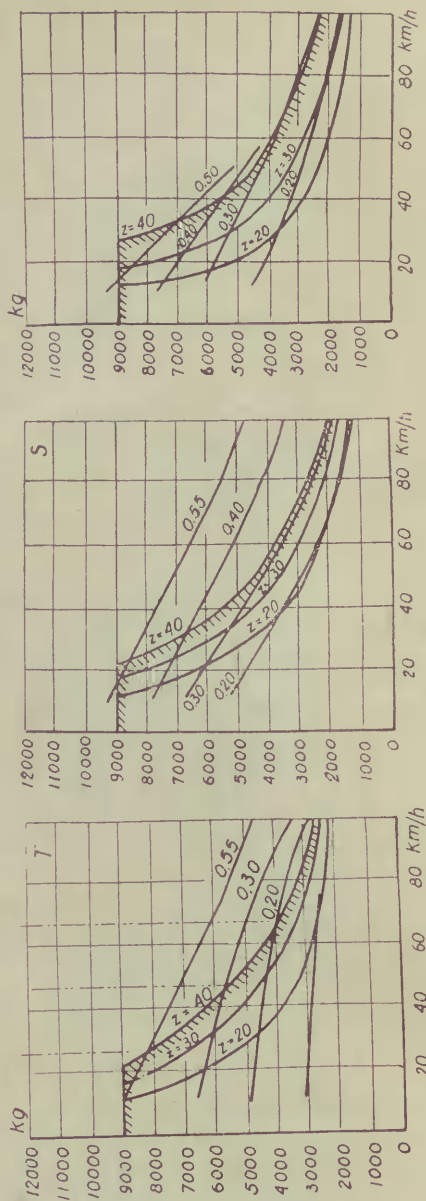
Moc indykowana parowozu w zależności od napełnienia i szybkości jazdy przy rozrządzie suwakowym (rys. górny) i obrotowym (rys. dolny).

Porównanie ostatnich dwóch krzywych wykazuje ich daleko idącą analogję, na skutek czego można przypuścić, że dopuszczone na wykresach teoretycznych błędy wzajemnie się kompensują.

W tem porównaniu ewentualna oszczędność w rozchodzie pary przy jednakowej pracy wynosi przy rozrządzie obrotowym do 30%, a więc wartość bardzo znaczną.

Autor nie wchodzi tu w bliższe szczegóły konstrukcyjne zastosowania obrotowego rozrządu do zwykłego układu parowozu, gdyż obecne stosowanie wysokich ciśnień i szybkobieżnych silników z przekładnią otwierają szersze możliwości dla maszyn opisanego typu, stwierdza tylko, że konstruk-

cja rozrządu obrotowego jest mniej skomplikowana od konstrukcji rozrządu suwakowo-jarzmowego,



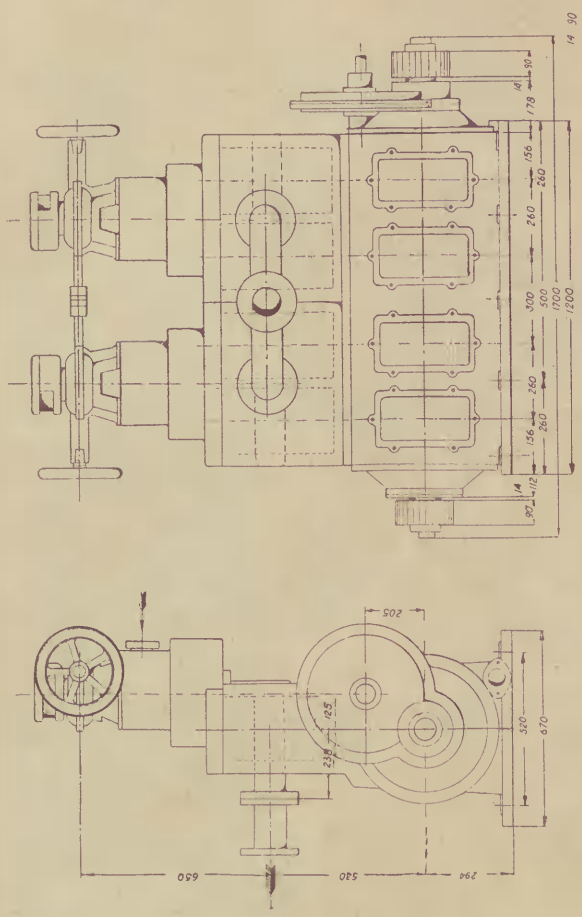
Rys. 21. Rys. 22. Rys. 23.

Rys. 21 — 23. Siła p ciągowa na haku parowozu w zależności od szybkości jazdy i odparowania (z).
Rys. 21 dotyczy rozrządu obrotowego.

posiada mniej odpowiedzialnych części, które są łatwo zamienne, a zezwalając na zmniejszenie

objętości cylindra i zwiększenie prędkości tłoka czyni całość lżejszą, a zatem tańszą.

Właściwości konstrukcyjne maszyny parowozowej i ewentualne teoretyczne wątpliwości są identyczne, jak względem opisanej wyżej maszy-



Rys. 24 — 25. Ogólny układ maszyny statkowej o rozrządzie obrotowym.

ny statkowej, dlatego też powracam do jej opisu i wyników jej próbnej pracy, mogących każdorazowo być sprowadzonemi.

Ogólny układ tej maszyny z jej wymiarami jest podany na rys. 24—25. Maszyna ta została skonstruowana i wykonana według mych szkiców i ob-

liczeń przez krajową fabrykę maszyn „Orthwein, Karasiński i S-ka" we Włochach pod Warszawą [1]).

Statek, na którym maszynę ustawiono, to holownik-bocznokołowiec o przeciętnej mocy 100—120 KM.

Koła otrzymują napęd od maszyny zapomocą obustronnej podwójnej przekładni zębatej, redukującej liczbę obrotów maszyny w stosunku 9 : 1. Przekładnie o zębach daszkowych zostały wykonane również przez wspomnianą fabrykę „Orthwein, Karasiński i S-ka".

Zasadnicze dane maszyny są następujące:

Ciśnienie pary w kotle 18 atm., 4 cylindry jednostronnego działania, po 2 w jednym bloku, o średnicy 180 mm i skoku 200 mm. Wlot pary przy pomocy układu tarczowo-obrotowego, według schematu, podanego na rys. 12. Stosunek pola szczelin wlotowych do przekroju cylindra 1 : 15. Stały kąt wlotu przedzwrotowego 12°. Wylot na zasadzie prostego przelotu pary jest uskuteczniany przez sam tłok przy wylocie przedzwrotowym 15% i sprężaniu 85% skoku tłoka. Stosunek szczelin wylotowych do przekroju cylindra 1 : 2,6.

---

[1]) Tu autor zmuszony jest poskarżyć się, że pomimo, iż miał możność dać wyjątkowe warunki zamówienia na wykonanie maszyny, bo za cenę według klucza od kosztów rzeczywistych i bez gwarancji firmy za należyte działanie maszyny, jedynie za dobroć jej wykonania, dopiero po długich kołataniach natrafił na firmę, która podjęła się dostawy.

Pomimo ówczesnego schyłku tej fabryki, co się odbiło na terminach i jakości wykonania, przedstawicielom jej, w osobach dyrektora inż. Rembowskiego, konstruktora inż. Braumana i konsultanta inż. F. Suchorzewskiego, autor dużo zawdzięcza przy realizacji jego pomysłu.

Montaż tej maszyny na jednym ze statków Warszawskiej Dyrekcji Dróg Wodnych o prowizorycznej nazwie „Inżynier", zawdzięczając przychylnemu stanowisku dyrektora inż. K. Rodowicza, został dokonany bezpośrednio przez Dyrekcję, przyczem za gorliwe i fachowe ujęcie sprawy, jak również przeprowadzenie dość skomplikowanych prób i badań, autor winien dużą wdzięczność personelowi Wydziału Mechanicznego Dyrekcji, a w szczególności kierownictwu Warsztatów Czerniakowskich w osobach: kom. inż. S. Sokołowskiego, inż. technol. K. Hoffmana, technol. F. Słoczyńskiego. techn. E. Zaremby, inż. J. Ciąglińskiego i całego zespołu techników, majstrów i rzemieślników.

Napełnienie cylindra może być regulowane, począwszy od szczelnego przymknięcia wlotu do 80%.

Waga całkowita maszyny, jednak bez rurociągów i fundamentów, 1725 kg. Waga przekładni 1780 kg.

Maszyna była obliczona na średnio przegrzaną parę i pracę ze skraplaniem pary przy przeciwciśnieniu 0,2 atm. Z przyczyn jednak niezależnych od autora maszyna pracuje dotychczas ze słabym przegrzewem (do 300°) i z wolnym wydmuchem do atmosfery.

Nienaturalne warunki pracy maszyny nie zezwoliły na bliższe porównanie osiągniętych praktycznie wyników z oczekiwanemi, jednak sprawność okazała się na przewidywanej wysokości.

Przewidywane sprężanie przy pracy ze skraplaniem było założone 4 atm. Sprężanie rzeczywiste, nawet po dołączeniu dodatkowych przestrzeni szkodliwych, przekracza 15 atm, co zmniejsza w znacznym stopniu moc maszyny, zmusza do pracy przy większych, a zatem mniej ekonomicznych napełnieniach, oraz powiększa tarcie tarcz rozdzielczych, które dla uniknięcia ich odciskania ze strony cylindra przez nienormalnie duże ciśnienie sprężania muszą być dodatkowo obciążone. Atoli i w tych warunkach osiągnięte wyniki zasługują na uwagę.

Obecnie statek ma poza sobą przeszło 200 godz. pracy i, po usunięciu drugorzędnych usterek wykonania (grzanie się panewek, zatarcie jednego z cylindrów), oraz po wprowadzeniu dodatkowego smarowania i po wzmocnieniu napędu rozdzielczego, jednak bez żadnych zmian konstrukcyjnych, pracuje on jako holownik, względnie jako szybkobieżny statek inspekcyjny zupełnie sprawnie.

Odbyte na nim próby komisyjne dały w różnych kierunkach wyniki następujące:

1) Przy pracy maszyny na uwięzi, kiedy obciążenie maszyny jest praktycznie największe, uciąg przy wskazanej mocy maszyny od 7,5 KM do 135 KM_i i liczbie jej obrotów od 100—280 na min (zredukowanej na wałach kołowych w sto-

sunku 9 : 1), mierzonej na samopiszącym siłomierzu, wyniósł od 375 do 1790 kg.

2) Przy biegu luzem i liczbie obrotów maszyny od 300—500, statek wykazał szybkość od 10,8 do 18 km/godz. (przeciętną z jazdy w górę i w dół rzeki), przy rozwijanej przez maszynę mocy od 32 do 165 KM_i.

3) Próba maszyny na bieg jałowy przy odłączonych kołach wobec braku kondensacji nie dała wyraźnych wyników, gdyż przy właściwem ciśnieniu 18 atm i zerowem napełnieniu cylindrów maszyna bez obciążenia dawała niepomierne liczby obrotów — powyżej 1000 na min — i należało uciekać się do dławienia pary w przepustnicy, co wobec bardzo znacznego sprężania dało na wykresach pętle pracy ujemnej.

4) Maszyna wykazała należytą miarkowność i zwrotność. Przerzucanie biegu maszyny odbywa się w przeciągu paru sekund. Miarkowanie napełnienia nie jest trudniejsze od przymykania przepustnicy.

5) Maszyna była kilkakrotnie badana przy okresowych rozbiórkach i części jej nie wykazały nienormalnego zużywania się.

Jedyne części maszyny, odbiegające od znanych wypróbowanych konstrukcyjnie — trące się powierzchnie tarcz rozdzielczych, gładzi cylindrowej i tarcz odcięć — nie wykazały ani zadarć, ani nierównomiernego ścierania się; odwrotnie, trące się powierzchnie doszlifowały się w zupełności.

6) Wobec pracy maszyny w nienormalnych warunkach, bez kondensacji i na wilgotną parę, bliższych badań nad rozchodem pary i węgla nie przeprowadzono.

Sporadycznie mierzony rozchód pary przy napełnieniach do 20% wynosił około 9—10 kg na 1 KM_i i godz., można zatem przewidzieć, że przy zastosowaniu skraplania pary i jej przegrzania rozchód powinien spaść poniżej 6 kg na 1 KM i godz., coby dało wyniki lepsze, niż przy normalnie stosowanych, dobrze utrzymanych, a kilkakrotnie cięższych maszynach sprzężonych.

Dwie pierwsze kategorje prób mają znaczenie nietylko dla samej maszyny, ale i dla całego ukła-

du statku. Zasadnicze dane statku „Inżynier" są następujące:

długość $L = 40{,}4$ m, szerokość największa $B = 4{,}4$ m, wysokość burty $H = 2{,}1$ m, zanurzenie $T =$ przodem 0,38 m, tyłem 0,52 m (po wyrównaniu i zabudowaniuprzodu założone $T = 0{,}50$ m),

spółczynnik wyporu średnio $\delta = 0{,}78$,
wyporność statku $G = L.\ B.\ T.\ \delta = 74$ tonny.

Jako napęd służą 2 boczne koła Morgana o średnicy czynnej 2,2 m i 7 łopatkach o wymiarach 1,70 $\times$ 0,55 m.

Wał kołowy jest rozdzielony i każde koło jest poruszane zapomocą osobnej dwukrotnej przekładni trybowej, redukującej ilość obrotów w stosunku 9 : 1.

Dane dotyczące pomiaru uciągu statku przy pracy na uwięzi, mierzonego na samopiszącym siłomierzu, są podane w postaci wykresów na rys. 26 i 27.

Wykres rys. 26 podaje wielkości uciągu U w kg, mocy wskazanej maszyny N_i w KM_i i średniego ciśnienia wskazanego P_i w atmosferach w zależności od ilości obrotów maszyny na minutę n, wykres zaś rys. 27 — wielkości U, P_i oraz $N_i : U$, t.j. uciągu jednostkowego w kg odniesionego do 1 KM w zależności od zużywanej mocy maszyny N_i.

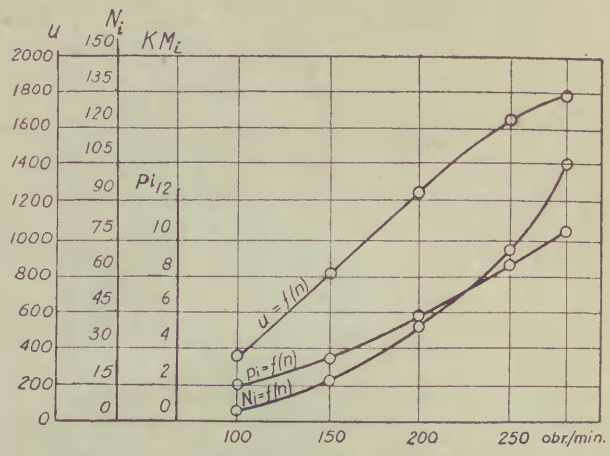
Z wykresów tych można wyciągnąć następujące spostrzeżenia:

1) Stosunkowo bardzo znaczny uciąg — 375 kg przy minimalnej rozwijanej mocy maszyny — 7,6 KM_i przy 100 obr./min wskazuje, że wewnętrzne opory maszyny i straty w przekładniach i mechaniźmie kołowym nie są bynajmniej nadmierne.

Odwrotnie, sprawność układu jest wyższa, niż przy normalnych wolnobieżnych maszynach statkowych compound z bezpośrednim napędem na wał kołowy, szczególnie, gdy w tym wypadku zauważa się normalny defekt — spora różnica w pracy dużego i małego cylindrów.

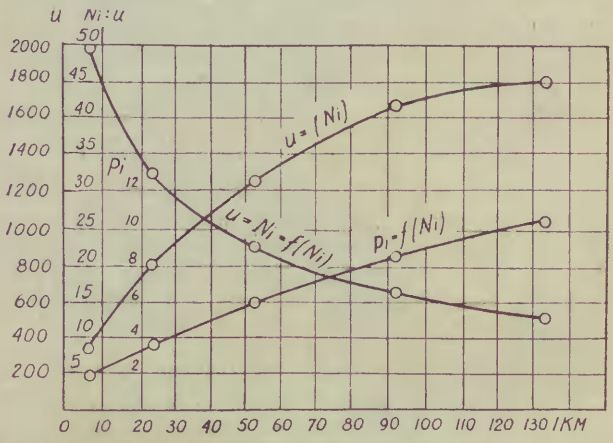
Na statku „Inżynier" uciąg na palu 1000 kg otrzymuje się przy wskazanej mocy maszyny ca

35 KM_i, gdy tymczasem identyczne próby ze zbliżonym co do wielkości i mocy statkiem „Inżynier Ćwikiel", z maszyną compound, mało zrównowa-



Rys. 26. Uciąg statku, moc ind. i średnie ciśnienie ind. w zależności od liczby obrotów maszyny.

żoną, wykazały potrzebę użycia dla otrzymania tego samego uciągu mocy maszyny ca 46 KM_i.



Rys. 27. Uciąg statku, średnie ciśnienie ind. oraz uciąg na 1 KM_i w zależności od mocy maszyny.

2) Szczyty wykresów wskazują, że dla danego układu kadłuba i narządu napędnego kresem możliwości uciągu jest ca 1800 kg otrzymywanych przy

280 obrotach maszyny i jej mocy ca 135 KM_i, oraz $P_i = 10{,}5$ atm.

Dalsze forsowanie maszyny, możliwe zresztą w niewielkich granicach, bo przy danym układzie parowym $P_{i\,max}$ nie może przekroczyć 12 atm, dałoby tylko znikomą nadwyżkę uciągu.

3) Z wykresu krzywej $U = f_1(N_i)$ na rys. 27 widać, że normalnym kresem uciągu powinno być około 1500 kg, do jakich to granic krzywa ta nie odchyla się zbytnio od prostej i P_i w cylindrze nie przekracza 6 atm, leżącego w granicach ekonomicznych napełnień. Nie wyklucza to jednak możności chwilowego forsowania maszyny dla otrzymania większego uciągu.

Druga serja prób dotyczyła przebiegu statku luzem.

Próby te, odbyte na wodzie bieżącej, na Wiśle pod Warszawą (km 502—506) i wypośrodkowane co do chyżości, jako przeciętne z jazdy w górę i w dół rzeki, nie mogą pretendować do absolutnej ścisłości, jednak w znacznej mierze odźwierciadlają istotny stan rzeczy.

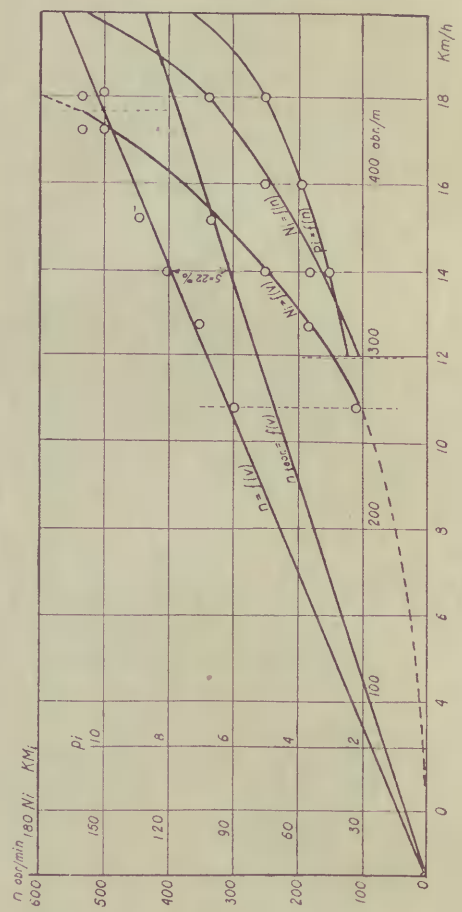
Rezultaty tych prób są podane na wykresie rys. 28.

Krzywe idealne, szczególnie co do punktów odpowiadających pomiarom chyżości, odbiegają nieco od danych eksperymentalnych, co się tłumaczy nieścisłością pomiarów naskutek niedokładności w kilometrażu rzeki wobec zmienności nurtu, wpływem wiatru, wreszcie tem, że chyżość statku odniesiona do wody stojącej nie jest właściwie średnią z biegu w górę i w dół, a zwykle nieco większą (poza siłą prądu staczanie się statku po równi pochyłej zwierciadła wody).

Próby wykazały, że statek przy ilości obrotów maszyny od 300 do 500 na minutę, co odpowiada ilości obrotów kół od 33 do 55, dał przeciętną chyżość od 10,7 do 17,6 km/godz.

Według danych eksperymentalnych, uślizg kół w tych granicach pozostawał prawie stały — ca 22,5%, aczkolwiek teoretycznie powinienby nieco zwiększać się ze zwiększeniem chyżości.

Praktyczna krzywa $n = f(v)$, przyjęta w danym wypadku jako prosta, w zależności od ilości obrotów maszyny n na minutę i chyżości biegu statku v km/godz., jest podana jako: $n = f(v)$, teoretyczna zaś prosta $n_{teor.} = f(v)$, bez brania pod uwa-



Rys. 28. Wyniki jazd próbnych statku.

gę uślizgu, jest obliczona na podstawie wzoru $\frac{\pi D.60}{Z} \cdot n = v$, gdzie D czynna średnica kół łopatkowych, a Z stosunek przekładni.

Najbardziej interesująca krzywa $N_i = f(v)$ po wprowadzeniu pewnych korektyw blisko odpowiada wzorowi

$$N_i = \varphi v^n ; \quad N_i = 0{,}016\, v^{3{,}2} .$$

Rzecz jasna, że tak forma tego wzoru, jak i otrzymane współczynniki stosują się tylko od danego kompleksu układu statkowego, t. j. łącznych danych kadłuba, kotła, maszyny i narządów napędnych i sam wzór może być użyty tylko w określonych granicach chyżości.

Ogólna forma tego wzoru jest znacznie bardziej złożona i składa się z dwóch wyrazów: $N_i = a v^{n_1} : b v_n^{2}$; z tych jeden daje pracę dla pokonania oporu czołowego statku i wzrastającego w stosunku blisko czwartej potęgi chyżości, a drugi pracę dla pokonania oporu bocznego od tarcia, wzrastającego w stosunku niespełna drugiej potęgi chyżości.

Spółczynnik a jest znacznie większy od spółczynnika b, dlatego też przy małych chyżościach przeważną rolę odgrywa opór boczny, natomiast ze wzrostem chyżości, ponieważ n_2 jest znacznie większe od n_1, opór czołowy nabiera coraz większej wagi i wreszcie kładzie praktyczny kres chyżości możliwej do osiągnięcia dla statków o kadłubach o kształcie prującym.

Opory statków o ślizgowej formie kadłuba podlegają innym prawom i dają dalej idące możliwości co do osiąganych chyżości, jednak, jak dotychczas, nośność takich ślizgowców jest bardzo ograniczona.

W dalszym ciągu należy wziąć pod uwagę, że w rzeczywistości odgrywa rolę nie moc wskazana maszyny N_i, a jej moc rzeczywista na wale $N_e = \eta N_i$, gdzie spółczynnik sprawności η nie jest stałym i wzrasta do pewnych granic dla danej maszyny ze wzrostem N_i.

Dla statków rzecznych o normalnym typie kadłuba i normalnej mocy maszyny, przyjmowanej od 0,5 do 2 KM_i na tonnę pojemności, odchylenia chyżości przy biegu luzem nie są duże i zwykle

zamykają się w granicach 10 do 20 km/godz., dlatego też podany wyżej wzór $N_i = \varphi v^n$, obliczony eksperymentalnie dla danego statku, daje duży stopień przybliżenia.

Zwiększenie mocy maszyny przy wzrastającej chyżości jest spowodowane tak zwrostem liczby obrotów n, jak i średniego ciśnienia wskazanego w cylindrach P_i.

To ostatnie ma swój kres, tak ostateczny, spowodowany właściwościami maszyny, jak i ekonomiczny, gdyż jednostkowe spożycie pary silnie wzrasta ze zwiększeniem poza pewnemi granicami P_i.

Uważając w danym razie, poza wypadkami chwilowego forsowania maszyny, kres ekonomiczny $P_i = 5{,}5$ atm, z wykresu jest jasnem, że najwyższa ekonomiczna chyżość statku przy biegu luzem sięga ca 10 km/godz., której w normalnych wypadkach nie należy przekraczać.

Odpowiada to w warunkach Wisły środkowej ca 15 km/godz. w górę rzeki i do 24 w dół.

Przytoczone powyżej daje dwa skrajne wypadki — przy pracy na uwięzi, gdzie cała praca pochłania się 100% uślizgiem, i pracy przy biegu luzem, gdzie przy mniej więcej ustalonym uślizgu ca 22,5% pracy maszyny zużywa się na pokonanie oporu ruchu statku. Dla otrzymania całokształtu należałoby te dane dokompletować szeregiem prób przy holowaniu pociągów różnego ciężaru, notując siłę uciągu na siłomierzu i szybkości przebiegu. Próby te są rozpoczęte, ale z przyczyn niezależnych nie są one doprowadzone do końca.

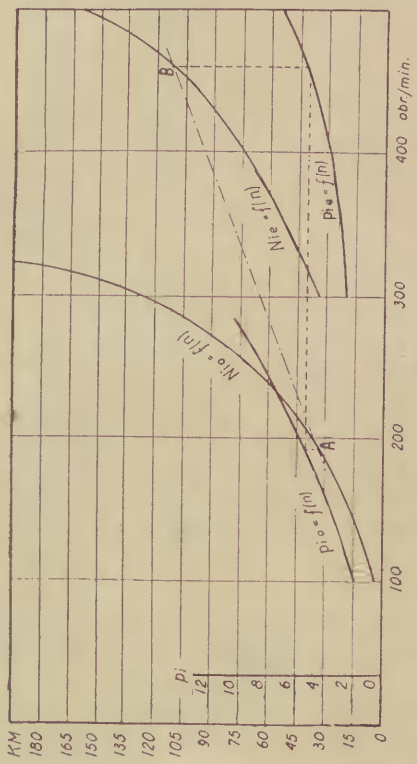
Pewne wytyczne można jednak otrzymać z prób skrajnych, co jest podane na wykresie rys. 29.

Na wykresie krzywa $N_{io} = f(n)$ odpowiada pracy na uwięzi, a krzywa $N_{ie} = f(n)$ biegowi luzem.

Jest jasne, że wszystkie krzywe $N_{ih} = f(n)$, odpowiadające biegowi z holunkiem pociągu określonego ciężaru, powinny leżeć pomiędzy temi skrajnemi krzywemi.

Zachodzi teraz pytanie, jakiemi szybkościami holowania należy posługiwać się przy ekonomicznej pracy maszyny.

Pod ekonomicznemi warunkami pracy, pojmujemy te, przy których rozchód jednostkowy paliwa na pożyteczną jednostkę pracy, za którą przyjmujemy 1 KM_i, nie przekracza pewnych określonych granic. Naogół, o ile praca maszyny wzrasta w stosunku prostym do iloczynu $n \cdot P_i$, spożycie paliwa wzrasta w stosunku do $n^s \cdot P_i^t$, gdzie wykładnik s jest zbliżony do jedynki i wzrasta tylko w wypad-



Rys. 29.
Zestawienie wyników pracy statku na uwięzi i biegu luzem.

ku nadmiernego forsowania kotła, a t jest naogół wyższe od jedynki.

W określonych granicach pracy możemy przyjąć:

1) ekonomiczność maszyny spada ze wzrostem P_i i jest niezależna od n,

2) moc wskazana maszyny jest w stosunku prostym do iloczynu $P_i \cdot n$,

3) naprężenia poszczególnych części maszyny, a zatem ich potrzebna moc, waga i, co za tem idzie, cena jest w stosunku prostym do $\sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} = \sqrt[3]{P_i}$, zatem są niezależne od n.

4) zużywalność poszczególnych części maszyny, a zatem koszt jej utrzymania i remontu jest mniej więcej w stosunku prostym do $P_i \cdot n$.

Założenia powyższe wskazują na zasadniczą korzyść przy osiąganiu zadanego N_i przez zwiększanie n kosztem zmniejszenia P_i.

Jeżeli ustalimy nieprzekraczalne ekonomicznie P_i, a $A\ P_i \cdot n$, czyli N_i ogranicza się oporami statku i pociągu, jest jasne, że przy holowaniu maszyna nie może rozwinąć pełnej ilości obrotów i moc maszyny jest mniejsza, niż przy biegu luzem, a zatem i zużycie paliwa jest mniejsze.

Uwypukla się to w statystyce taborowej, gdzie holowniki z reguły wskazują mniejsze jednostkowe spożycie paliwa, niż statki, pracujące luzem *).

Pochodzi to stąd, że zwykle zużycie pary, względnie paliwa, odnosi się do pewnej konwencjonalnej mocy maszyny, ustalonej dla quasi normalnych warunków pracy, podanych przez fabrykę. Tymczasem rozwijana moc maszyny przy pociągach różnego ciężaru, względnie przy biegu luzem, jest bardzo niejednakowa.

Pokazana na wykresie punktowana linja AB daje z pewnem przybliżeniem $N_i = f\ (n)$, względnie $N = f\ (v)$ przy założeniu, że $P_i =$ const. na granicy ekonomiczności przy ewentualnem holowaniu pociągów różnego ciężaru.

Każda maszyna posiada pewne granice P_i swego ekonomicznego działania, przyczem w zwykłych wolnobieżnych maszynach statkowych granice te są dość wąskie.

---

*) Według danych statystycznych Warsz. Dyr. Dróg Wodnych za przeciąg 1928—29—30 r. przeciętne zużycie węgla na KM_i i godz. pracy odniesione do konwencjonalnej mocy maszyny wyniosło dla holowników 1,22 kg, a dla statków inspekcyjnych 2,12 kg.

Przy biegu luzem maszynista normalnie stara się trzymać na skrajnej wysokości P_i, na co zwykle jest obliczone wydajność kotła. Przy holowaniu ilość obrotów maszyny spada, kocioł daje nadmiar pary, a ponieważ przyjętem jest, że należy jechać „na ile pary starczy", forsuje się P_i i ekonomiczność maszyny spada.

Bliższe zbadanie granicy ekonomiczności P_i i wydajności kotła może zorjentować możliwości wykorzystania zespołu i dać znakomite oszczędności na paliwie.

Opisana wyżej maszyna z obrotowym rozrządem pary jest daleko elastyczniejszą i ekonomicznie mniej czułą na wielkość P_i, dlatego też kocioł może być wykorzystany w pełni tak przy biegu luzem, jak przy holowaniu.

Należy dodać, że opisana maszyna, jako szybkobieżna, mogłaby znaleźć korzystniejsze zastosowanie na morskich statkach śrubowych, szczególnie takich, które wymagają czasowego forsowania, jak np. wojenne torpedowce i statki pościgowe, jako dużo lżejsza, elastyczniejsza i ewentualnie nie mniej ekonomiczna, niż normalnie stosowane maszyny.

Przy bezpośrednim napędzie na śrubę, uniknęłoby się względnie ciężkich i kosztownych przekładni, które muszą być stosowane przy napędzie kołowym.

Pierwsza zrealizowana mego typu maszyna nie jest naturalnie idealną i po bliższem praktycznem jej rozpatrzeniu nasuwają się dalsze możliwości jej udoskonalenia i uproszczenia.

Jednak wyniki realne stwierdziły prawie w całej pełni przewidywania teoretyczne i autor ma tę głęboką satysfakcję moralną, że jego przeszło dwudziestoletnia praca w tym kierunku nie poszła na marne, a wniosła pewien polski wkład do rozwoju mechaniki cieplnej.

CENTRALNE MUZEUM MORSKIE W GDAŃSKU BIBLIOTEKA

10,-

BIBLIOTEKA
Centralnego
Muzeum
Morskiego
w Gdańsku

II 7125