NOWSZE
MASZYNY PAROWE

NAPISAŁ

ADAM SŁUCKI,
Inżynier.

Odbitka z „Przeglądu Techniczn." — Rok 1911.

WARSZAWA.
Druk Rubieszewskiego i Wrotnowskiego, Włodzimierska 3.

1912.

NOWSZE
MASZYNY PAROWE

NAPISAŁ

ADAM SŁUCKI,

Inżynier.

Odbitka z „Przeglądu Techniczn.“ — Rok 1911.

J. Kamiński

WARSZAWA.

Druk Rubieszewskiego i Wrotnowskiego, Włodzimierska 3.

—

1912.

Centralne Muzeum Morskie w Gdańsku
Bibl.
III 19.533

Pojawienie się turbiny parowej i silnika o gazie ssanym, oraz ropowego Diesela, tak wstrząsnęło światem przemysłowym, że maszyna parowa, ta jedyna dotąd „alma mater manufacturiensis“, zdawało się, że otrzymała cios śmiertelny. Lecz cios ten był tylko pobudką do ocknienia się jej, zniewolona bowiem do współzawodnictwa przez nowych przybyszów, maszyna parowa zrobiła nowe postępy, dzięki którym jej stanowisko w przemyśle jeszcze się więcej umocniło.

Okazuje się dziś, po przejściu pierwszego zachwytu turbiną parową, że do napędu fabryk jest ona dopiero poza mocą 1500 k. m. korzystniejszą od maszyny parowej, i że silnik o gazie ssanym, jakkolwiek bardzo oszczędny, jest tylko wówczas niezawodny, gdy ruch fabryki trwa bez przerwy (24 godziny) i przy obciążeniu stałem, silnik zaś Diesela współzawodniczy z maszyną parową tylko tam, gdzie cena ropy jest bardzo nizka.

Oprócz tego, nowowynaleziony sposób „stosowania pary z przelotni maszyny parowej sprzężonej“ daje maszynie parowej zupełną przewagę nad innymi silnikami, jeżeli zachodzi potrzeba stosowania pary do ogrzewania lub fabrykacyi.

Postępy, które maszyna parowa w ostatnich latach zrobiła, dotyczą tak strony konstrukcyjnej, to jest szczegółów maszyny parowej, jak i zasadniczego jej działania, t. j. obiegu parowego i ustroju. Nie będę mówił o stosowaniu pary przegrzanej, która jest dziś dominującą tak w maszynach parowych jak i w turbinach, lecz o nowszych systemach konstrukcyjnych maszyny parowej, a mianowicie o maszynie parowej Van den Kerchove, Bollinckxa, Lentza, a głównie o maszynie parowej przelotowej, ustroju prof. Stumpfa i o odbiorze pary z przelotni (receivera) do celów ogrzewalnych, czyli o maszynie parowej ogrzewalnej wogóle.

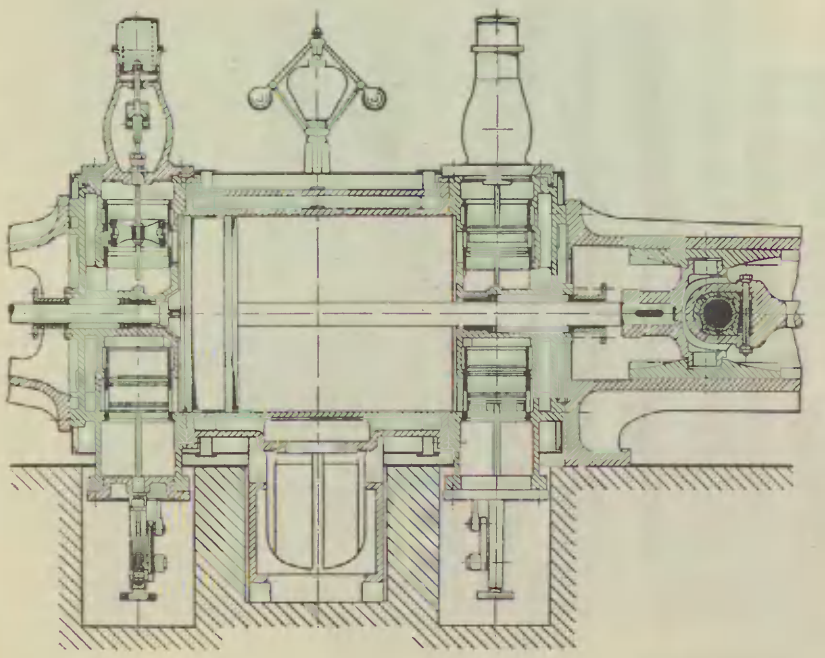
Maszyna parowa Van den Kerchove miała w osobie prof. Schrötera swego Byrona. Dzięki mistrzowsko przeprowadzonym badaniom prof. Schrötera, maszyna ta zdobyła sobie pierwszorzędne stanowisko w technice.

Niesłychanie dotąd mały rozchód pary na konia i godzinę, jaki otrzymał prof. Schröter przy badaniu maszyny parowej Van den Kerchove posobnej (tandem) sprzężonej, o mocy 200 k. m., a mianowicie 4 *kg* na 1 k. ind./godz. pary o $9^1/_2$ atmosferach (nadciśn.), przegrzanej do 350° C., co odpowiada 2840 ciepł. na 1 k. m. [1]) zwrócił na siebie uwagę całego świata technicznego. Jest to dzielność silnika $\eta = 22\%$, niewiele mniejsza od silnika spalinowego średniego typu. Rezultat taki objaśnia się niewielką przestrzenią szkodliwą i małą powierzchnią chłodzącą tejże, osiągniętą przez ustawienie zaworów rozdziałowych tłoczkowych w pokrywach cylindrów, ogrzewanych parą świeżą (rys. 1 i 2). Skok tłoków jest dość znaczny, 2,6 razy większy, niż średnica cylindra małego.

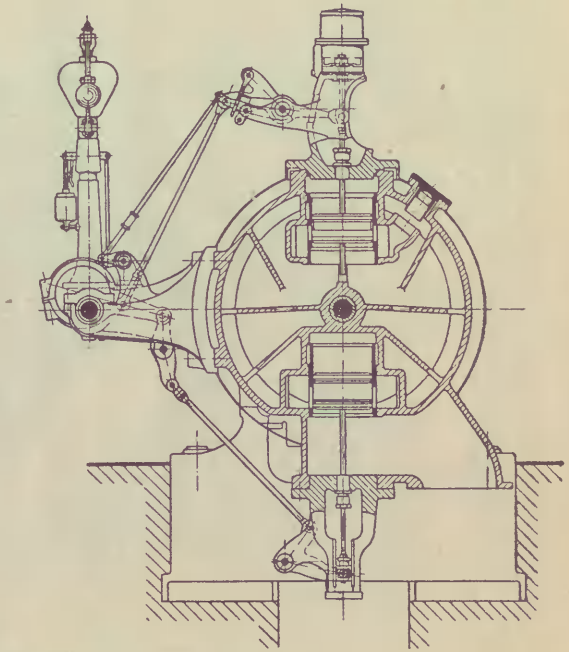
Najcharakterystyczniejszą częścią maszyny parowej Van den Kerchove są jej zawory tłoczkowe (rys. 3), stosowane zamiast zwykłych wentyli dwusiedzibowych. Tłoczki zaworów, zaopatrzone w sprężyny, przy podnoszeniu i opadaniu otwierają i zamykają wlot lub wylot pary, podobnie jak suwaki cylindryczne. Wyższość tych zaworów tłoczkowych nad zwykłymi wentylami dwusiedzibowymi polega niewątpliwie na mniejszej powierzchni chłodzącej od strony wnętrza cylindra, możliwie małej przestrzeni szkodliwej i w bezwzględnem odciążeniu nadciśnienia pary na zawór. Zawory te wymagają bardzo starannego wykonania, z uwzględnieniem rozszerzalności tłoczków i sprężyn pod parą, aby podczas pracy dobrze uszczelniały. Nie mniej charakterystyczną dla maszyn Van den Kerchove jest budowa cylindra parowego (rys. 4), składającego się z właściwego cylindra i pokryw, w których są umieszczone zawory. Odlew samego cylindra jest wskutek tego bardzo prosty, cylinder nie paczy się przez stosowanie pary wysoko przegrzanej, a pokrywy, w których się znajdują zawory, są dobrze ogrzane parą świeżą, co niewątpliwie wpływa na tak mały rozchód pary w tej maszynie parowej. Ta budowa cylindra parowego stała się dziś prawie powszechną dla cylindrów do pary przegrzanej, lecz zawory tłoczkowe stanowią wyłączną prawie cechę maszyn Van den Kerchove. Rozdział pary zewnętrzny maszyn Kerchove jest wyhaczany (rys. 5), zmienny od regulatora, o osi pionowej. Maszyny parowe z zaworami tymi, wykonywują oprócz fabryki Van den Kerchove w Gandawie, L. Zieleniewski w Krakowie, oraz Saska Fabryka Maszyn w Chemnitz, a w Rosyi Tow. Bud. Okrętów w Mikołajewie.

---

[1]) *Forschungsarbeiten* № 19.

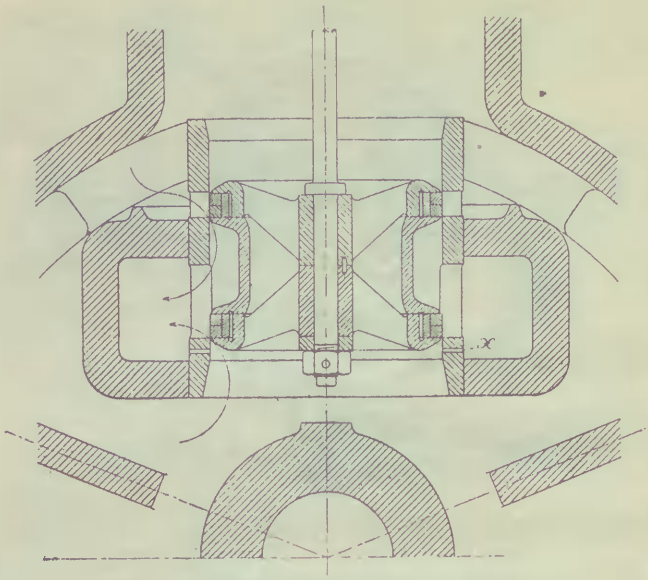


Rys. 1.

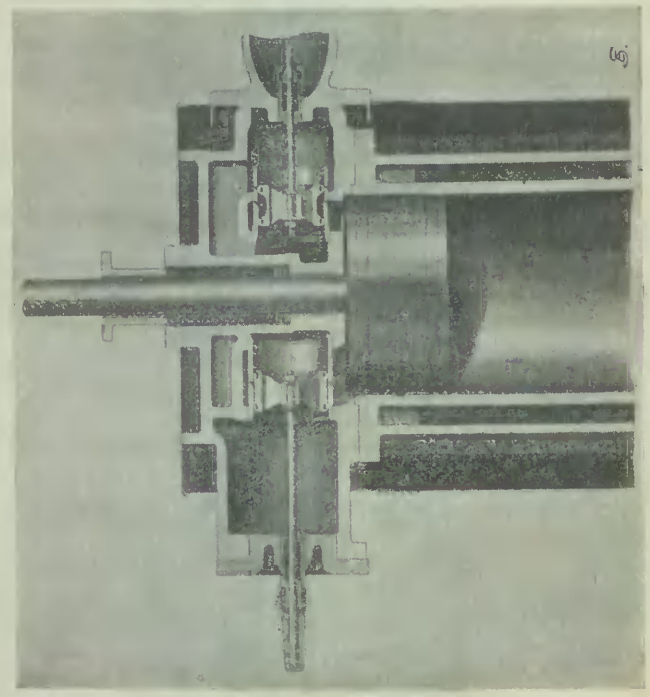


Rys. 2.

Cylinder parowy van den Kerchove.

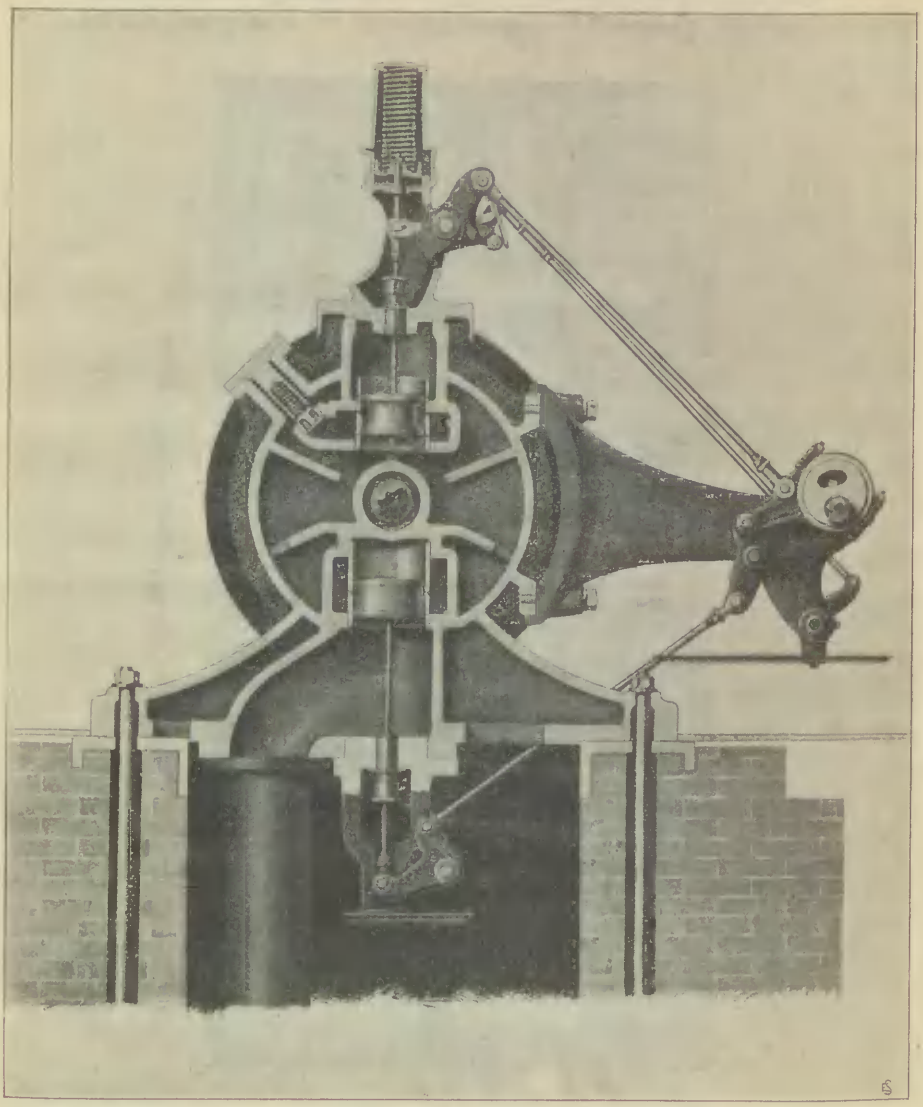


Rys. 3. Zawor tłoczkowy van den Kerchove.



Rys. 4.

Firma belgijska Bollinckx, zachęcona rezultatami Van den Kerchove, stosuje tłoczki zaworowe, jako organy wylotowe (tabl. I), a zawory dwusiedzibowe jako wlotowe. Ma-

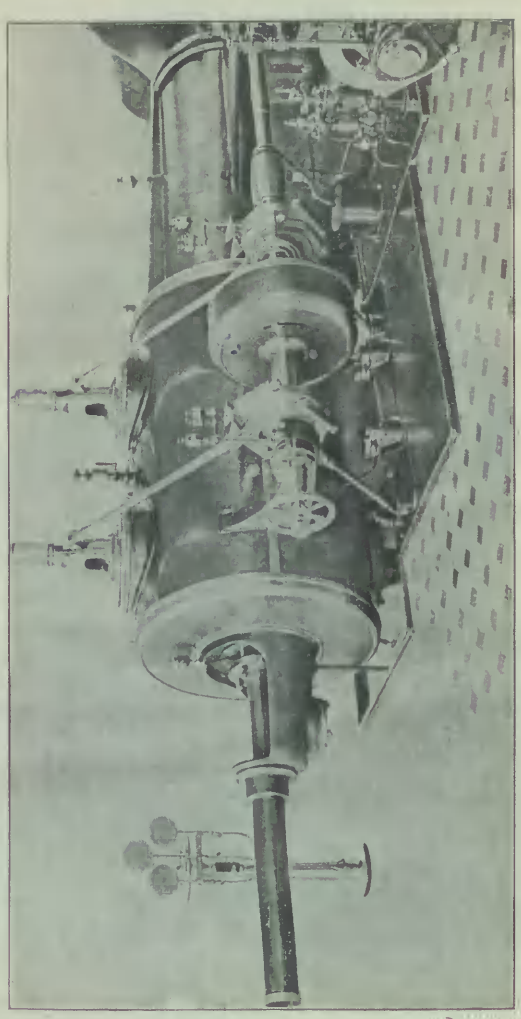


Rys. 5.

szyna ta posiada wiele ciekawych szczegółów, właściwych nowszym maszynom parowym, jak dławnice bez szczeliw do wrzecion wentylowych, pierścieniowo-sprężynowe dławnice do tłoczysk, wentyle dwusiedzibowe swobodnie rozsze-

rzające się, łącznik między cylindrami dwudzielny i t. p., a głównie rozdział pary Lentza.

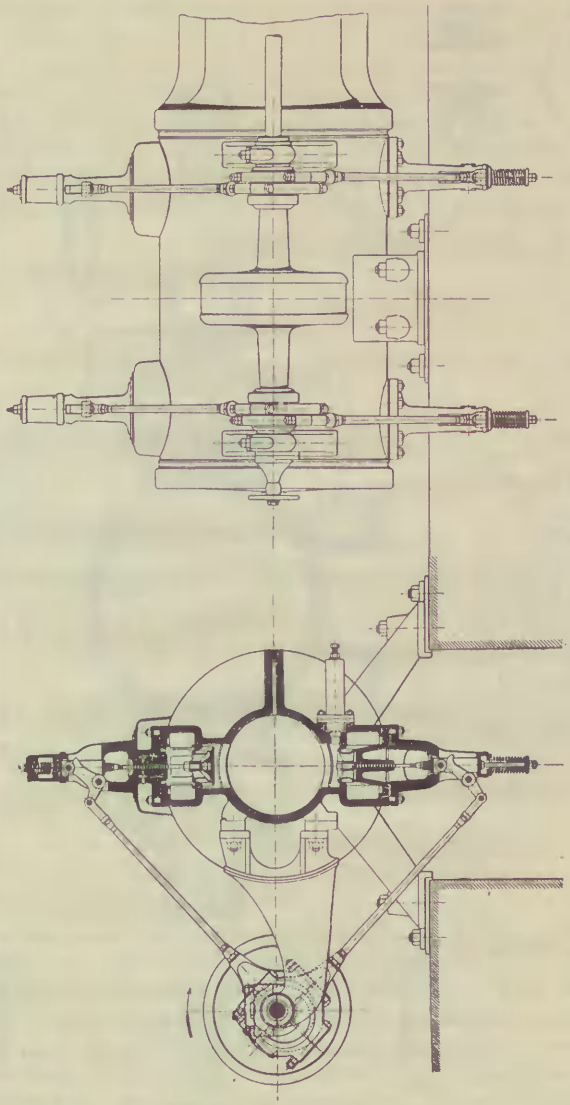
Gdy maszyny Van den Kerchove' i Bollinckxa przedstawiają subtelność konstrukcyi romańskiej, w Niemczech i innych państwach rozpowszechniła się maszyna parowa



Rys. 6. Maszyna parowa ustroju Lentza.

ustroju Lentza, odznaczająca się racyonalnością i prostotą budowy (rys. 6). Rozdział pary Lentza zaworowy jest musowy, zmienny od regulatora osiowego (mimośrodowego), działającego na mimośrody, poruszające zawory rozdzielcze. Zasada ta nie jest nowa, ale była zdyskredytowana przez regulatory osiowe, których konstrukcyę dopiero w ostatnich czasach udoskonalono.

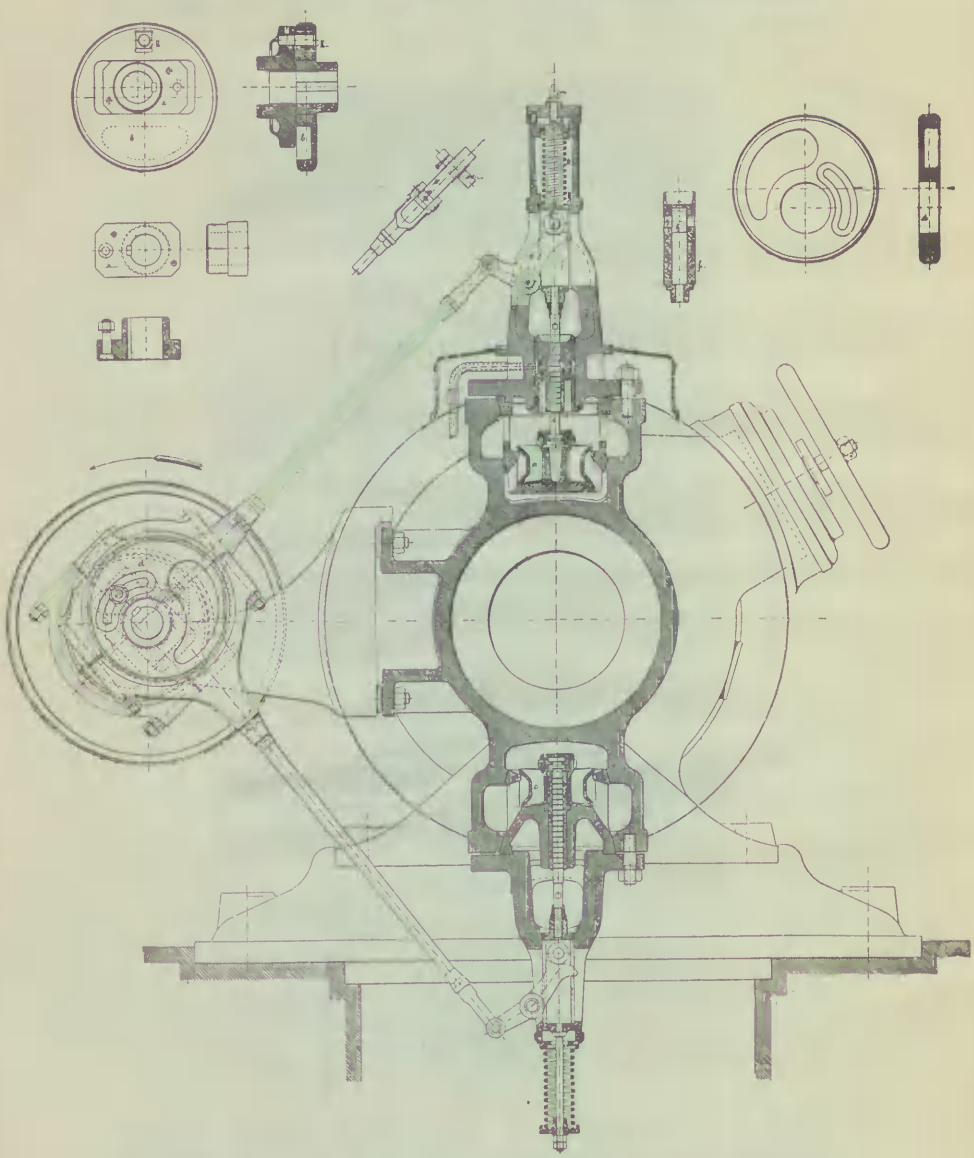
Szczegółowy obraz rozdziału pary Lentza przedstawia rys. 7 i 8. Na wale sterowym są umieszczone 4 mimośrody, z których 2, działające na zawory wlotowe, posiadają kamienie, nastawiane przez regulator osiowy, gdy natomiast



Rys. 7. Rozdział pary Lentza.

wentyle wylotowe są poruszane przez zwykłe mimośrody, umocowane na wale rozrządczym. Zawory (wentyle) parowe, dwusiedzibowe, odciążone częściowo lub zupełnie, osadzone w gniazdach lub bez nich, są umocowane na wrzecionach, prowadzonych w dławnicach bezszczelinowych, ustroju

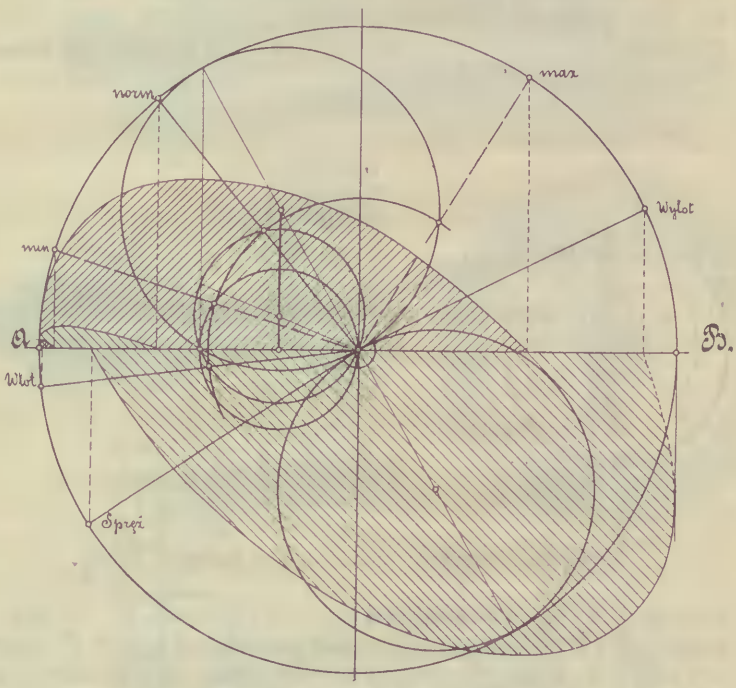
Lentza. Budowa tych dławnic (rys. 8) jest bardzo prosta. Wrzeciono wentylowe, zaopatrzone w kilkanaście rowków pierścieniowych, przechodzi przez tuleję żeliwną bez jakich-



Rys. 8. Rozdział pary Lentza.

bądź szczeliw na zewnątrz, wymagana jest tu tylko dokładność wykonania, a mianowicie wymiary średnicy wrzeciona i tulei (rozgrzane) nie powinny się więcej różnić niż na

$^1/_{100}$ *mm*, a przytem jedno przez drugie powinno przechodzić gładko, co łatwo osiągnąć, gdy części te są szlifowane. Oprócz tego, na $^3/_4$ wysokości tulei znajdują się boczne otwory, do których prowadzi rurka, wychodząca na zewnątrz lub do kondensatora. Rurka ta odprowadza na ze wnątrz wszelkie opary, któreby się przez tę dławnicę przedostawały tak, że wokoło maszyny jest zawsze czysto, parowania żadnego nie widać, i powietrze w sali maszyn nie jest przesycone oparami i smarem. Rowki wrzeciona napełniają się smarem i skroplinami, spełniając po części funkcye szczeliwa. Dławnice te są dziś bardzo rozpowszechnione, ponieważ niewymagają zmiany szczeliw (pakunków), a więc i wydatków



Rys. 9. Wykres ruchu w rozdziale pary Lentza.

z każdą zmianą związanych, oraz niezależne są od obsługi, czyli mocy dociskania pakunku, przez co zawór opada zawsze należycie; przy dławnicach bezszczelinowych zawisanie zaworów jest wykluczone. Dławnice takie pracują wiele lat bez zmiany i są istnem dobrodziejstwem dla obsługujących maszynę parową.

Działanie zewnętrznego rozdziału pary jest następujące: wrzeciono wentylowe połączone jest u góryz chomątem rozwidlonem *f* (rys. 8), w którym umocowana jest rolka *h*, opierająca się na wahaczu kątowym *o*. Punkt *p* wahacza, połączony z drągiem mimośrodu regulatora, opisuje łuk, któ-

rego cięciwa przedstawia nam jakoby drogę suwaka, poruszanego mimośrodem. Na rys. 8 przedstawiony jest początek wlotu pary. Wykres ruchu punktu *p* jest identyczny z ruchem zwykłego suwaka, poruszanego przez mimośród ze zmiennym kątem przodowania, którego linia środkowa jest prostą (kulisa Allan-Trick) (rys. 9).

Podnoszenie wentyla otrzymuje się przy różnych napełnieniach w odsetkach największego skoku, jak następuje:

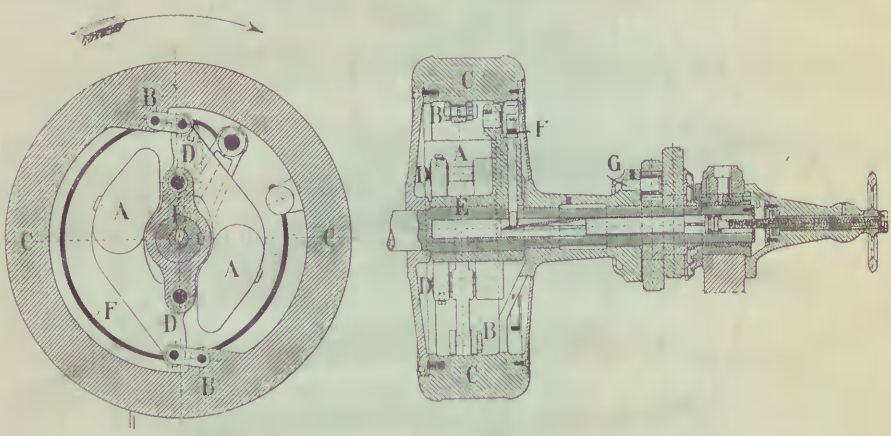
Napełnienie cylindra parowego:

0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,65

Podnoszenie wentyla w % największego skoku jego:

5%	20%	43%	69%	84%	94%	100%	100%	100%	100%	100%

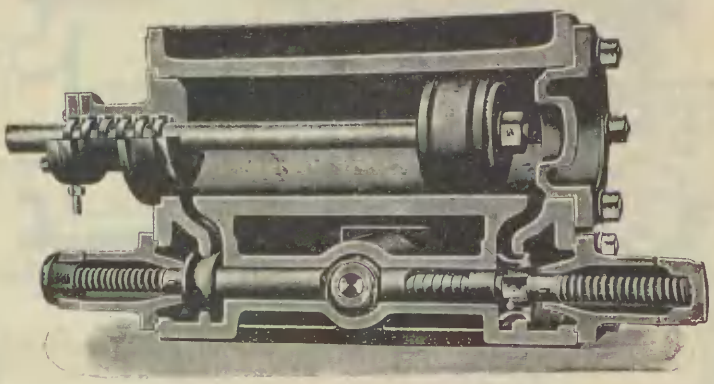
Regulator osiowy (mimośrodowy) Lentza (rys. 10) składa się z pierścienia bezwładności *C*, do którego przymoco-



Rys. 10. Regulator mimośrodowy inercyjny Lentza.

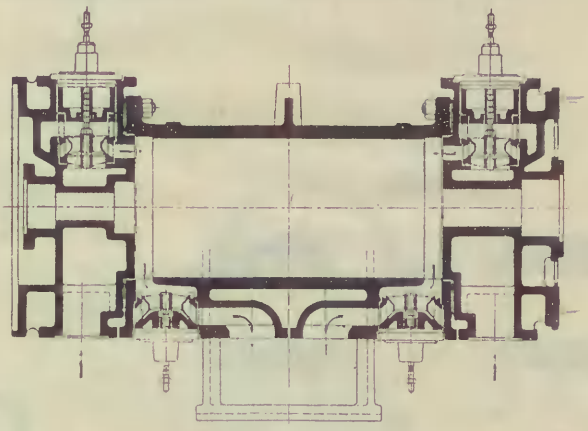
wane są bryły (wahaki) *AA* i sprężyna płaska *F*, która również jak i bryły *AA* są połączone z nadlewami piasty *E*, umocowanej na wale rozrządczym. Podczas biegu maszyny, bryły *AA* oddalają się od środka wału, skręcając pierścień bezwładności *C* oraz kamienie mimośrodów *G*, połączonych z nimi, wskutek tego następuje zmiana kątów przodowania mimośrodów (rys. 9) oraz napełnienia. Napięcie sprężyny daje się regulować zapomocą klucza przez przesunięcie punktu oporu *D* sprężyny na piaście *E*, lub z zewnątrz, podczas biegu, zapomocą kółka ręcznego, które skręca ramię *D*, ograniczające długość sprężyny. Podczas ustalonego biegu maszyny, siła odśrodkowa brył wahakowych utrzymuje się w równowadze ze sprężyną, i pierścień bezwładności *C* wisi swobodnie między obydwiema, obracając się wraz z nimi i z wałem rozrządczym. Jeżeli zaś maszyna przy zwiększonem obciążeniu zwalnia swój bieg, pierścień *C*, wskutek

nabytej energii ruchu, nie zwalnia prędkości obrotu i pociąga za sobą bryły wahadłowe, powiększając siłę przestawiania mimośrodu. Tym sposobem bezwładność pierścienia *C* przyspiesza i powiększa siłę regulowania.



Rys. 12. Cylinder lokomobili Lanza.

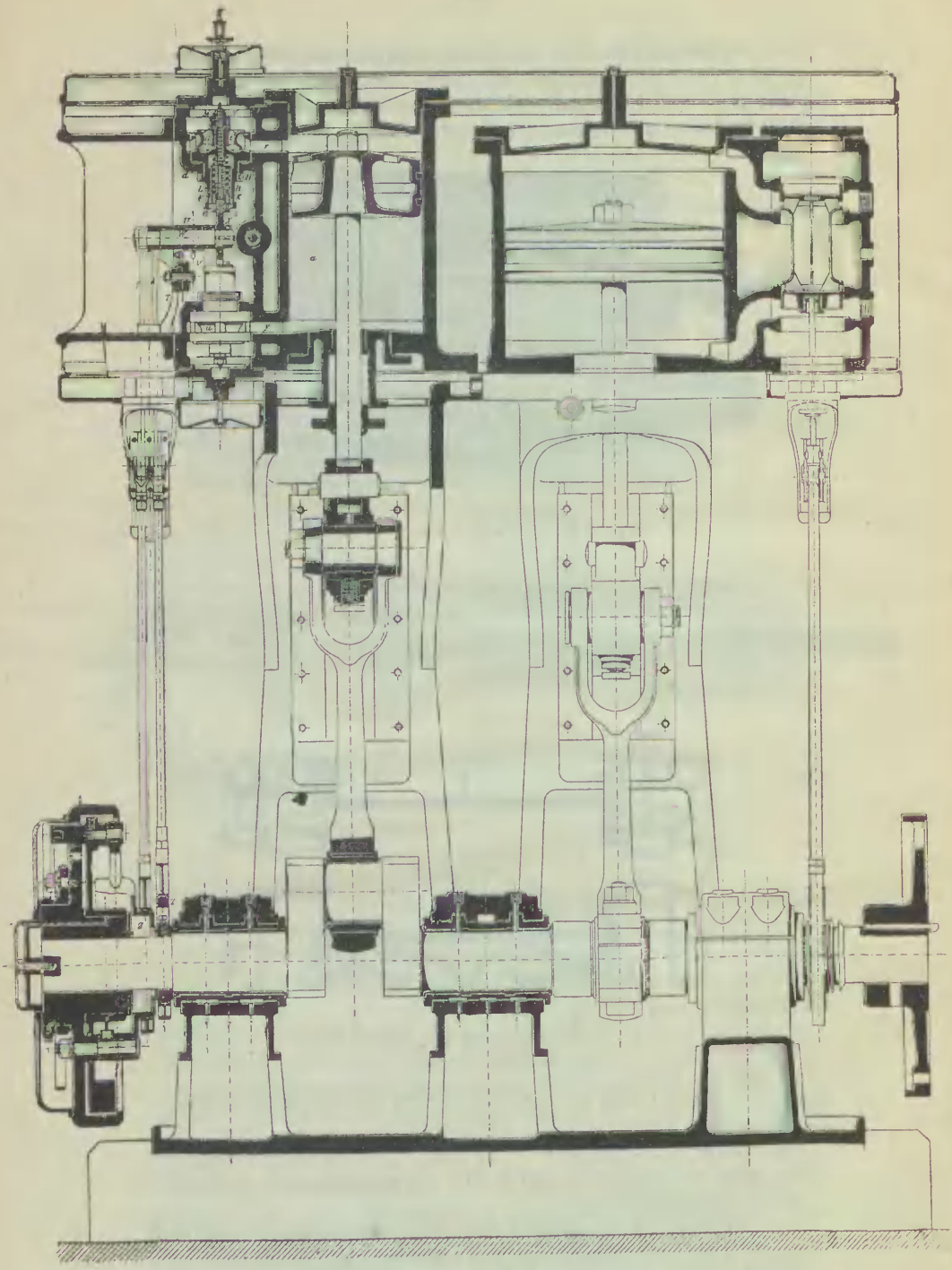
Regulatory mimośrodowe o pierścieniach bezwładności mogą łatwo przeregulowywać, jeżeli koło rozpędowe jest zbyt lekkie, lub ruch danej fabrykacyi raptownie zmienny. Wtedy należy stosować regulatory mimośrodowe bez pierścieni



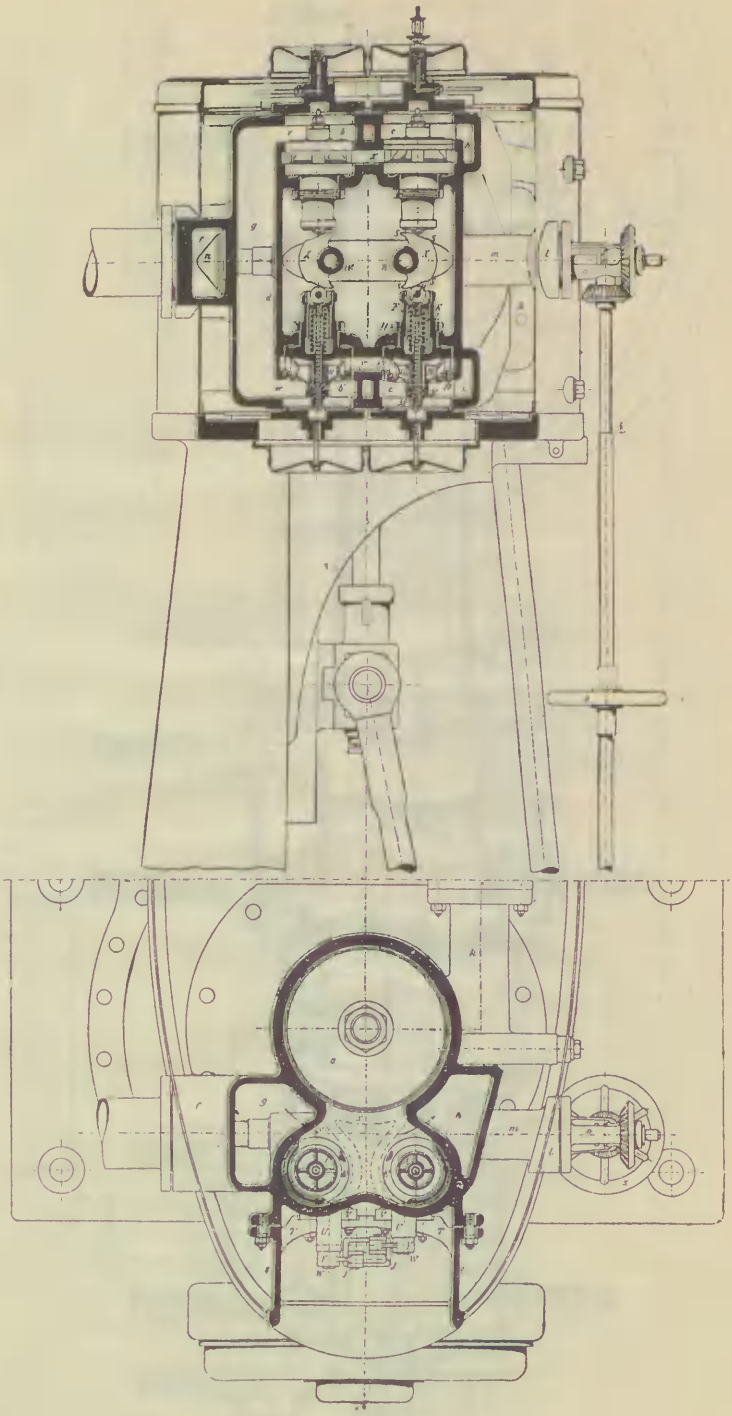
Rys. 13. Cylinder parowy, wykonywany przez fabrykę Cottbus.

bezwładności, natomiast o wielkich rozmiarach i dużej mocy, aby posiadały tę samą siłę regulacyjną, jak z pierścieniami bezwładności.

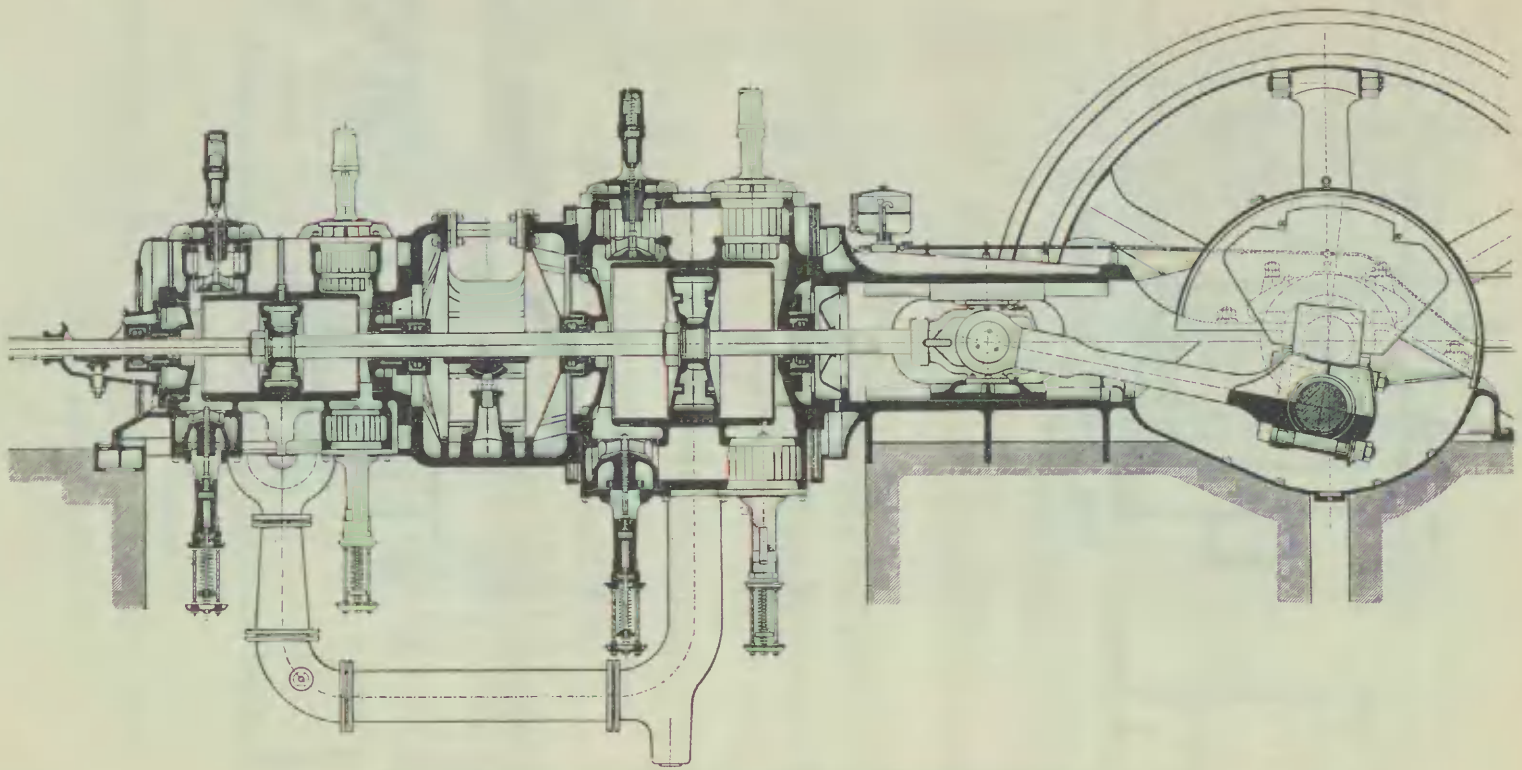
Rozdział pary Lentza daje się zastosować zarówno do maszyn parowych leżących jak i stojących (rys. 11), do lokomobil (które wykonywa fabryka Lanza z Mannheimu, rys. 12)



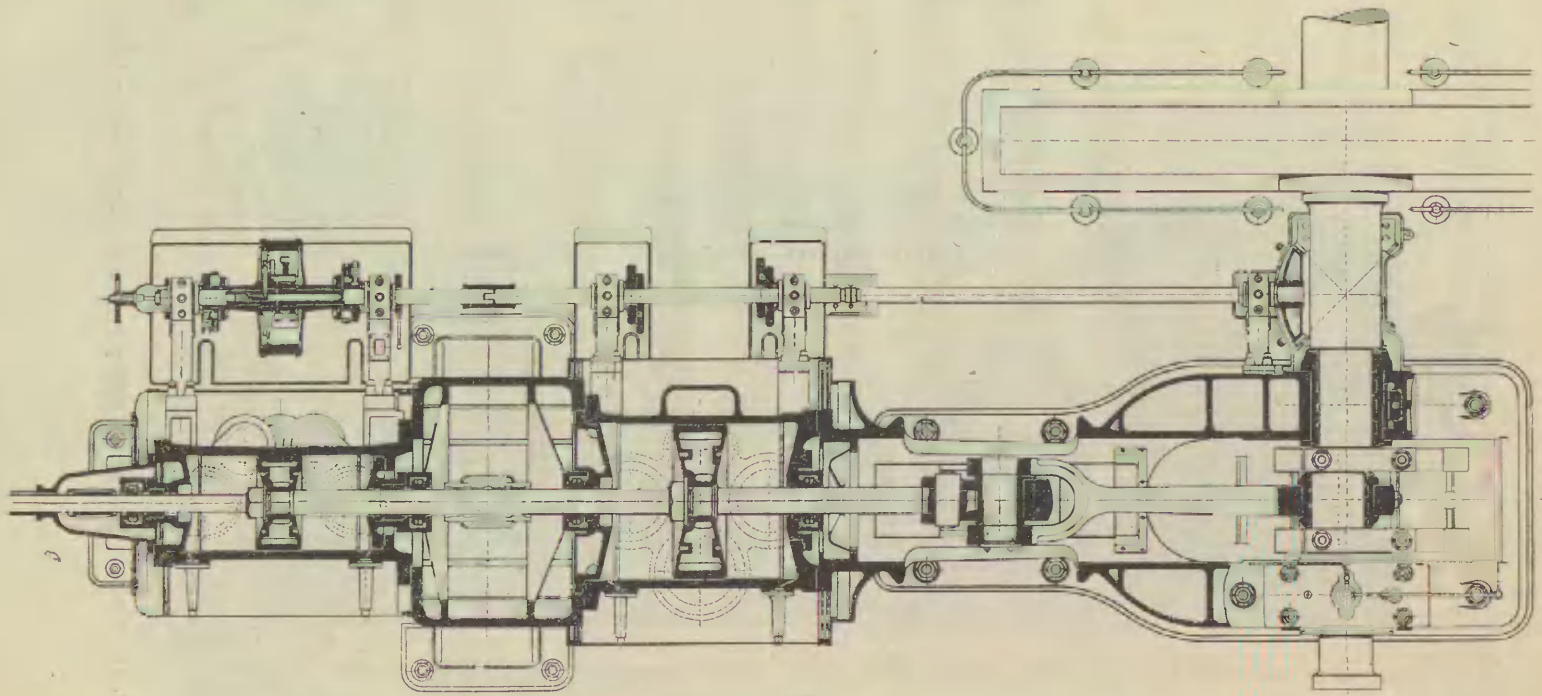
Rys. 11. Maszyna parowa stojąca Lentza.



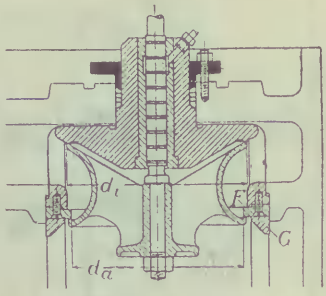
Rys. 11a.



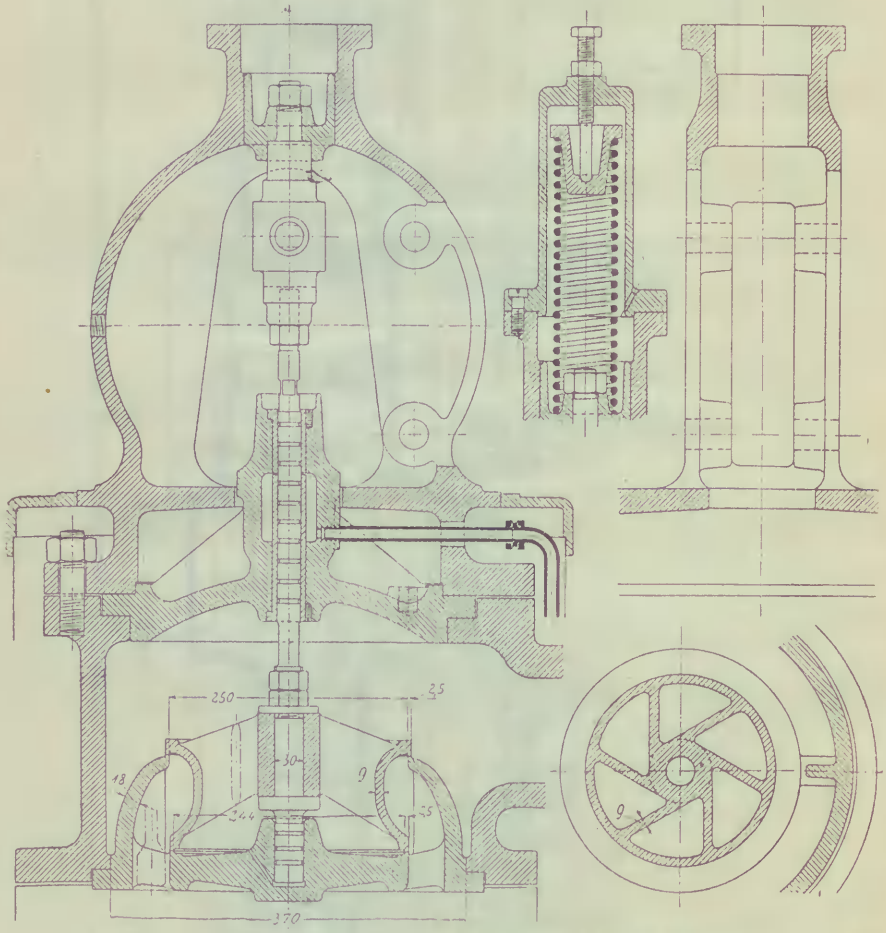
Rys. 16. Maszyna parowa ustroju Lentza fabryki Augsburg-Norymberga.



Rys. 17. Maszyna parowa ustroju Lentza fabryki Augsburg-Norymberga.

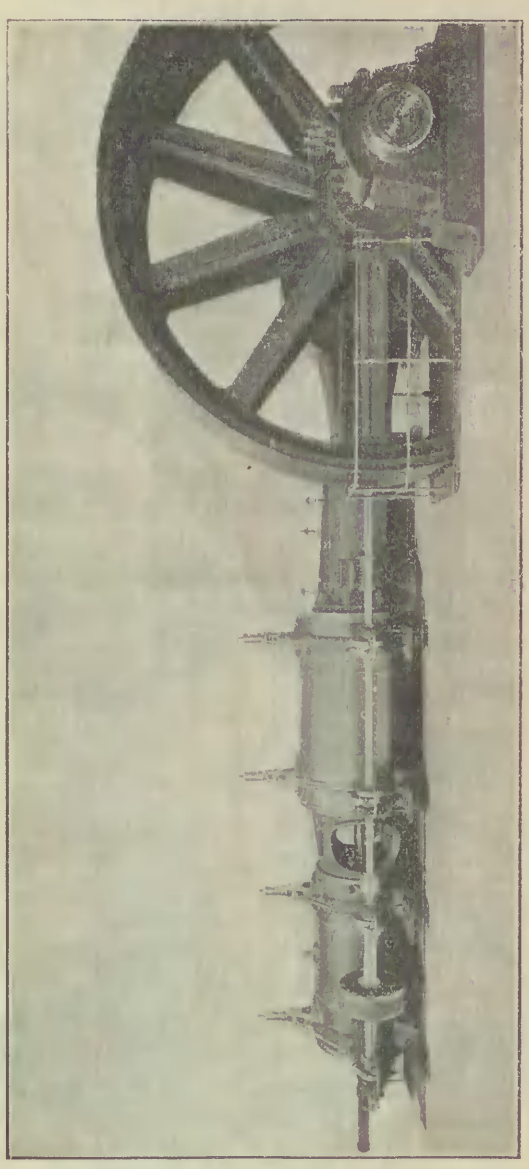


Rys. 14. Zawór parowy Lentza.



Rys. 15. Gniazdo zaworu do pary przegrzanej fabryki Aschersleben.

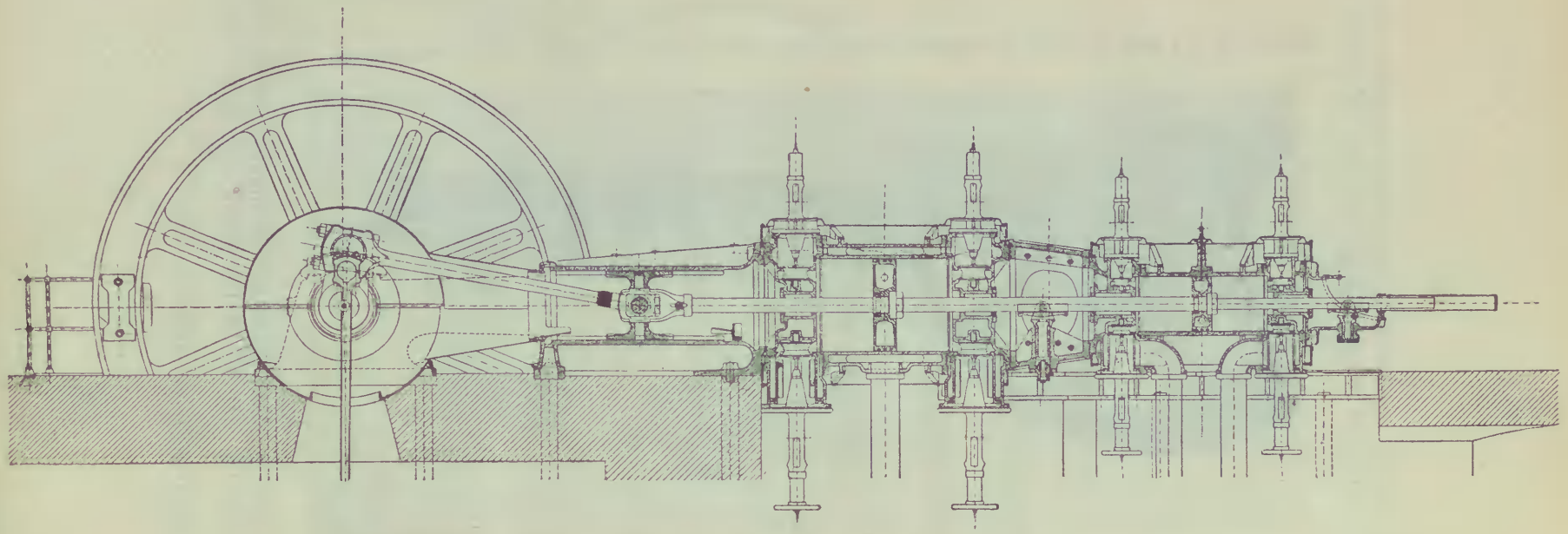
i do parowozów[1]), co umożliwia stosowanie pary wysoko przegrzanej, która przy suwakach bezkarnie użyć się nie daje.



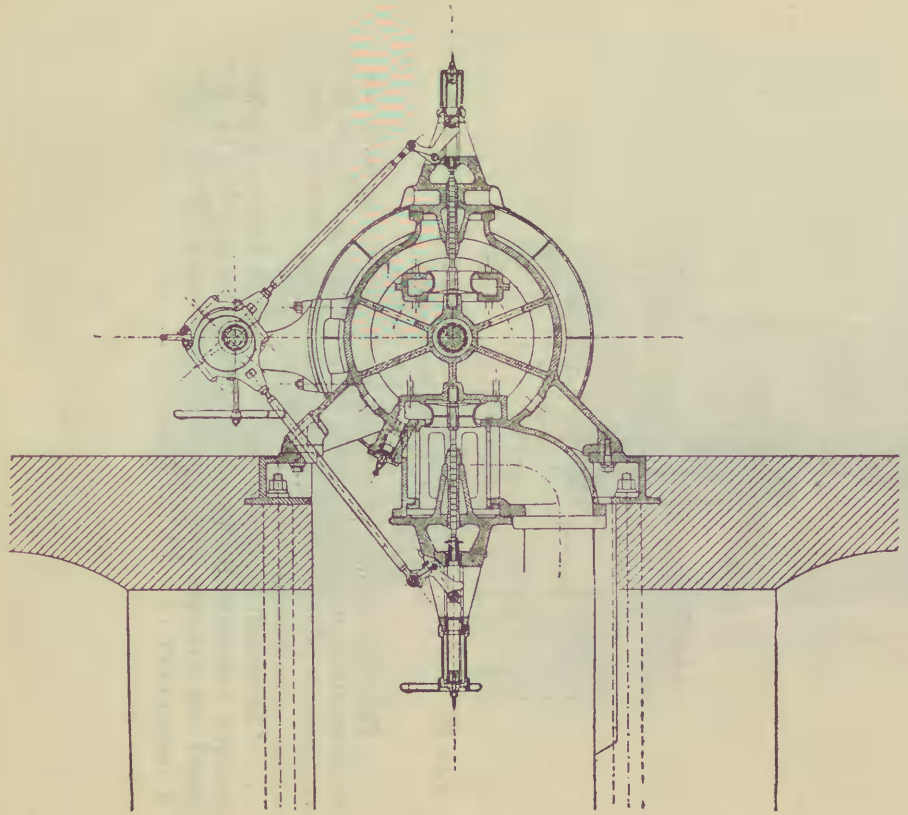
Rys. 18. Maszyna parowa posobna (tandem) ustroju Lentza, wykonywana przez fabrykę Franco Tosi w Legnano.

Fabryka maszyn w Cottbus wykonywa cylindry do pary przegrzanej (rys. 13) w ten sposób, że zawory wlo-

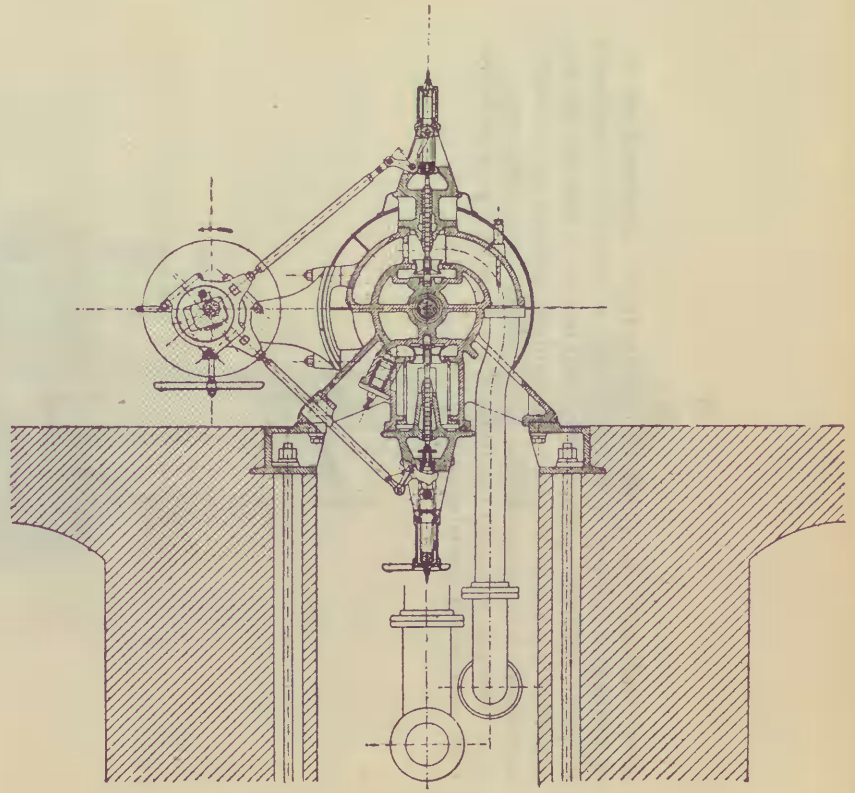
[1]) Por. *Przegl. Techn.* str. 425 r. 1908.



Rys. 19. Maszyna parowa posobna (tandem), wykonywana przez fabrykę Franco Tosi w Legnano.



Rys. 20.

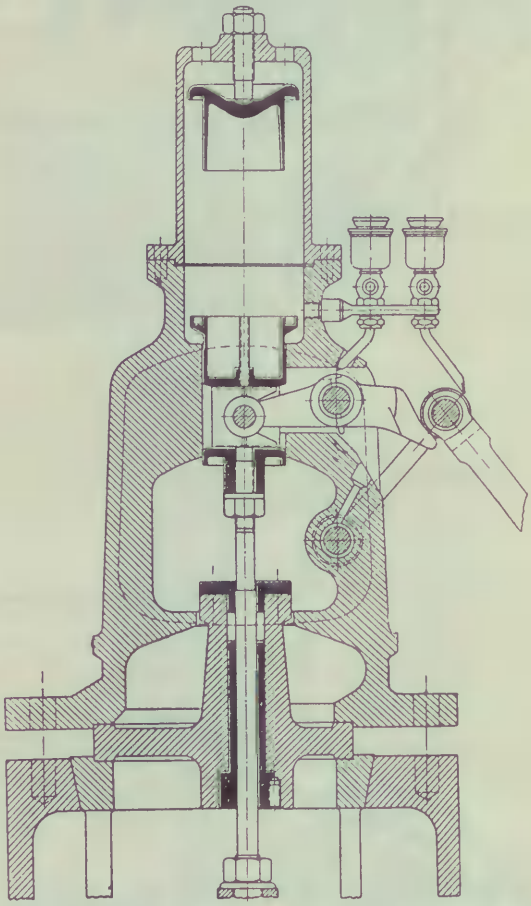


Rys. 21.

Maszyna parowa posobna (tandem), wykonywana przez fabrykę Franco Tosi w Legnano.

towe umieszcza w pokrywach cylindrów, ogrzewanych parą świeżą, a zawory wylotowe wraz z wylotem umieszcza u spodu cylindra parowego. Sam cylinder parowy nie nagrzewa się przez to zbytnio, natomiast pokrywy są dobrze ogrzewane a przestrzeń szkodliwą osiąga się nieznaczną.

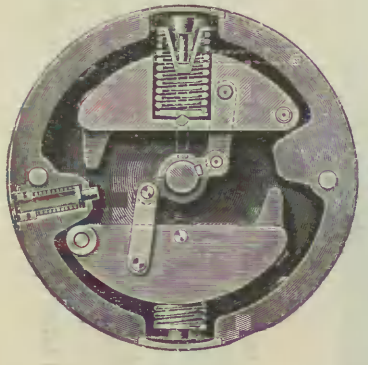
Bezwzględnie odciążone zawory Lentza z przyśrubowanem siedzeniem przedstawia rys. 14.



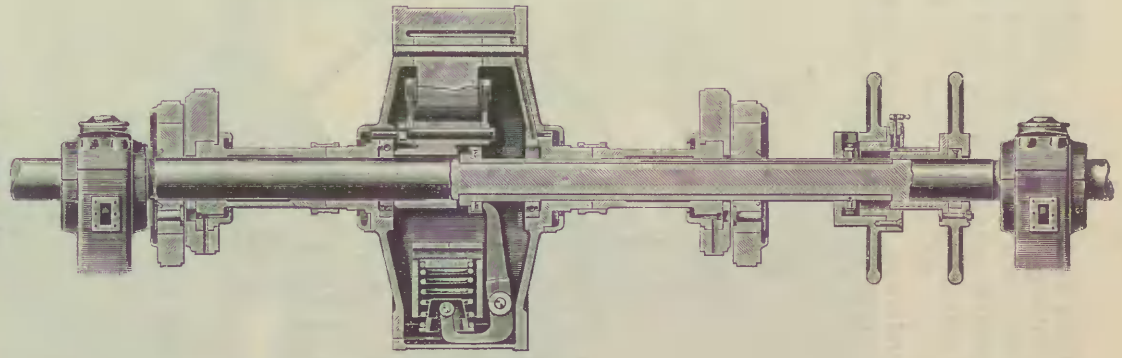
Rys. 22. Rozrząd pary Prölla. Wykonany przez fabrykę Orthwein, Karasiński i S-ka w Warszawie.

Fabryka maszyn w Aschersleben nadaje gniazdu zaworowemu do pary przegrzanej taką formę (rys. 15), że jest ono wraz z zaworem ogrzewane parą świeżą, w celu osiągnięcia jednakowej rozszerzalności obydwóch.

Całokształt maszyny parowej ustroju Lentza fabryki maszyn Augsburg-Norymberga przedstawia rys. 16 i 17, zeskład zaś takiejże maszyny fabryki maszyn Franco Tosi w Legnano rys. 18, 19, 20, 21.



Rys. 23.



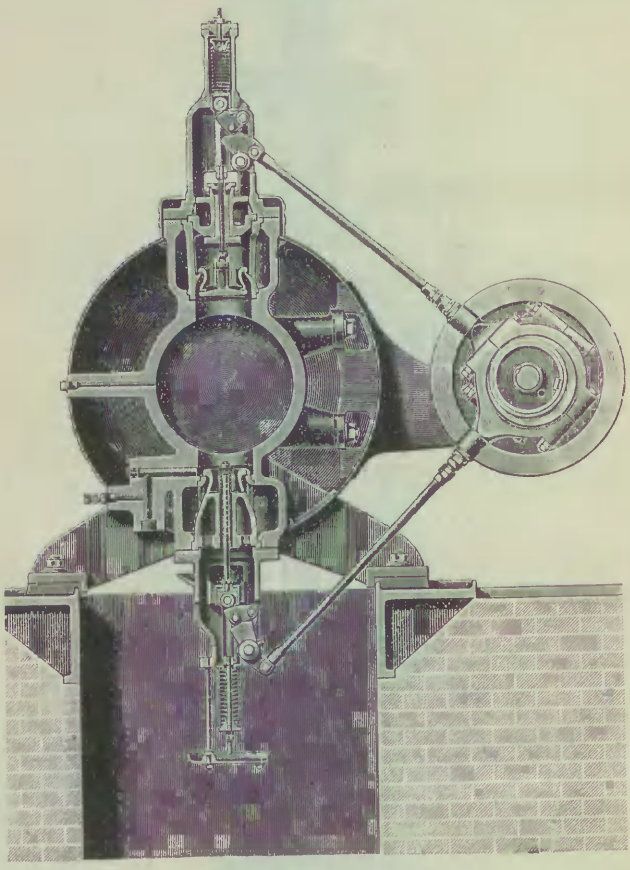
Regulator mimośrodowy P. H. Müllera.

Rys. 24.

Centralne Muzeum Morskie w Gdańsku Biblioteka

Pewną odmianę rozdziału Lentza przedstawia rozdział pary Prölla, wykonywany przez fabrykę maszyn Orthwein i Karasiński w Warszawie (rys. 22). Różnica polega na tem, że podnoszenie zaworu następuje wtedy, gdy drąg mimośrodu idzie do góry, naciskając na powierzchnię pochyłą drążka dwuramiennego.

Najnowszą odmianę Lentza przedstawia rozdział pary inż. Paul H. Müllera (rys. 25), powstały z rozdziału pary Dörfla.



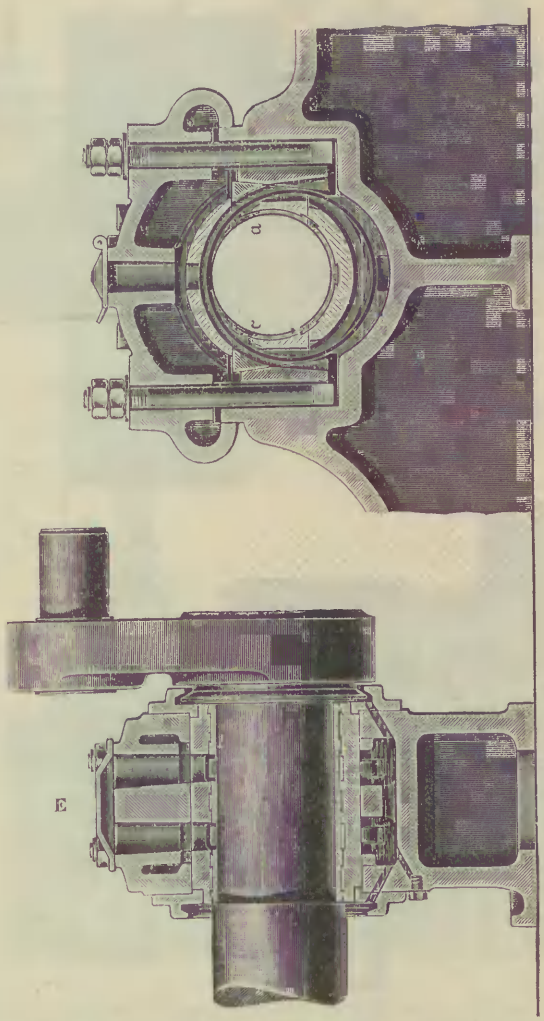
Rys. 25.

Tabl. II przedstawia szczegółowo rozdział pary Müllera. Drąg mimośrodowy B, wiszący na regulatorze osiowym, porusza czynny segment tam i z powrotem, a wykres ruchu czopa drążka B podobny jest do wykresu na rys. 9, lecz z odmienną osią środków kół Zeunera.

Segment bierny y opiera się za pośrednictwem rolki na segmencie x i przenosi ruch ostatniego na rolkę wrzeciona zaworowego. Unika się przez to dużych nacisków bocznych

na wrzeciono zaworu, a niewielkie siły boczne podtrzymuje prowadnica, na której się opiera sprężyna, zamykająca zawór. Wylot działa w sposób podobny.

Regulator osiowy Müllera, wyrabiany przez fabrykę Steinle i Hartung w Quedlinburgu (rys. 23 i 24), posiada również pierścień bezwładności i daje się regulować od ręki



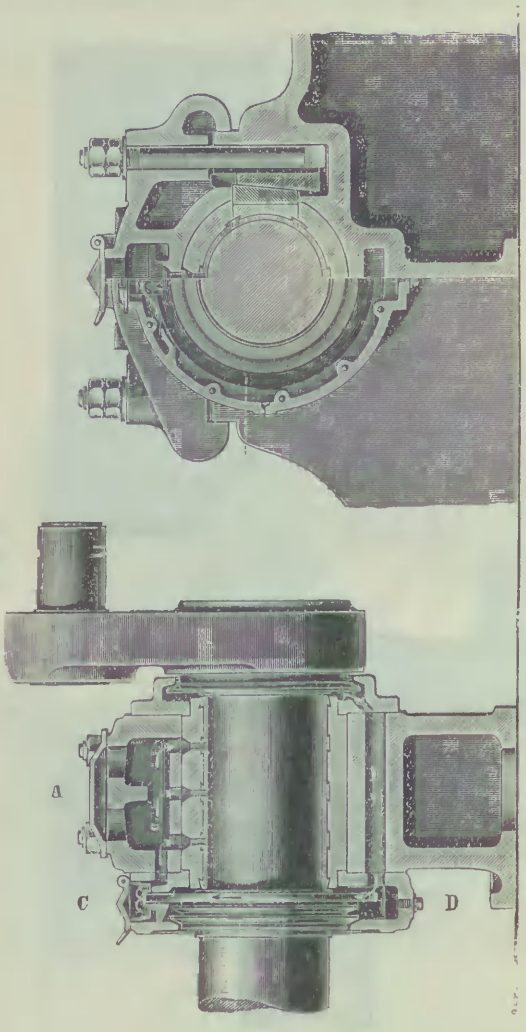
Rys. 26.

podczas biegu. Tab. III przedstawia szczegółową budowę tego regulatora, którego tarcie wewnętrzne przez zastosowanie kulek doprowadzone jest do minimum.

Bryły regulatora, których siła odśrodkowa podczas ruchu maszyny utrzymuje się w równowadze z napięciem sprężyn, opartych o pierścień bezwładności, skręcają ten osta-

tni wraz z kamieniem mimośrodu wlotowego, połączonego z bocznemi tarczami i pierścieniem.

Regulacya obrotów podczas biegu odbywa się zapomocą dźwigni kątowej, opierającej się jednym końcem o pierścień z kulkami, nastawiany zapomocą kółek ręcznych, drugim



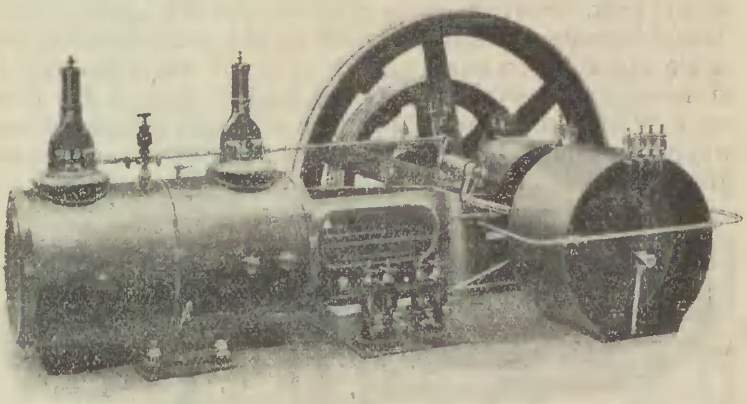
Rys. 27.

o sprężynę regulatora. Skręcanie dźwigni kątowej zmienia napięcie sprężyny i obroty maszyny parowej.

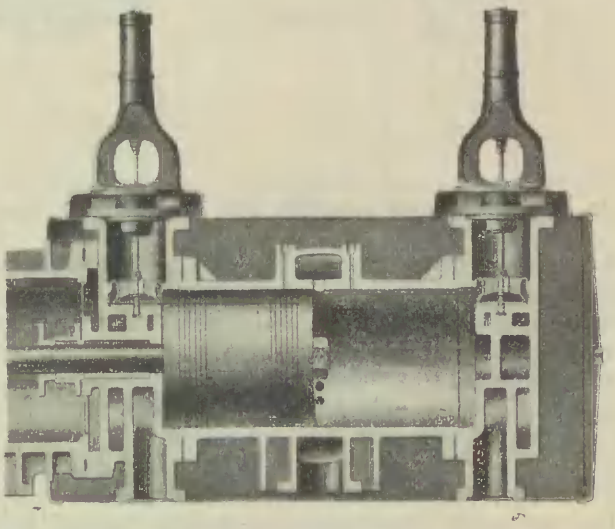
Ustrój maszyny parowej posobnej (tandem) z cylindrem nizkiego ciśnienia na przodzie ze wspólną dławnicą przedstawia tabl. IV. Ustawienie takie cylindrów ma tę zaletę, że pozwala wyjąć obydwa tłoki z tłoczyskiem na zewnątrz, wada zaś polega na tem, że oprawa zbytnio się nagrzewa z po-

wodu blizkości cylindra wysokiego ciśnienia, zasilanego parą przegrzaną.

Szczegóły budowy cylindra wysokiege ciśnienia przedstawia tab. V, łożysko główne tab. VI, a jego oliwie-



Rys. 28. Maszyna parowa przelotowa Stumpfa, wykonywana przez Pierwszą Berneńską fabrykę maszyn.

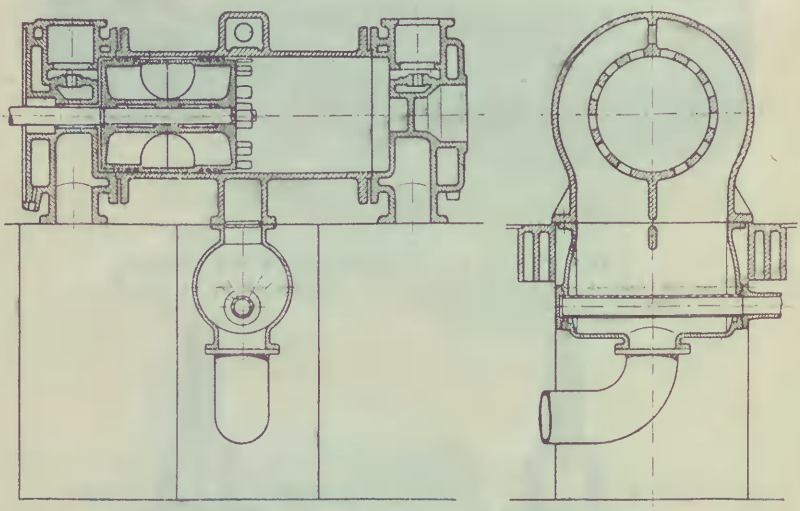


Rys. 29. Cylinder maszyny parowej przelotowej ustroju prof. Stumpfa.

nie zapomocą tarczy, nasadzonej zewnątrz łożyska, obracającego się w oliwie, która u góry ścieka do naczynia łożyska oliwnego, tab. VII. Panewki łożysk pierścieniowych (rys. 26) są zwykle osłabione przez otwory do pierścieni wewnętrznych, podnoszące oliwę, dlatego też oliwienie łożysk głównych przez tarcze oliwne, umieszczone zewnątrz łoży-

ska (rys. 27), jak to na tab. VI i VII szczegółowo widać, stanowi pewne ulepszenie w budowie głównych łożysk wałów korbowych.

Lecz rekord w prostocie budowy maszyn parowych zdobył prof. Stumpf swoją maszyną parową „przelotową“ (Gleichstromdampfmaschine), tak szybko rozpowszechniającą się zagranicą i u nas (rys. 28). Prawie wszystkie fabryki maszyn parowych budują je, między innemi Br. Sulzer w Winterthur. Rozchód pary w maszynie jednocylindrowej prof. Stumpfa wynosi od 4,2 do 4,4 *kg* pary wysoko przegrzanej na 1 k. m. i godz., co odpowiada 3400 ciepł na 1 k. m.



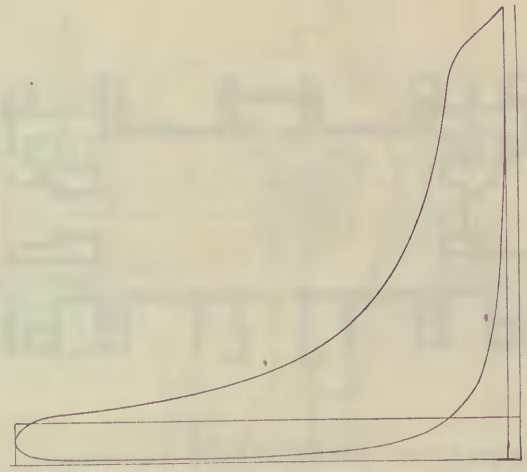
Rys. 30, 31. Umieszczenie skraplacza przy maszynie prof. Stumpfa.

i godz., dorównywając maszynom dwucylindrowym sprzężonym.

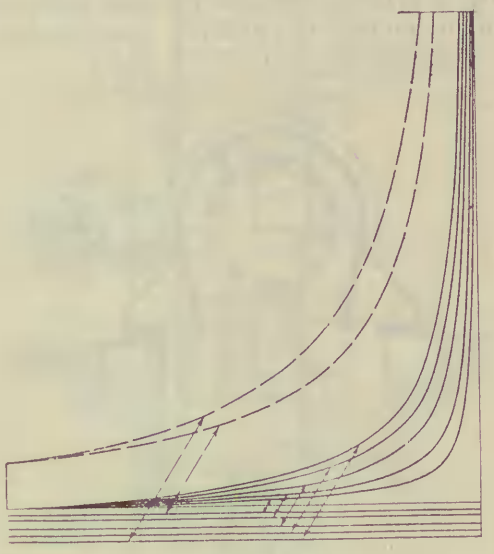
Maszyna ustroju prof. Stumpfa, jak wspomnieliśmy, jest *jednocylindrowa* i posiada tylko wentyle wlotowe, a wylotem rozrządza sam tłok, odsłaniając otwory wylotowe, znajdujące się pośrodku cylindra parowego (rys. 29). Grubość tłoka jest prawie tak duża, jak jego skok. Wylot pary jest wprawdzie zupełnie swobodny, i ciśnienie w skraplaczu, czyli prężność u wylotu udziela się momentalnie cylindrowi (rys. 30, 31), lecz sprężanie (kompresya) wypada bardzo znaczne, co wymaga wysokiej próżni w skraplaczu, aby ciśnienie końcowe sprężania nie przewyższyło ciśnienia początkowego pary. Takie maszyny parowe, przy pracy bez skraplania, t. j. na wydmuch, nie są bardzo ekonomiczne, muszą bowiem posiadać duże szkodliwe przestrzenie, które powodują, jak wiadomo, straty na parze.

Maszyny przelotowe pracują oszczędnie tylko przy dobrej próżni w skraplaczu (rys. 32) oraz małej szkodliwej przestrzeni

i wysokiem przegrzaniu pary. Ekonomiczne działanie tych maszyn przypisać można ustaleniu się temperatur na ściankach cylindra, ponieważ para wylotowa nie wraca do pokrywy,



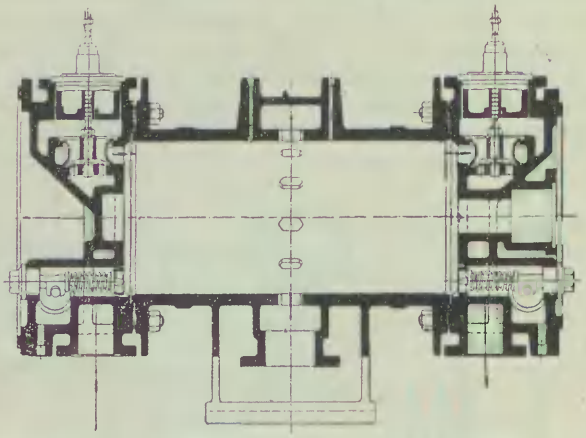
Rys. 32.



Rys. 33. Zależność sprężania od szkodliwej przestrzeni w masz. par. ustroju Stumpfa.

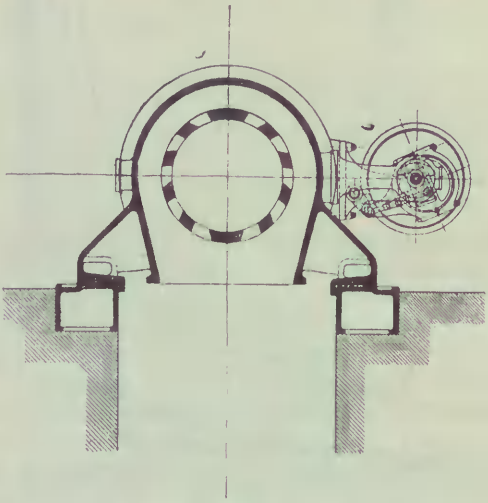
lecz rozprężona ucieka w końcu skoku tłoka przez otwory w cylindrze do skraplacza. Jest to jedna z głównych zalet maszyny „przelotowej“, że temperatura ścianek cylindra nie

podlega takim zmianom, jak w maszynie parowej zwykłej, i wskutek tego skraplanie się pary w cylindrze jest mniejsze. Na to ostatnie ma wpływ również i krótkotrwałość okresu wylotowego, właściwa maszynom przelotowym. Wy-



Rys. 34. Maszyna parowa przelotowa z dodatkową przestrzenią szkodliwą.

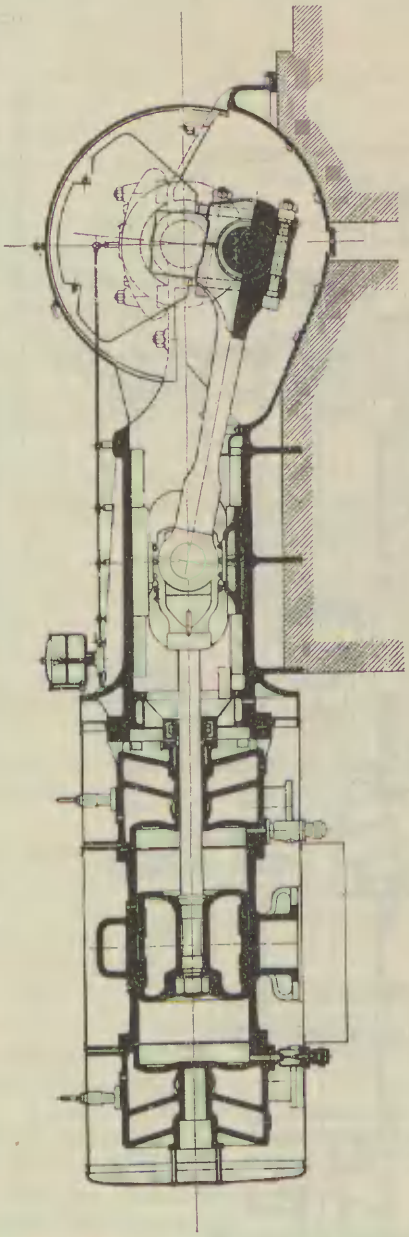
lot pary do skraplacza odbywa się tylko podczas $^1/_8$ części obrotu korby, i tylko tak długo cylinder jest połączony ze skraplaczem, natomiast w zwykłych maszynach parowych



Rys. 35, 36.

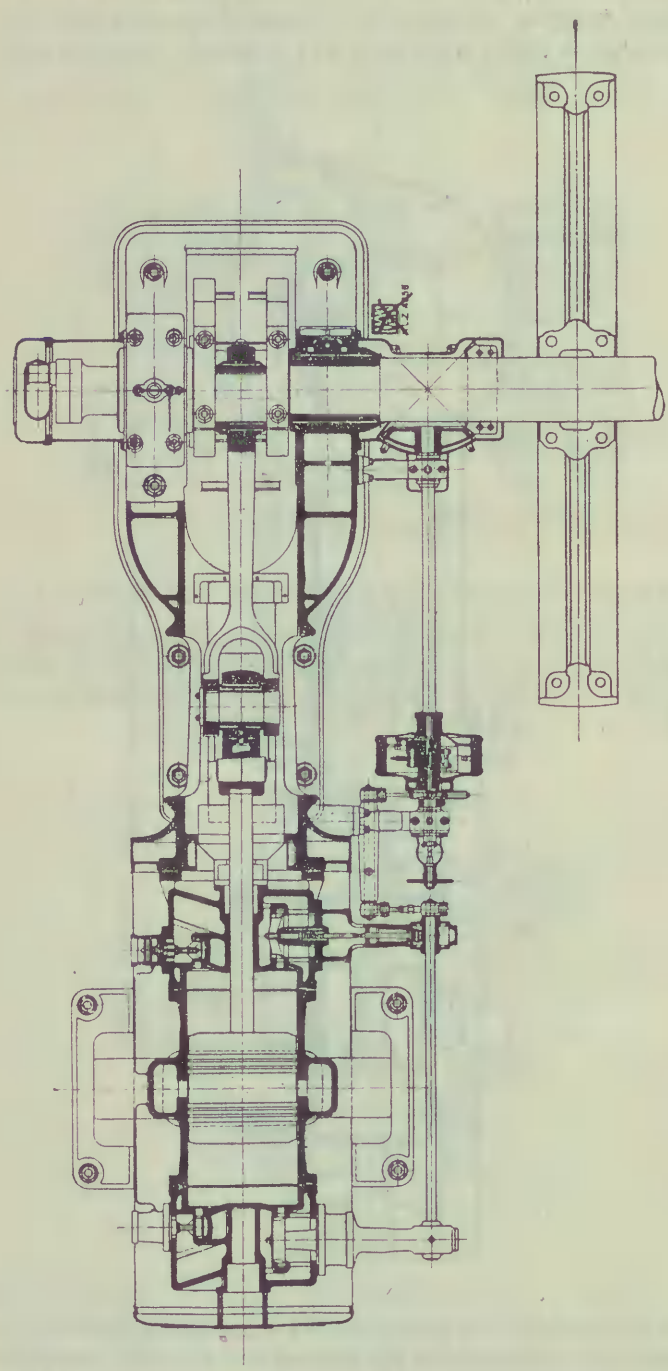
okres ten trwa prawie całe pół obrotu korby, i ścianki cylindra są przez dłuższy czas ochładzane, co się później na świeżo wstępującej parze niekorzystnie odbija przez skraplanie się jej w cylindrze. Szkodliwa przestrzeń, dzięki braku wentyli

wylotowych, redukuje się w maszynach Stumpfa do $1^1/_2$%—2%; robi się ją w zależności od próżni i ciśnienia pary początkowego o takiej wielkości, aby końcowe ciśnienie sprę-



Rys. 35. Maszyna parowa przelotowa fabryki Augsburg—Norymberga.

żania (kompresyi) nie przewyższało ciśnienia wlotowego pary (rys. 33). Przedzwrotny wylot wynosi 5%—10%, sprężenie 90%—95% skoku tłoka. W razie niesprawności skraplacza,

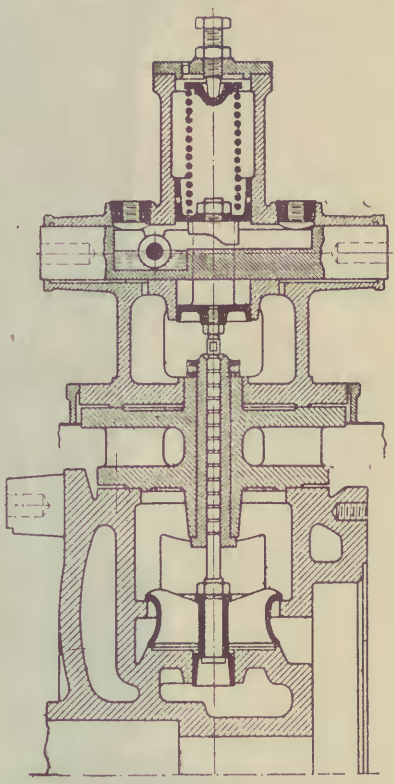


Rys. 36.

lub przy puszczaniu maszyny w ruch, tak znaczne sprężenie mogłoby wywołać nadmierne ciśnienie w cylindrze; chcąc więc tego uniknąć, zaopatrują cylindry parowe maszyn przelotowych w zawory specyalne (rys. 34), które samoczynnie przepuszczają nadmiar ciśnienia na zewnątrz, lub umyślnie nastawiane do przestrzeni, stanowiącej jakoby dodatkową przestrzeń szkodliwą.

Fabryki maszyn, wykonywujące maszyny parowe przelotowe, utworzyły sobie odmienne konstrukcye: Augsbursko-Norymberska fabryka maszyn stosuje wentyle leżące z boku (rys. 35 i 36); pierwsza Berneńska fabryka maszyn oraz Br. Sulzer w Winterthur stosują rozdział pary jednodrągowy (rys. 28 i 37).

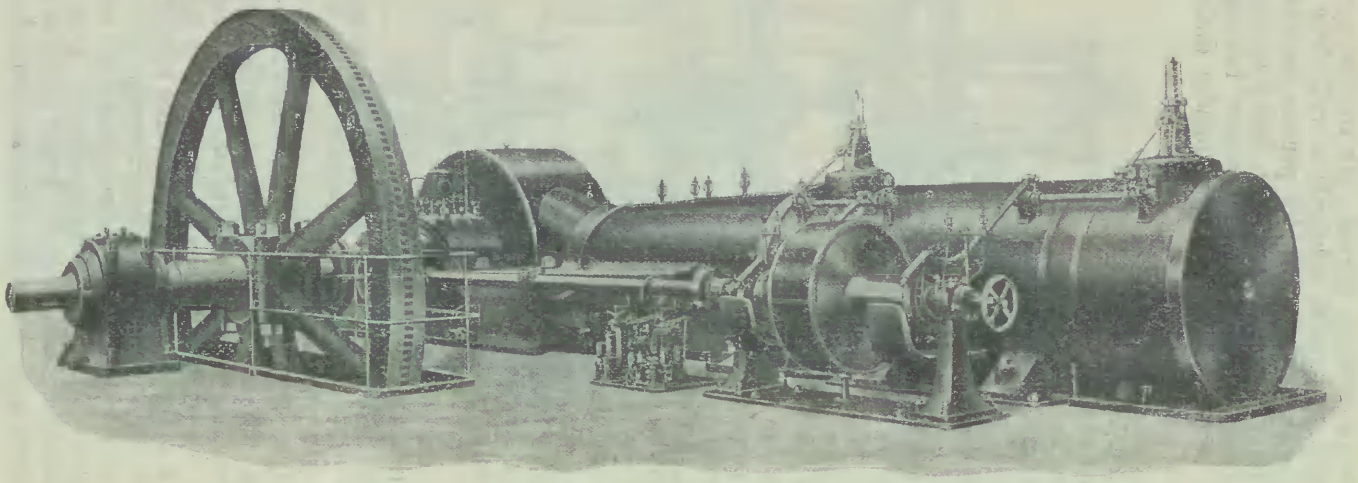
Gorzelicka fabryka maszyn stosuje zawory górne z rozdziałem pary Lentza i wałem sterowym, opartym na podstawach, nie przymocowanych do cylindra parowego, w celu swobodnego wydłużenia się cylindra przy stosowaniu pary silnie przegrzanej (rys. 38). Ph. Swiderski w Lipsku stosuje zawory wlotowe dolne (rys. 39, 40, 41).



Rys. 37. Wentyl wlotowy maszyny parowej Stumpfa.

Fabryka maszyn van den Kerchowe utworzyła zupełnie odrębny typ maszyny parowej, a mianowicie: maszynę parową „semi tandem“ (rys. 42 i 43). Jest to właściwie maszyna parowa posobna o pojedyńczem działaniu; posiada ona niektóre zalety maszyny parowej przelotowej, jak ustalenie się temperatur na ściankach cylindra, i tem samem mniejszy rozchód pary, a mając wentyle wylotowe, nie tworzy wysokiego sprężenia; ogólny nacisk na drągi, czopy, korbę i wał jest przy niej mniejszy, niż przy jednocylindrowej maszynie przelotowej Stumpfa, ponieważ wysokoprężna para działa tylko na powierzchnie tłoka małego, a tłok cylindra dużego otrzymuje drugostronnie już parę o znacznie mniejszem ciśnieniu.

Wogóle ciężar i koszt maszyn parowych sprzężonych,



Rys. 38. Maszyna parowa przelotowa z rozdziałem pary Lentza, Gorzelickiej fabryki maszyn.

a zwłaszcza posobnych tandem, nie powinien być większy od równosilnej maszyny parowej jednocylindrowej. Wiadomo bowiem, że objętość cylindra maszyny jednocylindrowej równa się objętości cylindra dużego równosilnej maszyny dwucylindrowej, przy jednakowem ciśnieniu, stopniu rozprężania i prędkości tłoka.

W maszynie parowej tandem działa na tłok małego cylindra para świeża o wysokiem ciśnieniu, a na duży tłok para o nizkiem ciśnieniu, gdy przy maszynie jednocylindrowej pełne ciśnienie pary świeżej działa na tłok tejże wielkości, co cylindra dużego maszyny dwucylindrowej, wywołując (przy zaniedbaniu bezwładności części ruchomych), naciski na tłok, trzon tłokowy, krzyżulec, korbowód, korbę i wał znacznie większe, niż sumaryczny nacisk na te części w maszynie dwucylindrowej tandem.

I-y przykład dla maszyny tandem: nadciśnienie pary początkowe $p_1 = 10$ atm., przeciwciśnienie pary powrotnej w skraplaczu $p_0 = 0{,}2$ atm., prężność w przelotni p_2.

Stosunek powierzchni tłoków cylindra nizkiego ciśnienia F do tłoka cylindra wysokiego ciśnienia f równa się $F : f = 2{,}7$. Przy jednakowych naciskach w punktach martwych, wzorując się na wykresie zjednoczonym maszyny tandem, otrzymujemy naciski na tłoki:

$$P_1 = (p_1 - p_2) f = P_2 = 2{,}7\, f (p_2 - 0{,}2),$$

stąd $p_2 = 0{,}27\, p_1 + 0{,}14 \quad p_2 = 2{,}84$ atm. abs.

Nacisk na tłok w punkcie martwym równosilnej maszyny parowej jednocylindrowej $Q = 2{,}7\, f (p_1 - 0{,}2)$.

Sumaryczny nacisk maszyny tandem:

$$P = P_1 + P_2 = 2P_1 = 2\,(p_1 - p_2)\, f = 14{,}3\, f.$$

Nacisk na tłok maszyny jednocylindrowej:

$$Q = 2{,}7\,(p_1 - 0{,}2)\, f = 26{,}5\, f.$$

Sumaryczny nacisk na tłok i części ruchome maszyny dwucylindrowej tandem otrzymuje się zatem 45% mniejszy, niż nacisk na tłok maszyny jednocylindrowej.

II-gi przykład dla maszyny compound, w porównaniu z maszyną bliźniaczą, według powyższych danych:

Nacisk na tłok przy maszynie compound:

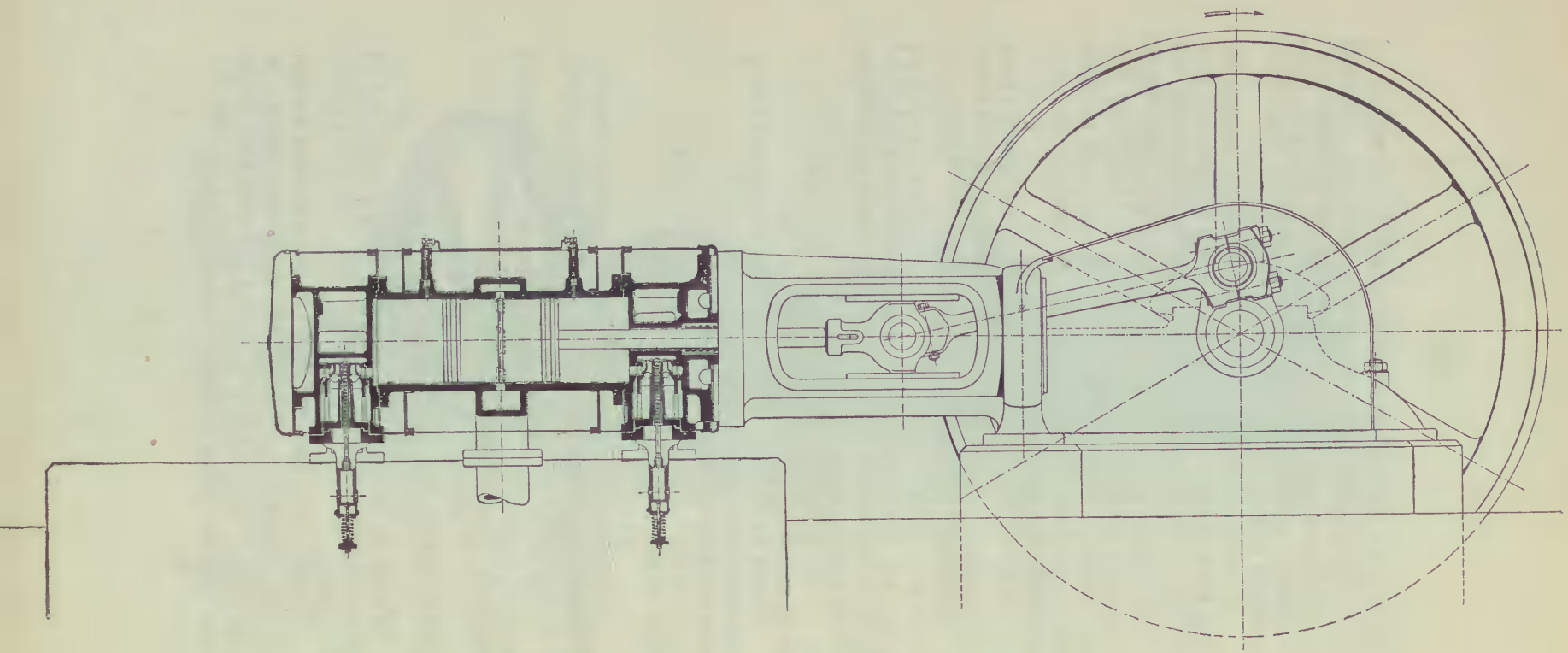
$$P_1 = P_2 = (p_1 - p_2)\, f = 8{,}5\, f.$$

Nacisk na tłok przy maszynie jednocylindrowej:

$$Q = 1{,}35\,(p_1 - 0{,}2)\, f = 13{,}2\, f.$$

Nacisk na tłoki i części ruchome maszyn compound są o 45% mniejsze, niż przy maszynie parowej bliźniaczej jednakowej mocy.

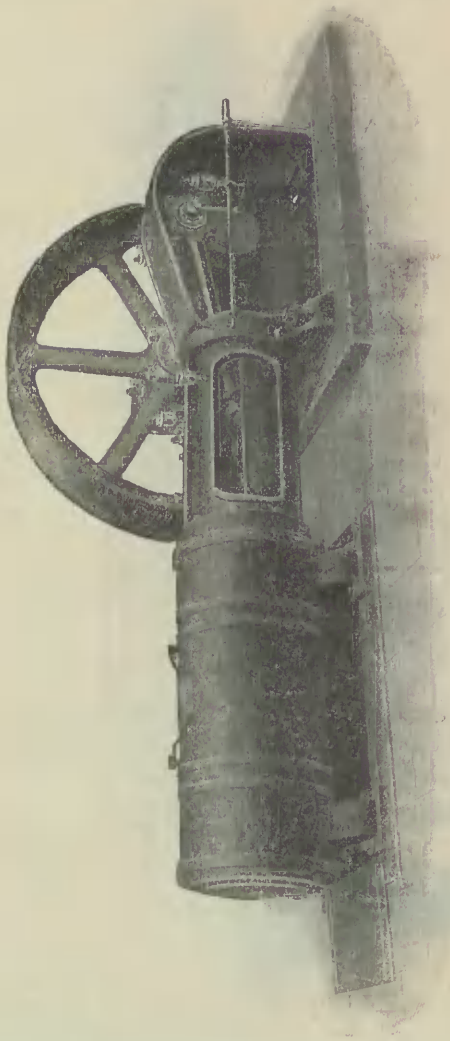
Dlatego też części ruchome i bagnety maszyn dwucylindrowych mogą być lżejsze, niż te same części maszyn jednocylindrowych o jednakowej mocy i wskutek tego mogą opłacić swoim mniejszym kosztem wydatek na drugi lub większy cylinder parowy maszyny dwucylindrowej.



Rys. 39. Maszyna parowa przelotowa Stumpfa, fabryki Ph. Świderski w Lipsku.

Jeżeli niektóre fabryki maszyn nie uwzględniają tego ściśle, należy to tylko przypisać chęci stosowania tych samych rysunków i modeli do maszyn dwucylindrowych.

Na powyższem rozpatrywaniu opiera van den Kerchove



Rys. 40.

swoją maszynę parową semi-tandem, przeciwstawiając ją maszynie parowej jednocylindrowej prof. Stumpfa.

W każdym razie widać w maszynie semi-tandem jak i w przelotowej znaczny postęp w uproszczeniu konstrukcyi maszyny parowej, i jest to nawet wielki postęp, jeżeli uwzględnić, że maszyna przelotowa o jednym cylindrze, posiadają-

ca tylko dwa wentyle, mierzyć się może, co do rozchodu pary, z maszyną dwucylindrową o ośmiu wentylach, a maszyna parowa semi tandem o czterech wentylach z maszyną

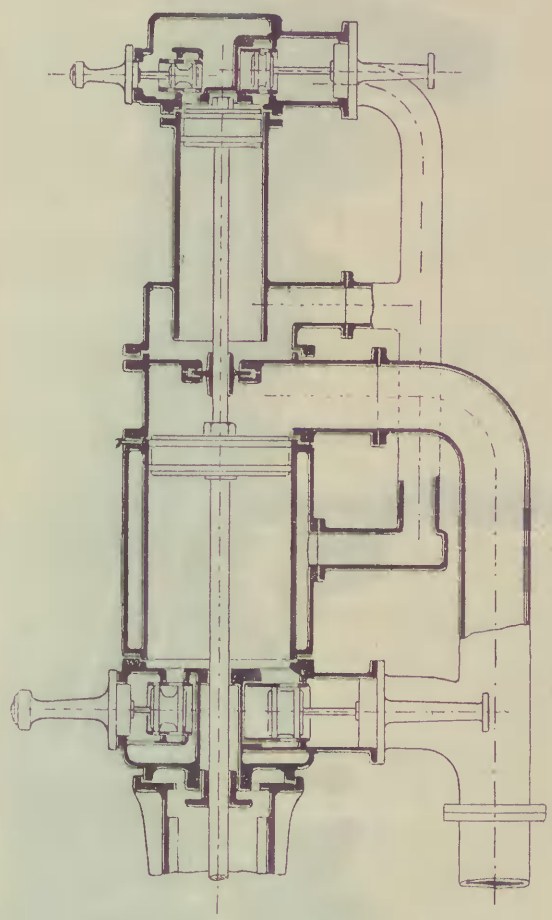
Rys. 41.

tandem o ośmiu wentylach, przewyższając ją pod względem oszczędności pary!

Przewodnią myślą konstrukcyi wszystkich wyżej opisanych maszyn parowych jest możność stosowania pary przegrzanej o znacznej prężności, a szczególnie ma to miejsce przy maszynie przelotowej prof. Stumpfa, której wyższość

nad maszyną parową zwykłą uwydatnia się dopiero przy stosowaniu pary silnie przegrzanej.

Porównanie średnich temperatur ścianek cylindra obydwóch rodzajów maszyn przy parze nasyconej (rys. 44ª i 45ª) nie daje znacznych różnic, a sam obieg parowy maszyny przelotowej (rys. 44 i 45) nie przedstawia się teoretycznie



Rys. 42. Maszyna parowa „semi tandem".

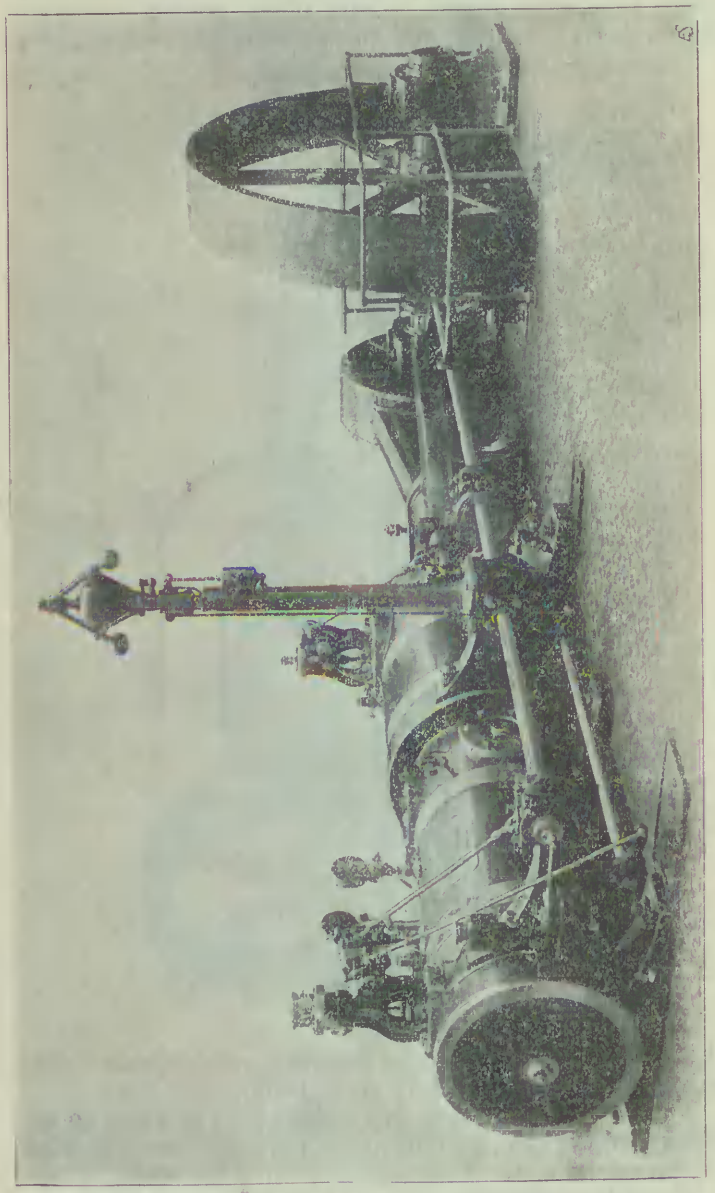
tak korzystnie, jak rezultat praktyczny jej działania. Następujące porównanie obiegów to wyjaśni.

Rys. 46 przedstawia ogólny obieg parowy, ε jest to napełnienie pary świeżej, po odtrąceniu pary, sprężonej w szkodliwej przestrzeni.

Rozchód użyteczny pary na 1 k. m./godz. na wykres wynosi $C_i = \frac{75 . 3600}{10000} \frac{F . c . \varepsilon . \gamma}{F . c . p_i} = 27 \gamma \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)$, gdzie γ oznacza

ciężar właściwy pary świeżej, p_i średnie ciśnienie wskaz.,

$$\varepsilon = (1 + m)\frac{p_e}{p} - m\frac{p_k}{p}.$$

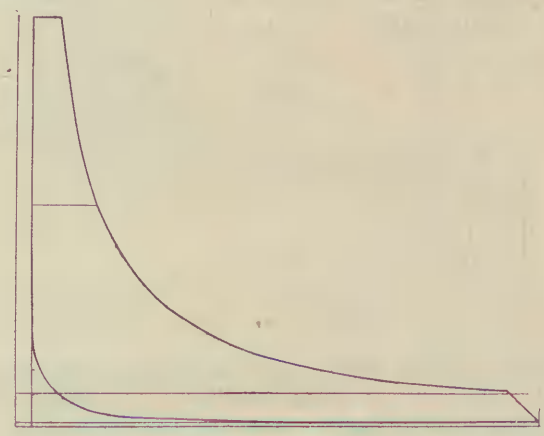


Rys. 43. Maszyna parowa posobna „semi-tandem" van den Kerchove.

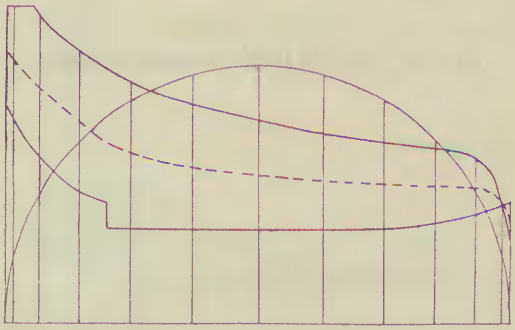
Średnie ciśnienie wskaz. równa się według wykresu:

$$p_i = (1+m)(p_e - p') - m(p - p_k) + (1+m)\,p_e ln\frac{p}{p_e} - mp_k ln\frac{p_k}{p'}.$$

Stosunek $\frac{\varepsilon}{p_i}$ oznacza rozchód pary na jednostkę siły, i naszem zadaniem jest $\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)$ uczynić *minimum*, w zależności od końcowego ciśnienia sprężania p_k, zakładając p, p_i i p_e jako wielkości stałe.



Rys. 44. Wykres indyk. maszyny zwykłej.



Rys. 44a. Wykres temperatur maszyny zwykłej.

Matematycznie rozwiązuje się to zadanie bardzo łatwo, czynimy:

$$\frac{\frac{d(\varepsilon)}{p_i}}{dp_k} = -\frac{m}{p}\, p_i + \left\{(1 + m\frac{p_e}{p} - m\frac{p_k}{p}\right\} ln\, \frac{p_k}{p'} = 0,$$

po wyrugowaniu, otrzymujemy następujące równanie, warunkujące minimum $\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)$:

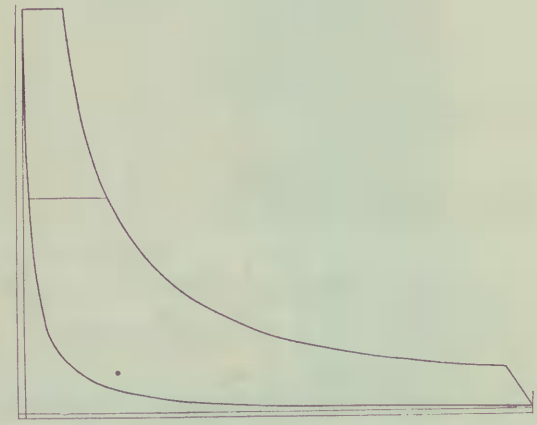
$$(1+m)\, p_e \left\{ ln\, \frac{p_k}{p'} - ln \frac{p}{p_e} \right\} - (1+m)\,(p_e - p') + m\,(p - p_k) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{(\varepsilon)}{p_i} \min = \frac{1}{p \,.\, ln \, \frac{p_k}{p'}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

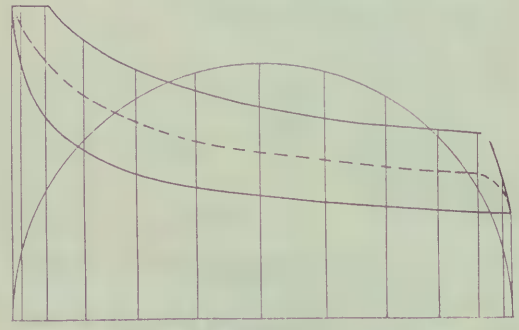
Równanie (1) posiada kilka rozwiązań i jest spełnione, jeżeli:

Przypadek I: $m = 0$ i $p_e = p'$, wtedy, ponieważ $m = 0$, $p_k = p$, otrzymujemy:

$$p_i = p' \, ln \, \frac{p}{p'} \qquad \varepsilon = \frac{p'}{p} \qquad \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right) \min = \frac{1}{p \,.\, ln \, \frac{p}{p'}}$$



Rys. 45. Wykres indyk. maszyny Stumpfa.



Rys. 45a. Wykres temperatur maszyny Stumpfa.

Przypadek I przedstawia nam obieg idealny Rankina (rys. 47), który, bez uwzględnienia szkodliwej przestrzeni i sprężania, posiada rozprężanie pary aż do przeciwciśnienia p'.

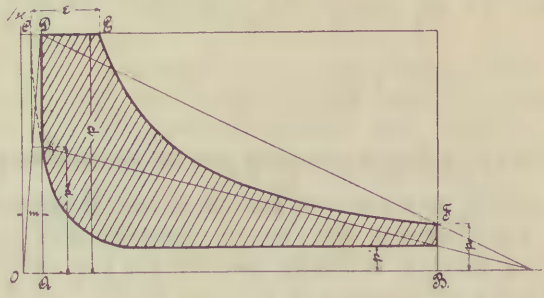
Równanie (1) jest również spełnione, jeżeli:

Przypadek II: $p_e = p'$ i $p = p^k$. Zatem otrzymujemy

$$\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right) \min. = \frac{1}{p \,.\, ln \, \frac{p}{p'}} \qquad p_i = \{(1 + m) \, p' - mp\} \,.\, ln \, \frac{p}{p'}.$$

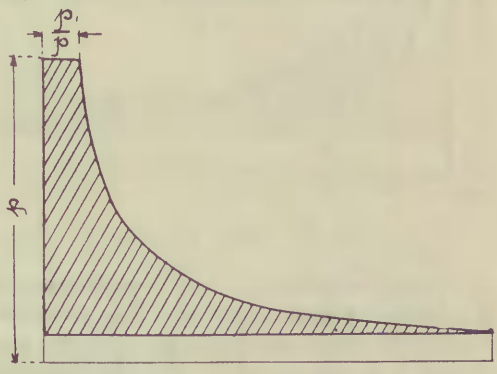
Przypadek II przedstawia nam znany obieg (rys. 48) rozprężania pary aż do przeciwciśnienia, ze sprężaniem pary aż do prężności początkowej.

Przestrzeń szkodliwa m nie równa się zeru.



Rys. 46.

Znamiennem tu jest, że wyraz dla $\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)$ min. równa się temu wyrazowi z przypadku I-go. Potwierdza to znaną rzecz, że, przy zupełnem rozprzężeniu pary aż do przeciwciśnienia, sprężanie pary aż do prężności początkowej wyrównywa, czyli niweczy, wpływ przestrzeni szkodliwej, i zużycie pa-



Rys. 47. Obieg Rankina.

ry wypada takie samo, jak w maszynie bez przestrzeni szkodliwej.

Równanie (1) jest także spełnione, gdy:

Przypadek III: $\frac{p}{p_e} = \frac{p_k}{p'} = \frac{1+m}{m}$,

ponieważ wtedy $(p - p_k) : (p_e - p') = (1 + m) : m$,

albo $(1 + m)(p_e - p') - m(p - p_k) = 0$

i również $ln \frac{p}{p_e} - ln \frac{p_k}{p'} = 0$.

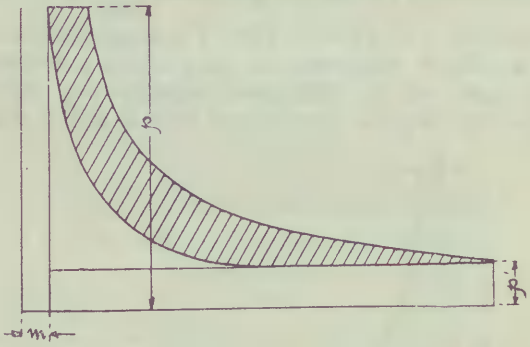
Przypadek III daje obieg (rys. 49), który można uważać jako ideał obiegu maszyny parowej przelotowej prof. Stumpfa.

$$p_i = (1 + m)\,(p_e - p')\,ln\,\frac{p}{p_e} = m\,(p - p_k)\,ln\,\frac{p}{p_e}\,.$$

$$\frac{\varepsilon}{p_i}(\min) = \frac{1}{p\,.\,ln\,\frac{p}{p_e}}\,.$$

Wyraz $\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)$ na zużycie pary jest tu wprawdzie podobny do poprzednich, lecz różni się tem, że w nim występuje p_e zamiast p', a ponieważ p_e jest zawsze znacznie większe niż p', przeto obieg idealny maszyny przelotowej jest mniej korzystny, niż takiż obieg maszyny parowej zwykłej według obiegu I lub II.

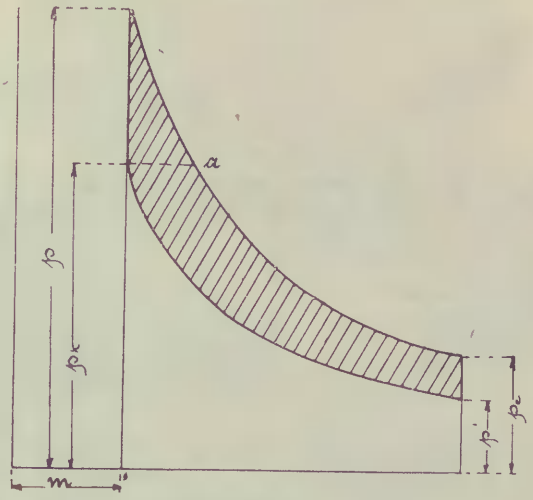
W rzeczywistości w maszynie parowej zwykłej, ze względów praktycznych, nie prowadzimy rozprężania według Zeu-



Rys. 48. Obieg Zeunera.

nera aż do przeciwciśnienia, lecz przerywamy je w jakimś punkcie a, tracąc ostrze wykresu, jak również ze względów praktycznych nie stosujemy w obiegu maszyny parowej przelotowej początkowego ciśnienia, wyższego ponad ciśnienie końcowe sprężania (rys. 49), tracąc górne ostrze wykresu. Porównywając znów obieg Stumpfa z normalnym obiegiem, pod względem stopnia sprężania, widzimy, że nadmierne sprężanie Stumpfa, jak to Weiss teoretycznie dowiódł, a profesorowie Klemperer i Boulvin doświadczalnie wykazali, nie może być korzystnem, i należy przeto maszynie semi-tandem van den Kerchovena przyznać przewagę nad maszyną prof. Stumpfa. Tylko, ponieważ prof. Stumpf stosuje do swych maszyn bardzo silne przegrzanie (do 420° C.), jakiego do maszyn zwykłych użyć niepodobna, otrzymuje on wyniki cieplikowo tak doskonałe, że nieekonomiczność obiegu przelotowego ustępuje na plan drugi. Wprawdzie porównanie obiegów parowych przeprowadzono powyżej

dla pary nasyconej, zakładając przy rozprężaniu i sprężaniu prawo Mariotta; być może, że otrzymamy inny wynik przy stosowaniu prawa, według równania pv^k = stałej, gdzie dla pary przegrzanej k wynosi 1,2 do 1,3, w zależności od stopnia przegrzania (aż do punktu nasycenia, por. Technik I, str. 1075), lecz praktyka potwierdza pierwotne wywody, okazuje się bowiem, że, przy parze nasyconej, maszyna Stumpfa pracuje mniej ekonomicznie, niż maszyna parowa zwykła, na co najlepszym dowodem jest maszyna parowa Corlissa jednocylindrowa ze skraplaczem, która przy parze nasyconej, o nie zbyt wysokiem ciśnieniu (6,5 atm.), zużywa 6,13 *kg* pary = 3675 cpł., na 1 k. m.$_i$/godz., gdy zużycie pary nasyconej przez maszyny przelotowe Stumpfa



Rys. 49. Obieg teoretyczny maszyny parowej Stumpfa.

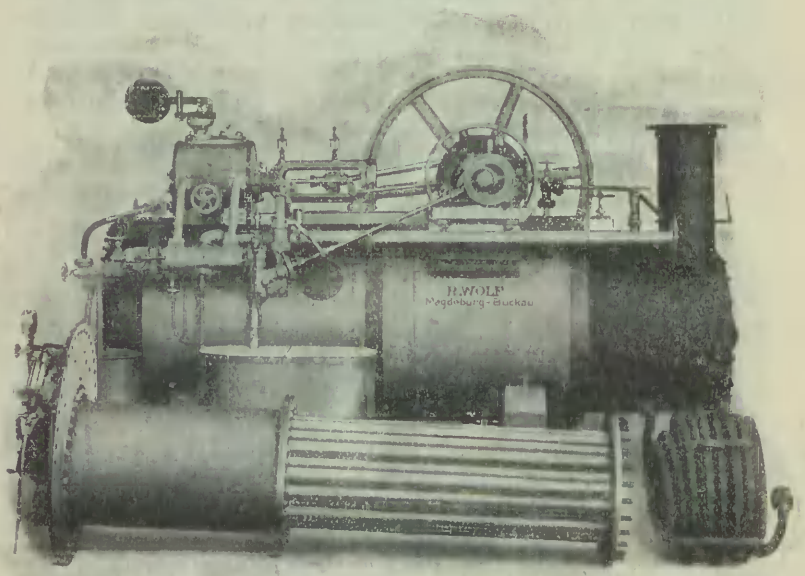
przy $7^2/_3$ atm. wynosi 7,6 *kg* na k. m.$_i$/godz., t. j. przeszło 20% więcej, niż przy zwykłej maszynie Corlissa lub Lentza. Przy parze przegrzanej do 420° C. zużycie pary w maszynach parowych Stumpfa spada do 4,2 *kg* = 3050 cpł. na 1 k. m.$_i$/godz., lecz tu maszyny parowe Corlissa, lub zwykłe wentylowe, odmawiają posłuszeństwa, ponieważ tak silnie przegrzanej pary, ze względów konstrukcyjnych, do nich stosować nie sposób.

Lokomobile.

Znaczne postępy uczyniono ostatnimi czasy w dziale budowy lokomobil, w porównaniu z przestarzałą lokomobilą angielską tak pod względem budowy jak i działania, a to głównie przez zastosowanie: 1) podwójnego rozprężania pary: 2) pary wysoko-przegrzanej; 3) racyonalnego uwzględnienia zjawisk cieplikowych w cylindrze parowym i przewodach rurowych; 4) skraplania pary; 5) podgrzewania wo-

dy parą odlotową lub nawet gazami, uchodzącymi do komina.

Osiągnięto rzeczywiście bardzo wiele, i lokomobile fabryki R. Wolf w Magdeburgu i H. Lanza w Mannheimie (rys. 50 i 51) mogą się dziś mierzyć z najlepszemi urządzeniami maszyn stałych pod względem zużycia pary i opału. Objaśnia się to po pierwsze brakiem strat cieplikowych przez przewody parowe między kotłem a maszyną parową, następnie ścisłem ustosunkowaniem wielkości kotła parowego do maszyny, bezpośredniem odprowadzaniem kondensatów do kotła, wreszcie brakiem obmurowania kotła parowego.

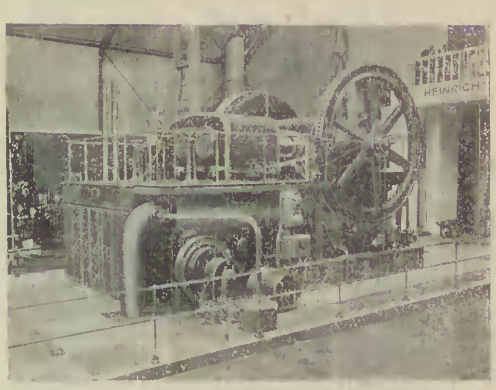


Rys. 50.

Lokomobile Wolfa i Lanza posiadają kotły parowe płomienno-rurkowe wyciągane, w celu łatwiejszego oczyszczenia ich z kamienia kotłowego, a maszyny parowe o rozdziale pary jedno-suwakowym tłoczkowym (fabryki R. Wolfa rys. 52), lub zaworowym (fabryki Lanza, ustroju Lenza rys. 12). W obydwóch wypadkach miarkuje bieg maszyny regulator mimośrodkowy, osiowy (przy kole rozpędowym), a przegrzewacz wężowy, umieszczony w dymnicy, przegrzewa parę świeżą lub też przelotową.

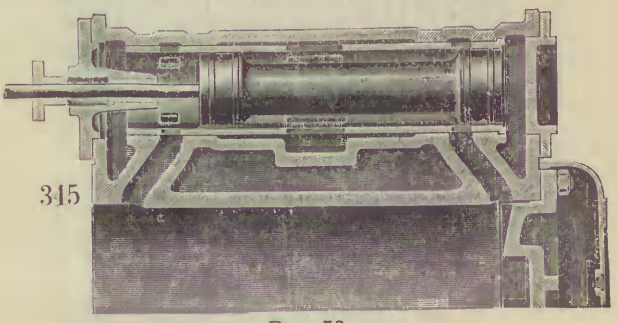
Lokomobila Wolfa różni się od lokomobili Lanza oprócz rozdziału pary tem, że Lanz stosuje jednorazowo wysokie przegrzanie, a Wolf podwójne, czyli przegrzewa oprócz pary świeżej, parę przelotową z jednego cylindra do drugiego w dodatkowym przegrzewaczu gazami spalinowymi w dymnicy.

Niedawno miałem sposobność przeprowadzenia osobiście w Magdeburgu w fabryce Wolfa próby z lokomobilą 500-konną o podwójnem przegrzaniu, tego samego typu, jaki był na wystawie w Brukseli r. 1910 (rys. 53, 54, 55, 56, 57). Lokomobila ta poruszała dwie dynamomaszyny i była opalana



Rys. 51.

wyborowym gatunkiem węgla westfalijskiego (7900 cpł.). Przy próbach ważono wodę i węgiel, wykresy zaś indykatorowe zdejmowano co kwadrans.



Rys. 52.

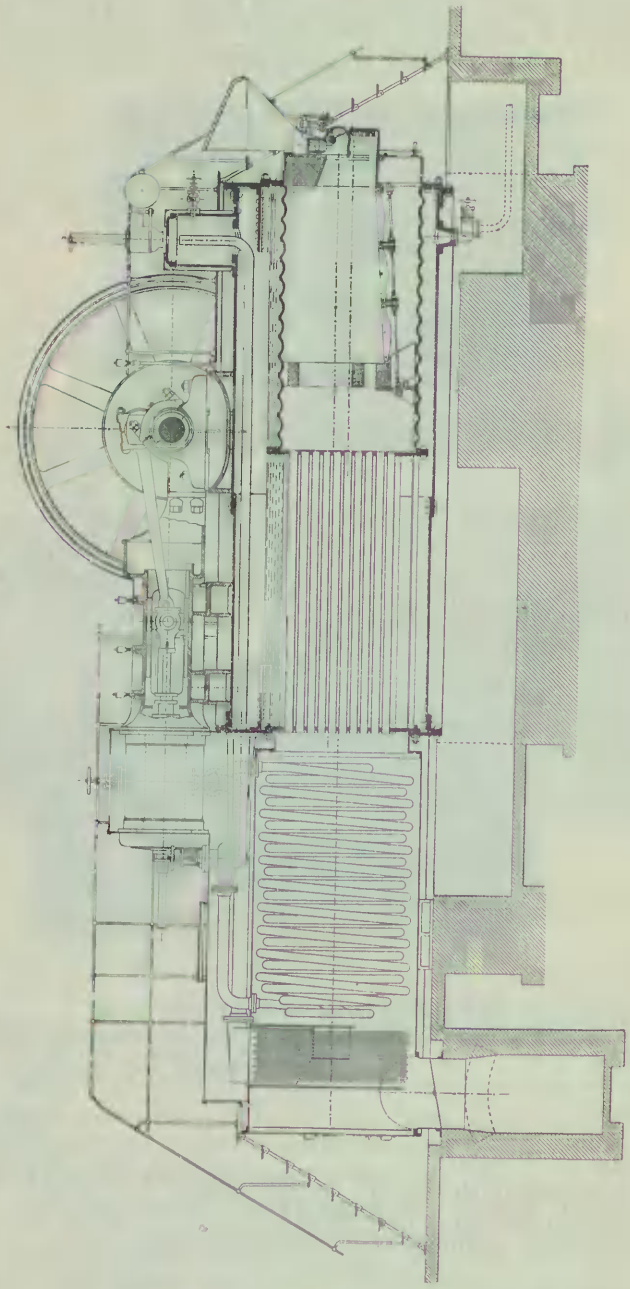
Wymiary lokomobili były następujące:

Powierzchnia ogrzewalna wodna kotła parowego	94,4 m^2
„ „ przegrzewacza I. .	85,5 „
„ „ „ II. .	36,9 „
„ rusztów	2,64 „
Ciśnienie robocze pary	15 atm.

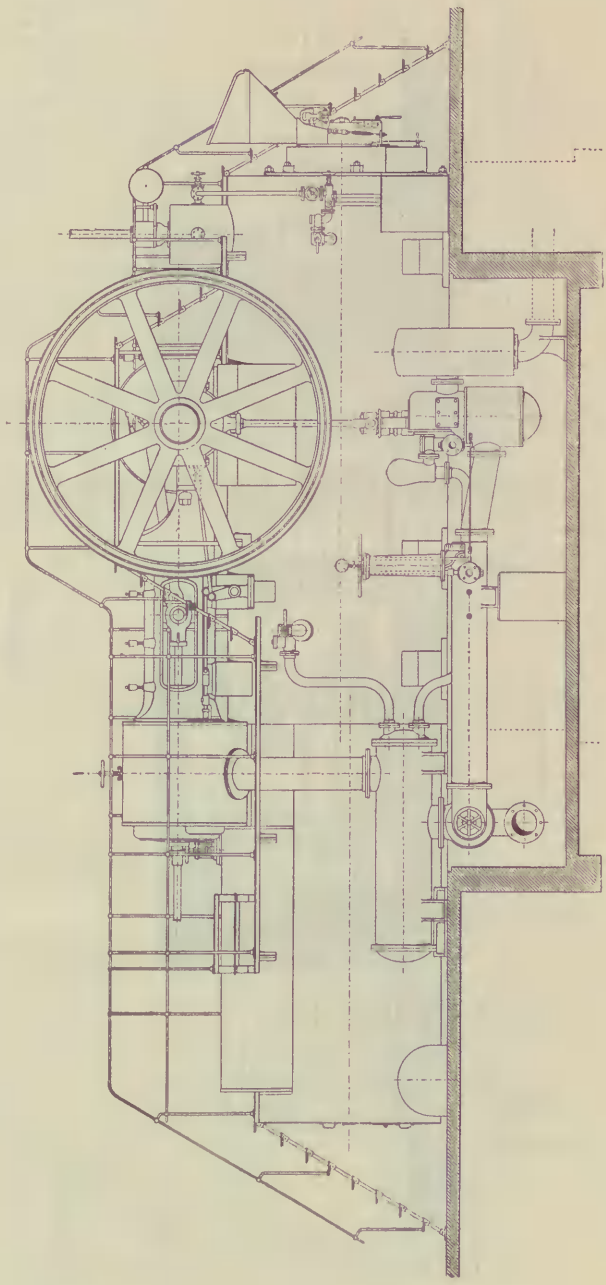
Stosunek pow. rusztów do pow. ogrzew. kotła 1 : 35,8
Komin żelazny wysokości 44 *m* o średnicy 1,1 *m*.

Średnica cylindra wysokiego ciśnienia	370 *mm*
„ „ nizkiego „	750 „
Skok tłoków	650 „

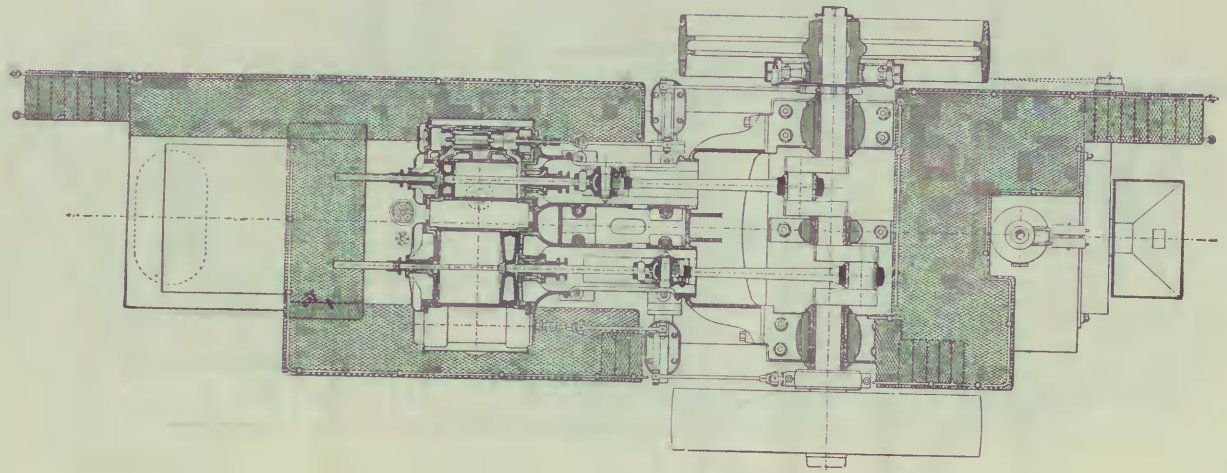
Stosunek objętości cylindrów 0,236 czyli (4,2).



Rys. 53.

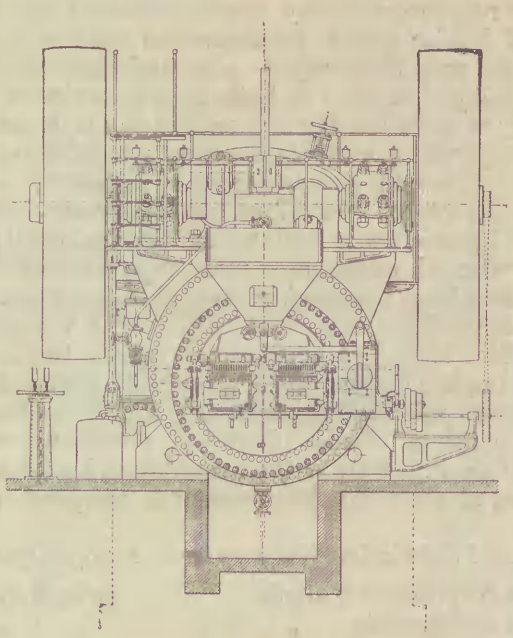


Rys. 54.

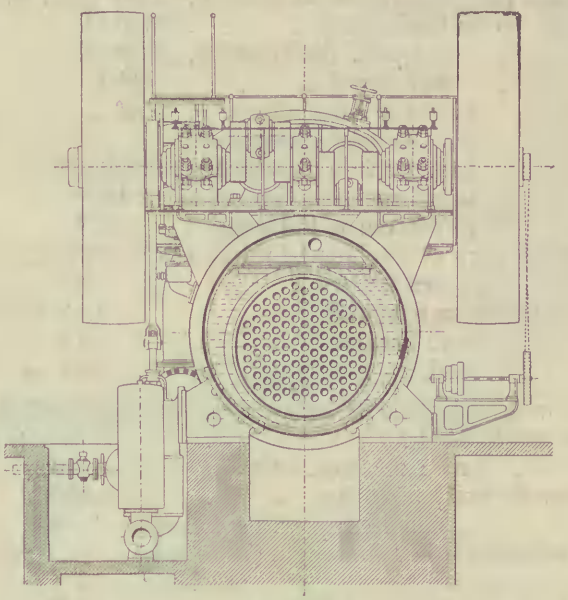


Rys. 55.

Wymiarkę sprężyn indykatorów sprawdzono przed rozpoczęciem próby i otrzymano dla



Rys. 56.



Rys. 57.

cyl. wysokiego ciśnienia zamiast 3 *mm*, 2,98 *mm* = 1 atm.
„ nizkiego „ „ 12 „ 11 „ = 1 „

Przy rozpoczęciu próby, sprawdzono stan ognia na rusztach i pod koniec próby pozostawiono taki sam ogień na rusztach, jak przy rozpoczęciu. Następnie ustalono przy rozpoczęciu próby stan wody w kotle na wodowskazie, oraz ciśnienie pary w kotle według manometru wzorcowanego. Notowano temperaturę wody zasilającej, natryskowej do kondensatora i wylewu tegoż, następnie temperatury pary przegrzanej z pierwszego i drugiego przegrzewacza, gazów kominowych i powietrza w kotłowni. Ciąg kominowy pod rusztami i na rusztach mierzono w *mm* słupa wodnego, oraz robiono, co kwadrans i częściej, rozbiór chemiczny gazów kominowych dla zbadania zawartości CO_2, O i CO w gazach spalinowych. Moc użytkową mierzono zapomocą dwóch dynamomaszyn o prądzie stałym, które służyły do poruszania części fabryki, prąd mierzono miernikami kilowatowymi. Ilość obrotów podawał licznik obrotowy, poruszany od korbki przymocowanej do wału. Wodę zasilającą kocioł otrzymano zmiękczoną ze zbiornika fabrycznego o temperaturze 56° C.

Wyniki doświadczenia otrzymano następujące:

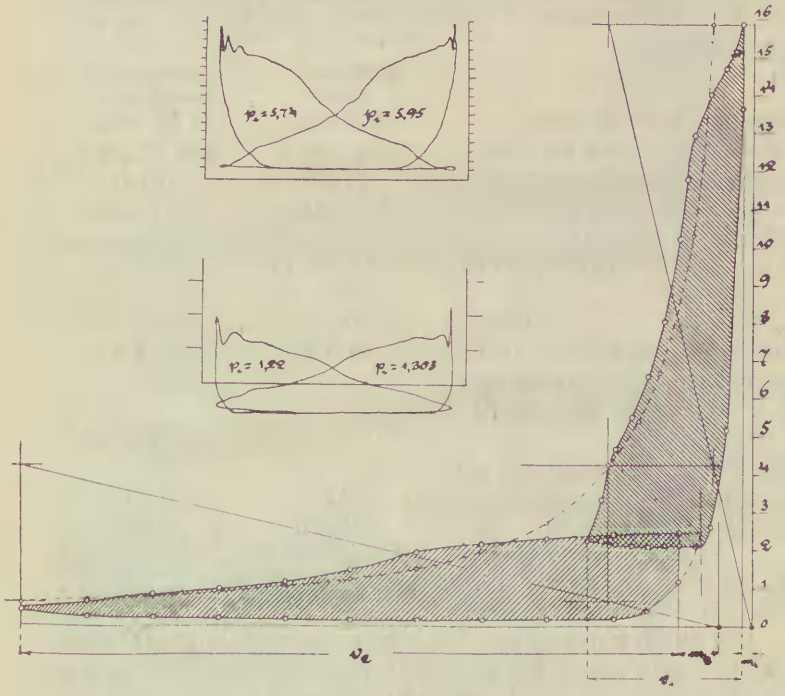
Czas rozpoczęcia badania . . .	godz. 9	m. 31	
Czas zakończenia „ . . .	„ 1	„ 33	
Czas trwania próby	„ 4	„ 2	
Ciśnienie pary w kotle wedł. manom.	15,01	atm.	średnio
Temper. wody zasilającej	56,6°	C.	„
„ „ natrysk. do kondens.	20,2°	C.	„
„ „ wylotowej z „	46°	C.	„
„ gazów w kominie. . .	252°	„	„
„ pary świeżej przegrzanej przy wejściu do cylindra	348,2°	C.	„
„ pary przelotowej w przelotni	167°	„	„
„ powietrza w kotłowni	27°	„	„
Przegrzanie pary świeżej ponad temp. nasyc.	148°	„	„
„ „ przelotowej „ „ „	41°	„	„
Ciąg kominowy w dymnicy	12,3	*mm*	„
„ „ nad rusztami	6,4	„	„
„ „ pod „	3,1	„	„
Próżnia w skraplaczu 67 *cm*	= 0,885	kg/cm^2	
Spalono węgla 5464 *kg*	= 263,8	*kg*/godz.	
„ „ na 1 m^2 pow. rusztów . .	= 100	„	
Odparowano wody 9526 *kg*	= 2362	„	
„ „ na 1 m^2 pow. ogrz. kotła	25	„	
Liczba odparowania 1 *kg* węgla (7900 cpł.)	8,92		
„ „ „ „ przeliczona na nasz węgiel o 6000 cpł. . . .	6,75		

Wyniki indykowania lokomobili wykazały przy 171,6 obrotach na min. średnio	Cylinder wysokiego ciśnienia	Cylinder nizkiego ciśnienia
Napełnienie w % skoku . . .	34,7 (8,2%)	45%
Średnie indykowane ciśnienie . .	6,03 *kg*	1,279 *kg*
Moc indykowana w k. m.$_i$ . . .	310 k. m.$_i$	277,6 k. m.$_i$
całkowita	587,6 k. m.$_i$	

Moc użytkowa na prądnicach (η=0,90) 343 kw = 519 k. m.$_e$
„ „ wraz z pasem (3%) . . . . . = 535 „
Stosunek kw. do k. m.$_i$ 343 : 587,6 . . . =0,585

Sprawność mechaniczna masz. parowej $\eta = \frac{535}{587,6} = 0,915$

Rozchód pary podwójnie przegrzan. na 1 k. m.$_i$/godz. **4,04** *kg*
„ „ „ „ na 1 k. m.$_{rz.}$/godz. 4,41 „
„ węgla (7900 cpł.) na 1 k. m.$_i$/godz. . . 0,45 „
„ „ „ „ „ 1 k. m.$_{rz.}$/godz. . 0,492 „
„ „ przelicz. na kraj. o 6000 cpł na 1 k. m.$_i$ 0,592 „
„ „ „ „ „ „ „ „ 1 k. m.$_{rz.}$ 0,650 „



Rys. 58.

Koszt mocy 1 k. m.$_{rz.}$/użytkowego, przy cenie węgla krajowego 1,08 kop. korzec, wypada około 0,7 kop.

Rozbiór chemiczny gazów spalinowych lokomobili Wolfa dał średnio następujące rezultaty:

Zawartość kwasu węglowego . . $CO_2 = 10,8\%$
„ tlenu . . . . . $O = 8\%$
„ tlenku węgla . . . . $CO = 0,10\%$ ślady.

Bilans cieplikowy lokomobili przedstawia się jak następuje:

Zużytkowano na wytworzenie pary nasyconej z 1 *kg* węgla	5558 cpł.	= 70,5%
Zużytkowano na podwójne przegrzanie z 1 *kg* węgla	892 „	= 11,3%
a) zużytkowano na parę razem z 1 *kg* węgla	6450 cpł.	= 81,8%
b) straty w gazach kominowych „	1086 „	= 13,6%
c) „ pozostałościach popielnikowych	48 „	= 0,6%
d) „ wskutek promieniowania i niespalania się sadzy, gazów, jako reszta	316 „	= 4,0%
Wartość cieplna węgla	7900 cpł.	= 100%

Sprawność cieplikowa masz. parowej 2920 cpł. k. $m._i$ = 21,8%
„ „ całej lokomobili = 0,818 × 0,218 = 17,8%

Oprócz tego badano lokomobile przy pracy maksymalnej, stale dopuszczalnej i maksymalnej przejściowej, wyniki były następujące:

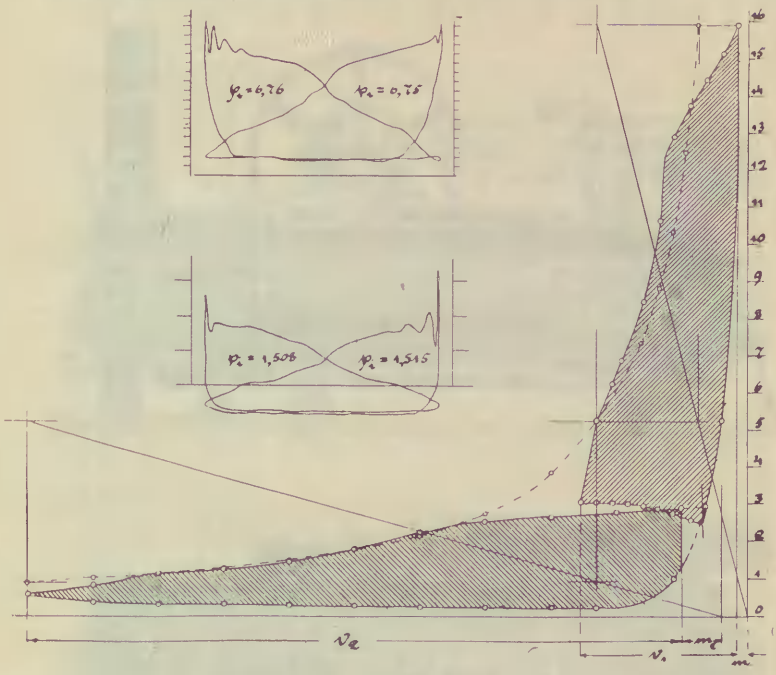
	Maximum stałe	Maximum przejściowe
Ciśnienie pary w kotle . . .	15,0 atm.	14,85 atm.
Napełnienie cyl. wys. ciśn. . .	42% (10%)	49% (11,6%)
Liczba obrotów na min. . . .	170,5	167,6
Nadciśnienie pary w przelotni .	1,83 atm.	2,27 atm.
Próżnia w skraplaczu. . . .	65 *cm*	63 *cm*
Moc wskazana cyl. wys. ciśn. .	347 k. m_i	360 k. $m._i$
„ „ „ nizk. „ .	329 „	369 „
„ „ „ całkowita .	676 „	729 „
Moc użytkowa na tabl. rozdział.	394,5 kw	426 kw
Sprawność dynamomaszyn . .	0,91	0,91
Moc użytkowa lokomobili (3% na pas)	608 k. $m._{rz.}$	658 k. $m._{rz.}$
Sprawność mechaniczna masz. parowej	0,90	0,90
Stosunek kw do k. $m._i$ . . .	0,585	0,585

Wykresy indykatorowe zrankinizowane przedstawiają rys. 58 przy obciążeniu normalnem i rys. 59 przy obciążeniu maksym. stale dopuszczalnem.

Wyniki, powyżej przedstawione i osiągnięte przeze mnie przy próbach, nawet nie laboratoryjnie obstawionych, są wymownym faktem wielkiego postępu, jaki osiągnięto przez konsekwentne korzystanie ze zdobyczy techniki parowej i umiejętne przystosowanie ich do ustroju lokomobilowego.

Przedewszystkiem zręcznie zastosowano duży stosunek objętości cylindrów 1 : 4,22. Zwykły stosunek objętości w tych

warunkach ciśnień wynosi 1 : 3, natomiast 1 : 4,22 graniczy ze stosunkiem objętości maszyn o potrójnem rozprężaniu, dając korzyści blizkie do tych ostatnich, lecz zmusza, w celu osiągnięcia równości pracy, do spadku ciśnienia między cylindrami, co wobec znacznego przedzwrotnego wylotu w cylindrze wysokiego ciśnienia na wykresie indykatora nie razi, i jak już Br. Sulzer doświadczalnie dowiedli, w wielu wypadkach jest korzystne i cyl. wys. ciśnienia otrzymuje się mały.



Rys 59.

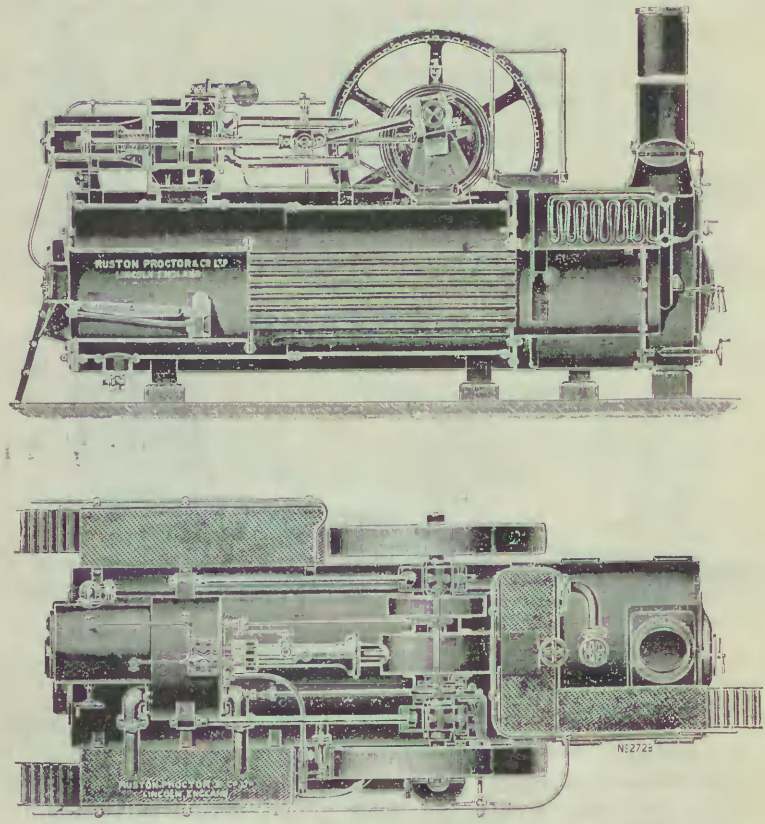
Otrzymany rozchód pary około 4 *kg* na k. m.i/godz. o ciśnieniu 15 atm., podwójnie przegrzanej, nie przedstawia nic nadzwyczajnego, gdyż lepsze maszyny dwucylindrowe dają ten sam wynik już przy pojedyńczem przegrzaniu. Wprawdzie są to zwykle maszyny parowe wentylowe, lokomobila zaś Wolfa posiada pojedyńcze suwaki tłoczkowe, rozrządzane mimośrodami, lecz o ile są dokładnie wykonane i gwarantują szczelność, różnica tych rozdziałów nie jest wielka.

Jeszcze korzystniej przedstawiają się wyniki kotła parowego lokomobili Wolfa. Pomimo znacznej wydajności powierzchni ogrzewalnej (25 *kg* pary z metra kwadratowego), temperatura gazów, wychodzących z dymnicy, nie przekracza 260° C., a sprawność kotła dochodzi do 82%.

Wprawdzie użyto podczas prób węgla kamiennego wyszukanej dobroci, a palacz obsługiwał kocioł z rzadką umiejęt-

nością i uwagą, ciśnienie utrzymywał stałe, zasilał kocioł prawie bez przerw i rozrzucał węgiel po całym ruszcie małemi porcyami i często. Częste i krótkotrwałe otwieranie drzwiczek widocznie nie szkodzi tak, jak nierównomierne rozrzucanie węgla na rusztach.

Wynik zużycia węgla na 1 k. m.$_{rzecz.}$ odpowiada, mniej więcej, liczbom gwarancyjnym, podawanym przy lokomobilach Wolfa, a mianowicie 4,4 *kg* pary=0,55 *kg* węgla o 7500



Rys. 60 i 61.

jednostkach cieplik. na 1 k. m. rzecz./godz. Odpowiada to w przybliżeniu 0,69 *kg* naszego węgla na k. m. o zawartości cieplikowej 6000 cpł., zatem koszt na 1 k. m./godz. wypadnie, przy cenie węgla loco fabryka 1 rb. 8 kop./korzec, około 0,75 kop. koń-godz.

Lokomobile firmy H. Lanz w Mannheimie, usilnie konkurującej z Wolfem, dają podobno prawie te same wyniki, jak to wielokrotnie przez eksperymentatorów stwierdzono.

Ostatnimi czasy zaczynają nawet firmy angielskie bu-

Tablica porównawcza rozchodu pary i ciepła różnych silników.

Rodzaj silnika	Moc k. m.	Para wlotowa		Rozchód pary na 1 k. m. i godz.	Rozchód ciepła na 1 k. m. i godz.	Rozchód pary na 1 kw/godz.	Rozchód ciepła na 1 kw/godz.	Badacz.
		temperatura	ciśnienie					
Van den Kerchove posobny (tandem)	200	350° C.	10½ atm.	4,0 *kg*	2840 cpł	6,7 *kg*	4727 cpł.	prof. Schröter
Hanowerska stacya elektr. 3 cylindr.	1500	221° „	12½ „	4,8 „	3068 „	7,5 „	4825 „	„ ter Meer
Berlin Louisenstr. elektrownia 3 cylindr.	3500	323° „	14 „	4,2 „	2917 „	6,8 „	4591 „	Z. d. V. d. I.
„ Moabit „ „ „	3000	303° „	13 „	3,95 „	2709 „	6,17 „	4222 „	„ „ „
Corliss jednocylindrowy	100	nasyc.	6½ „	6,127 „	3736 „	10,2 „	6227 „	inż. Freytag, wystawa
Stumpf „	100	420° „	12 „	4,2 „	3092 „	7,0 „	5110 „	Swiderski, Lipsk
R. Wolf lokomobila dwucylindr. z pojed. przegrz.	250	330° „	12 „	4,6 „	3300 „	7,2 „	5200 „	prof. Guttermut
„ „ „ „ z podwój. przegrz.	587	350° „	15 „	4,04 „	2920 „	6,9 „	4810 „	Słucki
Turbina parowa Zölly	500	300° „	10 „	5,1 „	3501 „	8.7 „	5972 „	prof. Stodola
„ „ „	2000	300° „	12 „	4,6 „	3220 „	7,8 „	5460 „	tramwaje w Warsz.
„ „ „	2500	300° „	12 „	4,37 „	3044 „	6,75 „	4693 „	prof. Stodola
„ „ A. E. G.	5000	328° „	12 „	3,8 „	2688 „	6,2 „	4382 „	A. E. G.
„ „ Parson	10000	300° „	12 „	3,45 „	2434 „	5,77 „	4008 „	Engineering

Temperaturę wody, zasilającej kotły do maszyn parowych, przyjęto w powyższym obrachunku ∾ 40° C.
„ „ „ „ „ turbin „ „ „ „ „ ∾ 30° C.

Centrala w Warszawie średnio 285° 12 ∾ 8,5

dować lokomobile o parze przegrzanej, o czem świadczy rys. 60 i 61, przedstawiające lokomobile firmy Ruston i Proctor w Lincoln.

Z lokomobilą współzawodniczą, oprócz maszyny parowej stałej z kotłem obmurowanym, silnik gazowy i Diesela ropowy. Silnik antracytowy na gaz ssany (100—300 k. m.) zużywa 0,9 do 1 funta antracytu donieckiego (24 kop./pud) na 1 k. m.$_{rz.}$/godz., czyli koszt konia-godziny w Warszawie wynosi od 0,55 do 0,6 kop. Silnik ropowy Diesela (150—500 k. m.) zużywa 0,19—0,2 *kg* ropy naftowej na 1 k. m.$_{rz.}$/godz., czyli koszt konia-godziny, licząc 63—65 kop. pud ropy loco fabryka w Warszawie, wynosi 0,75 do 0,8 kop. Lokomobila, której 1 k. m.$_{rz.}$ kosztuje około 0,75 kop., zajmuje zatem pośrednie miejsce między powyższymi silnikami.

Przy wyborze silnika powinny decydować zatem dziś, jak z powyższego widać, nie ta nieznaczna różnica kosztów paliwa, lecz względy lepszego przystosowania jednego lub drugiego silnika do danego ruchu i warunków miejscowych.

Ocena ekonomiczości działania silnika parowego według zużycia pary na konia jest niedopuszczalna, wobec wpływu wielkości ciśnienia pary i stopnia jej przegrzania na koszt jej wyprodukowania. Jedynie dokładne wyobrażenie o ekonomicznem działaniu silnika daje rozchód ciepła na konia-godzinę.

W ten sposób porównane silniki parowe: maszyna parowa stała, turbina parowa i lokomobila, mogą dać wyobrażenie o ich względnej ekonomiczności, jak to widać na zestawionej powyżej tablicy:

Jak widać z tablicy na str. 55, turbiny parowe są oszczędniejsze niż maszyny tłokowe tylko powyżej 2500 k. m., a poniżej tej liczby między silnikami tłokowymi góruje van der Kerchove z zużyciem ciepła 4727 cpł. na 1 kw/godz., gdy natomiast silnik parowy ustroju Stumpfa zużywa 5110 cpł. na 1 kw/godz. Wolf ze swoją lokomobilą o podwójnem przegrzaniu jest ekonomiczniejszy niż Stumpf, lecz zaledwie dorównywa silnikowi van der Kerchove, który dziś jest prototypem silników parowych posobnych (tandem) Lentza, rozpowszechniających się coraz więcej.

Maszyna parowa ogrzewalna.

Jest rzeczą znaną, że maszyna parowa tylko bardzo małą część ciepła, zawartego w parze, przetwarza na pracę mechaniczną, większa część ciepła uchodzi z parą odlotową do wylotu, lub do skraplacza; oprócz tego traci się dużo ciepła przez przewodnictwo, promieniowanie, jak również przez skraplanie się w cylindrze, przewodach, oraz wskutek nieszczelności.

Praca, otrzymana na wale maszyny parowej, wynosi, przy najlepszych warunkach, najwyżej 20% całkowitej ilości

ciepła, doprowadzonego do niej, a 80% traci się bezpowrotnie. Przy dzisiejszym stanie budowy maszyn nie można oczekiwać znacznego powiększenia cieplikowej wydajności maszyny parowej, gdyż dosięgnęła ona już bardzo wysokiego rozwoju. Należy zatem szukać lepszego wyzyskania maszyny parowej w racyonalnem zużyciu ciepła, uchodzącego z parą odlotową, stosując ją do grzania, suszenia lub do gotowania.

Taką maszynę parową, której para częściowo lub w całości służy jeszcze do grzania, gotowania lub suszenia, nazywamy *ogrzewalną*.

Wielu mniema, jakoby ekonomiczność działania maszyny parowej ogrzewalnej, której para powrotna służy do celów fabrykacyjnych, była rzeczą drugorzędną, ponieważ, przy zwiększonym rozchodzie pary w maszynie parowej, mniej ekonomicznie działającej, otrzymuje się więcej pary powrotnej.

Przedewszystkiem należy tu rozróżnić dwa wypadki: 1) gdy zapotrzebowanie pary powrotnej jest stale znacznie większe, niż ta ilość pary, którą maszyna parowa oddaje; 2) gdy zapotrzebowanie pary powrotnej nie jest jednakowe, t. j. czasami nie całkowite i pozostaje wówczas nadmiar powrotów, które należy wypuścić nad dach.

W pierwszym wypadku narzuca się pytanie, czy korzystniej będzie stosować *ekonomiczną* maszynę parową wydychową i dodawać pary z kotła, po zredukowaniu jej ciśnienia, czy stosować maszynę parową *nieekonomiczną*, która wytworzy sama potrzebne powroty?

W tym celu rozpatrzmy z czego się składa wogóle rozchód pary w maszynie parowej i skąd powstaje nadmiar rozchodu pary w maszynach nieekonomicznie działających?

Całkowity rozchód pary maszyny parowej składa się z czterech części: 1) z rozchodu pary *na wykres*, czyli rozchodu dynamicznego na pracę, 2) z rozchodu *na wewnętrzne* skraplanie się pary, 3) z rozchodu pary *na promieniowanie* i *przewodnictwo* ciepła przez ścianki cylindra na zewnątrz i 4) z rozchodu na nieszczelności przez dławnice, kryzy i uzbrojenie (armaturę).

1) Rozchód pary na pracę mechaniczną na godzinę równa się $27\,\gamma\,\frac{\varepsilon}{p_i}$, gdzie γ oznacza ciężar właściwy pary, $\varepsilon = (1 + m)\,\frac{p_e}{p} - m\,\frac{p_k}{p}$ (rys. 46); ε daje się zmniejszyć przez stosowanie małych szkodliwych przestrzeni m, małego napełnienia cylindra, t. j. dużego stopnia rozprężania $p : p_e$ (aż prawie do przeciwciśnienia), następnie przez stosowanie pary przegrzanej (ktorej ciężar właściwy pary γ jest mniejszy niż pary nasyconej) a głównie przez duże ciśnienie początkowe pary wlotowej, ponieważ wyraz na ε zawiera ciśnienie pary świeżej. Jeżeli więc chodzi o to, ażeby z danej ilości

pary otrzymać jak najwięcej pracy przy maszynach parowych ogrzewalnych, należy się starać o utrzymanie powyżej wymienionych warunków. Ponieważ jednak przy dużem zapotrzebowaniu pary do ogrzewania, niewyzyskane ciepło otrzymuje się w parze powrotnej, zatem niezupełne wyzyskanie pracy mechanicznej z danej ilości pary w maszynach parowych ogrzewalnych (t. j. gdy jest brak powrotów), nie należy uważać za stratę bezpowrotną.

2) Rozchód pary na chłodzenie wewnętrzne powstaje wskutek zetknięcia się pary świeżej ze ściankami cylindra, które tylko co przedtem stykały się z parą wylotową, o niższej temperaturze. Są to straty dosyć znaczne i wynoszą do 60% użytecznego rozchodu pary na pracę. Przy maszynach parowych zwykłych (nieogrzewalnych) strata cieplikowa na wewnętrzne chłodzenie jest bezpowrotna, i cała technika nowoczesna wysila się na jej zmniejszenie, stosując, jak wiadomo, parę przegrzaną, małe szkodliwe przestrzenie, duże prędkości tłoka, lub używając maszyn przelotowych i t. d. Lecz przy maszynie ogrzewalnej całość tych strat otrzymuje się napowrót w parze powrotnej, którą nagrzane ścianki cylindra osuszają, przetwarzając powstałe skropliny na parę, tak że i tu straty maszyn nie są bezpowrotne.

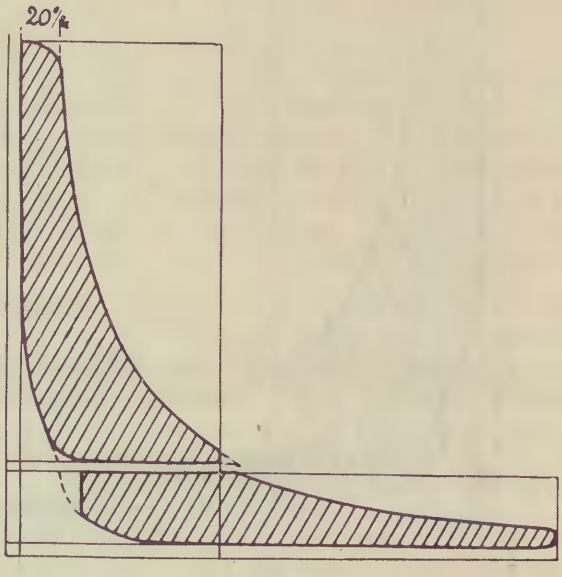
3) Rozchód pary na chłodzenie zewnętrzne powstaje przez promieniowanie i przewodnictwo ścianek cylindra na zewnątrz. Rozchód ten zależy od prędkości tłoka i stosunku skoku tłoka do jego średnicy (najlepiej 2 : 1), stanowi on dla maszyn parowych ogrzewalnych stratę *bezpowrotną*, którą przy dobrej izolacyi cylindra, można tylko częściowo zmniejszyć.

4) Rozchód pary na nieszczelności dławnic, kryz i uzbrojenia stanowi dla maszyny parowej ogrzewalnej również stratę *bezpowrotną* i daje się zmniejszyć przez staranną obsługę i dogląd.

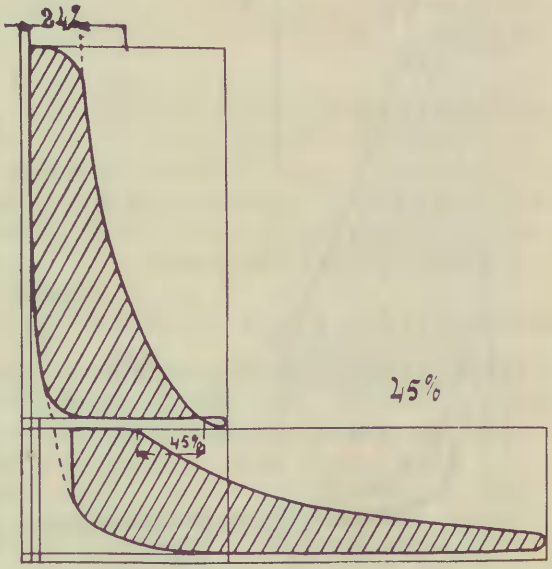
Straty bezpowrotne pod 3) i 4) wzrastają oprócz tego ze zwiększonym rozchodem pary na prace i chłodzenia wewnętrzne, t. j. pod 1) i 2); z tego wynika, że wszystkie te straty wzrastają z rozchodem pary wogóle, czyli para, po przejściu przez maszynę parową, traci na wartości cieplikowej, a więc i ta dodatkowa ilość pary, której nieekonomiczne maszyny parowe zużywają więcej w stosunku do ekonomicznych,

Stąd wynika, że ekonomiczność maszyny parowej ogrzewalnej nie jest rzeczą obojętną. Jeżeli zatem brakuje pary powrotnej, to lepiej brać świeżą parę z kotła parowego. Para zaś świeża z kotła, przechodząc przez zawór redukcyjny, nic nie traci na cieple, ponieważ ciepło wyzwolone, przy przejściu pary z wyższego ciśnienia na niższe, osusza i przegrzewa parę, która o tyle większą posiada wartość cieplikową niż para powrotna, ile stanowią praca mechaniczna i straty cieplikowe wewnętrzne i zewnętrzne. Stąd wynika, że korzystniej jest stosować wydychowe maszyny parowe ekono-

miczne i używać pary świeżej z kotła do grzania, redukując odpowiednio jej ciśnienie, niż stosować maszyny parowe parożercze.



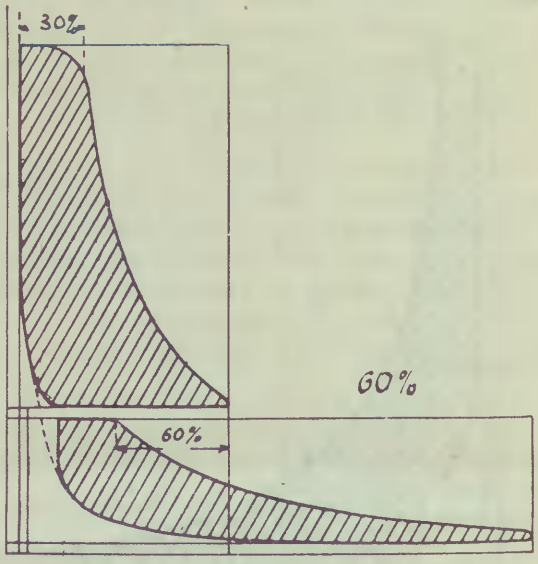
Rys. 62.



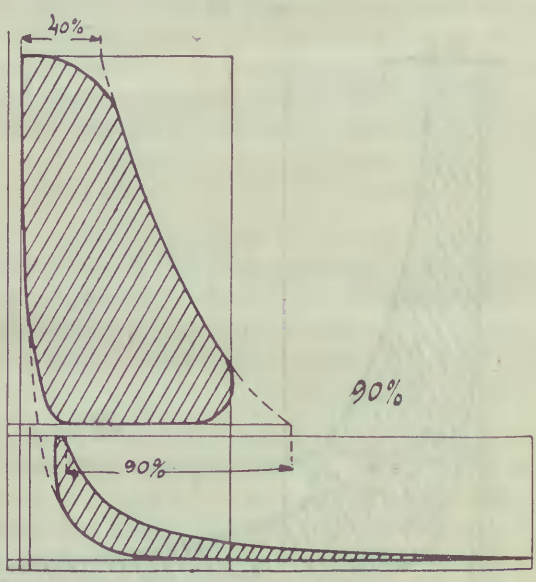
Rys. 63. Odbiór pary z przelotni w odsetkach całkow. rozchodu pary.

Najlepszym dowodem powyższego zapatrywania są korzyści, które osiągnięto ostatnimi czasy w cukrowniach,

przez zastosowanie pary o wysokiem ciśnieniu i przegrzewaniu przy zaworowych maszynach parowych.



Rys. 64.



Rys. 65.

Przegrzanie pary daje przy maszynach parowych ogrzewalnych nie tylko pewne korzyści w maszynie parowej,

zwiększając wartość cieplikową pary powrotnej, lecz przegrzewacz sam zwiększa jednocześnie ogólną powierzchnię ogrzewalną kotła, przez co zmniejsza temperaturę gazów odchodzących w kominie i powiększa tym sposobem współczynnik ekonomiczny wydajności kotła parowego.

A zatem należy do maszyn ogrzewalnych stosować:

1) Parę o jak najwyższem ciśnieniu, której tworzenie, jak wiadomo, nie wymaga dużo więcej paliwa w stosunku do pary nizkoprężnej, a pozwala na znacznie większe wyzyskanie pracy mechanicznej niż przy parze nizkoprężnej.

2) Dążyć do wyzyskania rozprężenia pary aż prawie do przeciwciśnienia, co przy bardzo wysokiem ciśnieniu początkowem najlepiej uskutecznić przez podwójne rozprężanie.

3) Zmniejszyć objętość i powierzchnię przestrzeni szkodliwej, ponieważ jest ona nieprodukcyjną i powiększa straty cieplikowe, które para powrotna tylko częściowo wynagradza.

4) Stosować parę przegrzaną w celu powiększenia pola pracy napełnienia, oraz zmniejszenia zawartości wody w parze powrotnej, jakkolwiek skropliny, powstałe w cylindrze z powodu wewnętrznego chłodzenia, odparowują się podczas wylotu, nie przynosząc strat.

5) Duże prędkości tłoka (przyczem liczba obrotów nie koniecznie musi być duża) dla zmniejszenia wewnętrznego chłodzenia.

6) Normalny stosunek skoku tłoka do średnicy (2 : 1), dający najmniejszą powierzchnię cylindra, przy największej objętości.

7) Dobrą izolacyę i staranne uszczelnienie.

Tym wszystkim warunkom odpowiadają maszyny parowe zaworowe jednocylindrowe szybkochodzące, a przy bardzo wysokiem ciśnieniu maszyny parowe o podwójnem rozprężaniu, a w żadnym razie nie jednocylindrowe suwakowe o wolnym biegu i dużej przestrzeni szkodliwej, jaką posiadają maszyny zwłaszcza z suwakami cylindrycznymi.

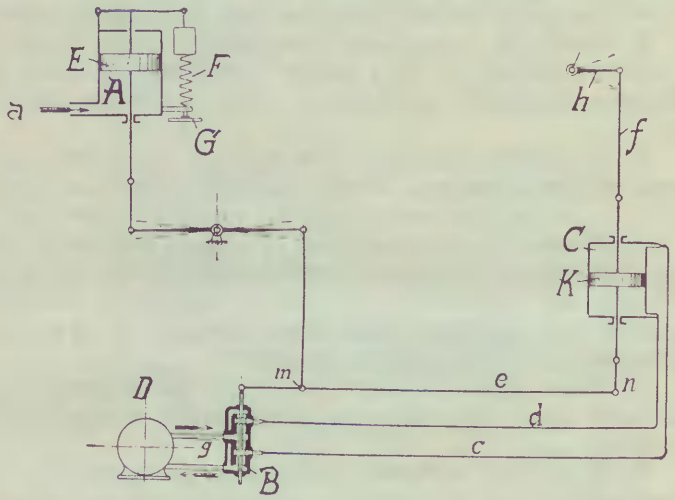
Odbiór pary z przelotni maszyn parowych sprzężonych.

Jeżeli (drugi wypadek) zapotrzebowanie pary ogrzewalnej jest mniejsze niż ilość pary powrotnej, wypuszczanej przez maszynę parową, to stosowanie ekonomicznych maszyn parowych jest samo przez się wskazane.

Jeżeli jednak zapotrzebowanie siły jest znacznie większe, niż zapotrzebowanie pary powrotnej, ogrzewalnej, natenczas nawet najekonomiczniejsza maszyna parowa wydmuchowa wytwarza więcej pary powrotnej, niż jej można zużyć. *Nadmiar pary, wychodzącej z maszyny wydmuchowej wpuszcza się wtedy do drugiej maszyny parowej, zaopatrzonej w skraplacz*, czyli stosuje się maszyny parowe

dwucylindrowe (compound lub tandem) ze skraplaczem, korzystając do celów ogrzewalnych z części tej pary, która przebiega przez przelotnię (receiver) z cylindra małego do dużego cylindra. Będzie to wtedy tak zwany: *odbiór pary z przelotni.*

Para w przelotni maszyn sprzężonych, działających prawidłowo, posiada zwykle ciśnienie nieco większe od atmosferycznego i, regulując ilość pary zabieranej, czyli napełnienie drugiego cylindra parowego, przy odpowiedniej objęto-



Rys. 66. Regulacya samoczynna odbioru pary z przelotni.

ści tegoż, można wytworzyć takie ciśnienie pary ogrzewalnej w przelotni, jakie dla danych celów ogrzewalnych lub fabrykacyjnych jest najkorzystniejsze. Przy zmiennem zapotrzebowaniu pary ogrzewalnej, miarkowanie napełnienia cylindra nizkiego ciśnienia powinno następować samoczynnie tak, aby można było utrzymać przepisane ciśnienie pary ogrzewalnej w przelotni.

Wykresy maszyn dwucylindrowych z odbiorem pary z przelotni przedstawiają rys. 62, 63, 64, 65.

Napełnienie cylindra nizkiego ciśnienia, lub jego objętość, należy zmniejszyć, w miarę odbioru pary z przelotni.

Ogólny rozchód pary na 1 k. m., w porównaniu z normalnem zużyciem pary maszyny dwucylindrowej ze skraplaczem, nieznacznie się przytem zwiększa, jak to wykazują następujące przykłady.

Prof. Eberle (*Czasop. Bawarsk. Tow. Kotłowego*, 1908 № 8 i 10) podaje następujący przykład:

Rozchód pary przy użyciu świeżej pary z kotła na browar i 384,5 k. m., w przeciągu 24 godz. wynosił 117 522 *kg*, w tem na gotowanie zużyto pary świeżej 56 224 *kg*, czyli

48%. Rozchód zaś pary z odbiorem pary o ciśnieniu 2 atm. z przelotni na browar i 390,1 k. m.$_i$, wynosił 101 130 *kg* na 24 godzin, w tem zużyto na gotowanie 63 624 *kg* = 63%. Zatem całkowita oszczędność pary wynosi netto 15%, przyczem zużyto na gotowanie przy odbiorze pary z przelotni o 12% więcej niż przy gotowaniu parą świeżą. Stąd wypada:

Rozchód pary na 1 k. m.$_i$ bez odbioru p. z p. 6,65 *kg*
„ „ „ „ z odbiorem pary 4,01 „
Oszczędność pary przy maszynie parowej 38,2%

A. Borsig podaje następujący przykład:

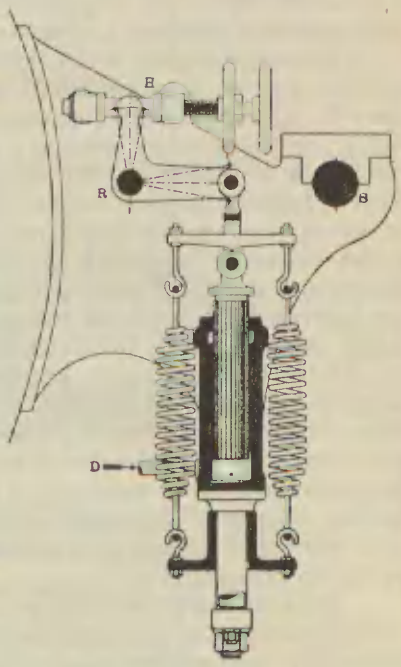
Na 450 k. m.$_i$ zużyto bez odbioru z przelotni:

na maszynę parową po 5 *kg* pary przegrzanej na 1 k. m.$_i$/g.	2250 *kg*/g.
na gotowanie i grzanie parą świeżą	2250 „
Razem . . .	4500 *kg*/g.,

co stanowi razem 10 *kg* pary na 1 k. m.$_i$/godz.

Przy odbiorze 2500 *kg* pary na godzinę z przelotni, zużyto razem przy pracy maszyny parowej na 450 k. m.$_i$ 3350 *kg* pary/godz., czyli 7,5 *kg* pary na 1 k. m.$_i$/godz., co stanowi netto 25% czystej ekonomii na parze. Przy 50%-m odbiorze pary z przelotni, rozchód pary maszyny parowej wzrósł o 50% więcej, stąd oszczędność pary 25%.

Samoczynne regulowanie ciśnienia pary ogrzewalnej, stosowane przez Fabrykę Augsburg-Norymberga (rys. 67) polega na tem, że ciśnienie pary ogrzewalnej z przelotni, znajdujące się w rurze *D*, działa na tłok przyrządu regulacyjnego w ten sposób, że przy zwiększeniu lub zmniejszeniu ciśnienia, podnosi się lub opuszcza ramie kątowe *a*, zmniejszając lub zwiększając napełnienie cylindra nizkiego ciśnienia. Napełnienie regulować można ręcznie zapomocą kółka *H*, specyalny zaś zawór redukcyjny wypuszcza parę świeżą z kotła, gdyby, pomimo najmniejszego napełnienia cylindra nizkiego ciśnienia, prężność pary ogrzewalnej spadła.



Rys. 67.

Samoczynne utrzymywanie ciśnienia pary ogrzewalnej podług Fabryki Gorzelickiej przedstawia rys. 66. Przyrząd ten składa się z regulatora ciśnieniowego *A*, połączonego zapomocą rury a z przelotnią; ciśnienie pary działa na tłok w *A*, utrzymując w równowadze nacisk sprężyny *F*, nastawianej ręcznie zapomocą kółka *G*. Servomotor *C*, przestawia zapomocą drążków *f* i *h* napełnienie cylindra nizkiego ciśnienia. Motor *C* jest obsługiwany przez pompę oliwną *D*, której suwak regulacyjny *B*, nastawiany przez drążki *m* od regulatora *A*, raz wpuszcza oliwę przez *d* pod tłok *K* serwomotoru *C*, drugi raz nad tłok tegoż.

Aby napełnienie cylindra wysokiego ciśnienia nie wypadło zbyt duże, należy stosować przy odbiorze pary z przelotni cylindry wysokiego ciśnienia o większej objętości niż normalne, a mianowicie stosunek objętości cylindrów powinien wynosić 0,6 do 0,65, czyli wogóle maszyna powinna być nieco większych rozmiarów, niż zwykła.

Prof. Eberle z d. V. d. J 1907 str. 2005, otrzymał przy doświadczeniach swoich wyniki zestawione w tablicy *A* i *B*. Wyniki te byłyby jeszcze lepsze, gdyby stosunek cylindrów zastosowano taki, jaki powinna posiadać maszyna parowa ogrzewalna z odbiorem pary z przelotni.

Oszczędność ta, w zależności od ilości odebranej pary z przelotni, wynosi od 18% do 56% ilości pary, zużytej w zwykłej maszynie parowej, a oszczędność całkowita od 10% do 30%.

Racyonalniej niż wyżej opisany odbiór pary z przelotni przedstawia się w wypadkach zmiennego zapotrzebowania pary do ogrzewania lub gotowania następująca kombinacya, którą ostatnimi czasy stosują z powodzeniem fabryki: Bracia Sulzer w Wintertur, Gorzelicka fabryka maszyn, Franco Tosi w Legnano i wiele innych, a mianowicie: ustawia się maszynę parową trzycylindrową dwukorbową, której jedna korba prowadzi normalną maszynę tandem ze skraplaczem, druga zaś maszynę jednocylindrową wydmuchową. Część tandemową z kondensacyą posiada regulator obrotowy, natomiast część wydmuchową regulator ciśnieniowy na wzór rys. 66 lub 67, zmieniający napełnienie cylindra wydmuchowego w zależności od ciśnienia w zbiorniku par powrotnych. W ten sposób wytwarza się tylko tyle powrotów ile na razie potrzeba, a część tandemowa z kondensacyą wyrównywa zapotrzebowanie siły, utrzymując stałą ilość obrotów. Przy bardzo znacznem zapotrzebowaniu par powrotnych można obiedwie części puścić na wydmuch lub w odwrotnym wypadku na skraplacz.

Reasumując powyższe wyniki, widzimy, że racyonalne uwzględnienie zjawisk termicznych i zasad konstrukcyjnych otworzyło nowe pole zastosowania maszyny parowej, i że ta stara „alma mater manufacturiensis“, która zdawało się, że już się poddała swoim nowym współzawodnikom, silnikom gazowym i turbinie parowej, jeszcze raz nabrała świeżych sił do nowego życia.

Tablica *A*. *Wyniki odbioru pary z przelotni (receivera).*

№ doświadczenia	Rodzaj pary	Ogrzewanie płaszcza	Prężność pary włotowej kg/cm²	Moc pożytkowa k. m. rz.	Liczba obrotów maszyny na minutę	Prężność pary kg/cm² przed maszyną	Prężność pary kg/cm² w przelotni (receiver)	Próżnia w skraplaczu słupa rtęci cm	Próżnia w skraplaczu kg/cm²	Cylinder wysokiego ciśnienia: Prężność początkowa kg/cm² KK	Cylinder wysokiego ciśnienia: Prężność początkowa kg/cm² OK	Cylinder wysokiego ciśnienia: Napełnienie % KK	Cylinder wysokiego ciśnienia: Napełnienie % OK	Cylinder nizkiego ciśnienia: Prężność początkowa kg/cm² KK	Cylinder nizkiego ciśnienia: Prężność początkowa kg/cm² OK	Cylinder nizkiego ciśnienia: Napełnienie % KK	Cylinder nizkiego ciśnienia: Napełnienie % OK	Cylinder nizkiego ciśnienia: Próżnia kg/cm² KK	Cylinder nizkiego ciśnienia: Próżnia kg/cm² OK	Moc wskazana: cyl. wysokiego ciśnienia	Moc wskazana: cyl. nizkiego ciśnienia	Moc wskazana: całkowita	Moc badana hamulcem k. m. rz.	Sprawność mechaniczna η	Skropliny w % całkowitego rozchodu pary: maszyny	Skropliny: cyl. nizkiego ciśnienia oddzielnie	Skropliny: odbioru pary z przelotni	Skropliny: płaszcz cyl. wysokiego ciśnienia	Skropliny: płaszcz cyl. nizkiego ciśnienia	Skropliny: poboczne skropliny	Rozchód pary na godzinę: na 1 k. m. rz.	Rozchód pary na godzinę: na 1 k. m. ind.	Temperatura pary °C. cylindra wysokiego ciśnienia: odlot KK	Temperatura: odlot OK	Temperatura: dolot KK	Temperatura: dolot OK	Temperatura w przelotni
1	para nasycona	oba płaszcze cylindra ogrzewane	10	40	123,1	10,1	1,2	65,1	0,89	9,8	10,0	9,3	10,0	1,30	1,25	40,5	43	0,82	0,85	24,0	23,4	47,4	40,7	0,86	84,9	84,9	—	6,2	8,5	0,4	7,17	6,16	—	—	—	—	—
2					122,6	10,1	**2,08**	66,7	0,91	9,8	10,0	17,1	17,8	2,11	2,03	13,2	12,0	0,84	0,84	26,5	20,6	47,1	40,6	0,86	87,6	43,8	**43,8**	6,1	5,8	0,5	9,81	8,47	—	—	—	—	99
3					122,0	10,1	**2,54**	66,2	0,90	9,9	9,9	18,7	19,7	2,68	2,52	12,1	10,9	0,84	0,85	22,1	24,8	46,9	40,4	0,86	86,7	36,6	**50,1**	6,9	5,9	0,5	9,97	8,58	—	—	—	—	104
4					121,7	10,1	**2,11**	66,6	0,91	9,8	9,9	24,7	25,7	2,05	2.03	4,8	3,7	0,84	0,86	37,3	10,3	47,6	40,3	0,85	91,6	17.0	**74,6**	4,7	3,3	0,4	12.43	10,52	—	—	—	—	99
5					121,4	10,1	**2,49**	66,2	0,90	9,9	10,0	26,5	27,5	2,44	2,41	4,8	2,8	0,85	0,83	34,6	12,1	46,7	40,15	0,86	92,5	19,8	**72,7**	4,6	2,4	0,5	12,37	10,63	—	—	—	—	99
6			12	60	(123,0)	12,1	—	66,6	0,90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(66,4)	(61)	0,92	—	—	—	—	—	—	6,83	6,29	—	—	—	—	—
7					121,7	12,1	**2,55**	65,2	0,89	11,9	11,9	22,2	23,0	2,62	2,54	14,7	13,8	0,82	0,84	38,5	28,2	66,7	61,0	0,915	89,6	43,8	**45,8**	5,2	4.8	0,4	8,87	8,11	—	—	—	—	99
8					120,5	12,1	**3,59**	65,5	0,89	12,0	12,1	27,5	28,8	3,62	3,48	9,4	8,1	0,80	0,83	33,9	29,4	63,3	59,3	0,935	89,8	42,2	**47,6**	5,2	4,4	0,6	10,04	9,40	—	—	—	—	102
9					120,7	12,1	**2,55**	67,0	0,91	11,8	12,0	30,9	33,8	2,41	2,32	5,0	3,1	0,84	0,86	54,3	12,7	67,1	60,4	0,90	92,8	15,1	**77,7**	3,8	3,0	0,4	11,85	10,68	—	—	—	—	99
10					120,2	12,1	**3,61**	66,2	0,90	12,0	12,1	35,3	38,4	3,60	3,38	4,8	2,8	0,82	0,86	45,0	18,8	63,8	59,1	0,93	92,6	22,8	**69,8**	3,7	3,3	0,4	12,10	11,22	—	—	—	—	105
11				40	(123)	12,1	—	67,0	0,91	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(47,4)	(40.7)	0,86	—	—	—	—	—	—	7,17	6 16	—	—	—	—	—
12					122,2	12,1	**2,50**	65,8	0,90	11,8	12,1	19,4	19,9	2,50	2,38	4,9	3,1	0,83	0,85	34,8	12,6	47,4	40,5	0,85	90,0	21,8	**68,2**	5,9	3,5	0,6	11,83	10'11	—	—	—	—	99
13					121,9	12,1	**3,43**	66,2	0,90	11,9	12,0	22,9	23,4	3,52	3,29	4,7	3,2	0.83	0,86	28,4	18,3	46,7	40,35	0,86	89,1	28,4	**60,7**	6,6	3,7	0,6	12,73	11,00	—	—	—	—	109
14			14	60	(123)	14,1	—	66,6	0,90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(66,4)	(61)	0,92	—	—	—	—	—	—	6,71	6,18	—	—	—	—	—
15					120,8	14,1	**4,0**	65,1	0,89	14,1	14,1	28,5	29,6	400	3,77	4,8	2,5	0,81	0,82	43,3	20,6	63,9	59,4	0,93	91,4	27,0	**64,4**	4,7	3,4	0,5	11,6	10.8	—	—	—	—	101
16	para przegrzana	tylko płaszcz cylindra niz. ciśnienia	10	40	(123)	10,1	—	67,0	0,91	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(47,4)	(40.7)	0,88	—	—	—	—	—	—	5,84	5,14	275	275	—	—	—
17					120,6	10,1	**2,12**	66,0	0,90	10,1	10,1	26,1	27,9	2,09	2,10	5,7	3,9	0,85	0,85	36,0	9,5	45,5	39,9	0,88	96,1	23,2	**72,9**	—	4,0	0,1	8,93	7,76	275	278	133	133	120
18					120,8	10,1	**2,55**	66.4	0,90	10,0	10,1	28,0	30,5	2,62	2,61	5,4	3,8	0,85	0,86	32,7	12,4	45,1	40,0	0,89	95,7	28,3	**67,4**	—	4,25	0,05	9,49	8,42	265	269	138	137	221
19			12	60	(123)	12,1	—	66,6	0,90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(66,4)	(61)	0,92	—	—	—	—	—	—	5,32	4,89	275	275	—	—	—
20					120,4	12,1	**2,69**	65,5	0,89	12,2	12,2	32.5	35,3	2,62	2,59	5,4	3,6	0,84	0,84	52,5	12,3	64,8	59,2	0,91	96,7	20,5	**76,2**	—	3,24	0,06	8,74	7,98	272	275	134	135	124
21					119,6	12,1	**3,53**	66,1	0,90	12,2	12,2	35,8	39,7	3,55	3,46	5,1	3,2	0,84	0,85	45,9	17,7	63,6	58,8	0,92	96,6	28,0	**68,7**	—	3.34	0,06	9,06	8,37	275	278	156	153	137
22				40	(123)	12,1	—	66,6	0,90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(47,4)	(40,7)	0.89	—	—	—	—	—	—	5,67	5,05	275	275	—	—	—
23					121,6	12,1	**2,65**	65,4	0,89	12,2	12,2	21,5	22,9	2,70	2,58	5,4	3,9	0,84	0,83	33,3	12,7	46,0	40,3	0,88	95,9	30,1	**65,8**	—	4,0	0,06	8,84	7,73	273	277	145	145	128
24					121,4	12,1	**3,64**	65,6	0,89	12,2	12,3	24,6	26,0	3,78	3,62	5,5	4,2	0,84	0,85	26,6	18,6	45,2	40,2	0,89	95,7	41,2	**54,5**	—	4,3	0,02	9,26	8,23	275	279	164	161	139
25			14	80	121,8	14,1	**1,90**	65,5	0,89	14,2	14,2	17.3	16,0	2,02	1,87	47	49	0,84	0,84	47,3	39,3	86,6	79,5	0,92	93,7	93,7	—	—	6,2	0,1	5,48	5,03	274	270	119	118	—
26					120,2	14.1	**3,97**	65,7	0,89	14,3	14,3	40,7	44,3	4,15	3,94	5,3	4,0	0,83	0,83	63,7	21,6	85,3	78,4	0,92	97,5	24,0	**73,5**	—	2,5	—	9,18	8,42	276	275	152	152	137
27				60	(123)	14,1	—	66,6	0,90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(66,4)	(61)	0,92	—	—	—	—	—	—	5,22	4,80	275	275	—	—	—
28					121,3	14,1	**4,04**	66,8	0,91	14,3	14,1	30,5	31,3	4,09	3,95	5,1	4,2	0,87	0,85	43,1	21,5	64,6	59,7	0,92	96,5	33,5	**63,0**	—	3,5	—	9,02	8,36	271	268	151	152	133

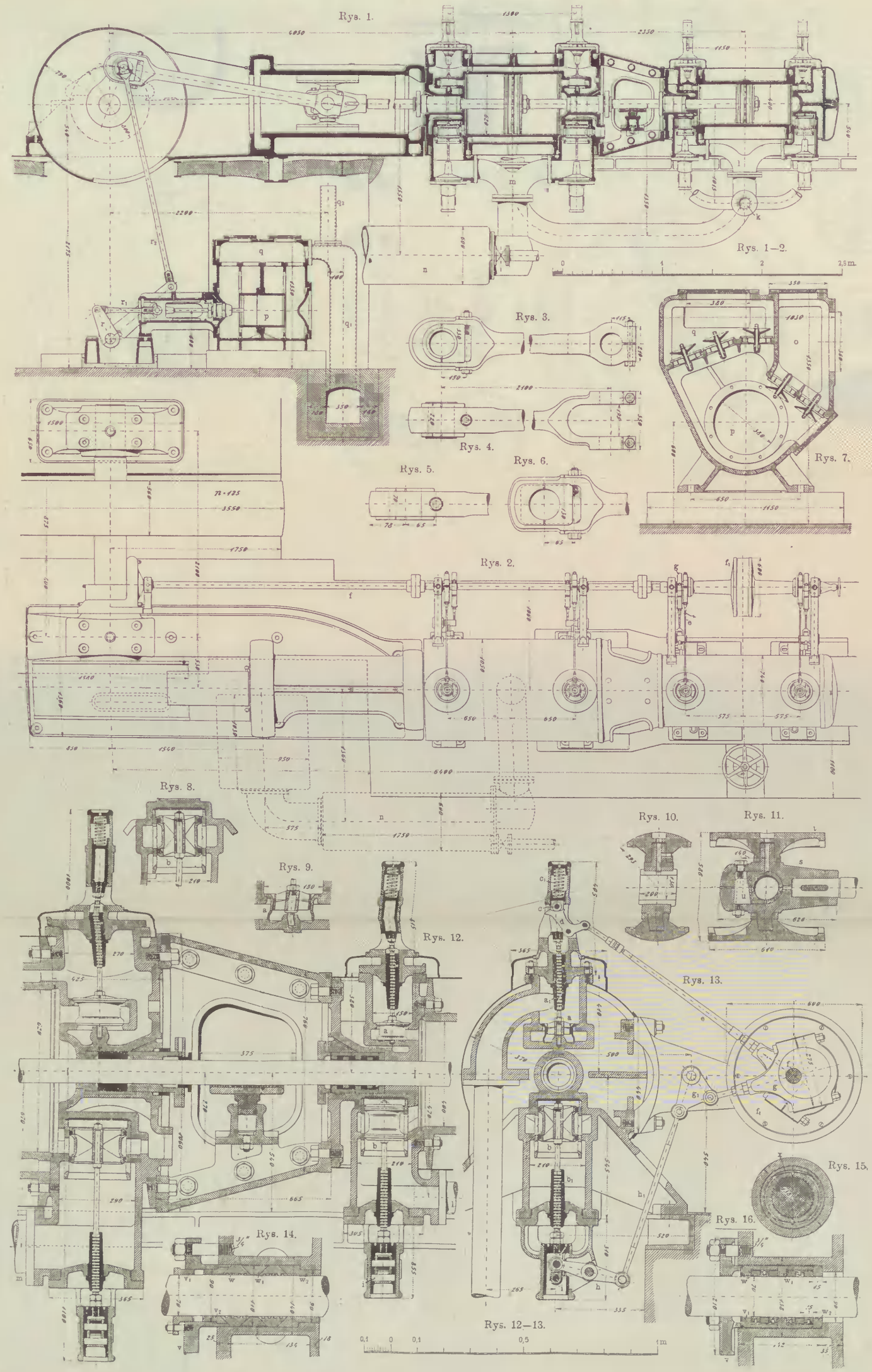
Centralne Muzeum Morskie w Gdańsku

Tablica *B*.

№ doświadczenia	Rodzaj pary	Ogrzewanie cylindra	Ciśnienie pary atm.		Moc wskazana k. m.i		Zużycie pary na k. m.i/kg	Wykładnik *n* krzywej polytropicznej		Zawartość pary suchej			Sprawność η_g		Stopień rozprężania cylindra wysok. ciśnienia	Odbiór pary z przelotni w % całk. rozchodu pary	Wartość cieplikowa		Ilość ciepła		Przez maszynę zużyte ciepło $C_2-C_3=C_4$ na 1 k. m.i	Zużycie ciepła maszyny bez odbioru C_1 na 1 k.m.i	Zużycie pary maszyny parowej na 1 k. m./godz.	Oszczędność ciepła przez odbiór pary z przelotni %
			przed maszyną	w przelotni	cylindra wysok. ciśnienia	cylindra nizk. ciśnienia		cyl. wys. ciśn.	cyl. nizk. ciśn.	cylin. wysok. ciśn. pod koniec rozprężania	cyl. nizk. ciśn. na początku rozprężania	cyl. n. c. pod koniec rozprężania	cyl. wys. ciśn.	cyl. nizk. ciśn.			pary świeżej	pary w przelotni	doprowadzona	odprowadzona				
2	Para nasycona	obydwa ogrzewane	10,1	2,08	26,5	20.6	8,47	0,98	1,03	0,78	0,79	0,91	**0,70**	**0,63**	5,7	43,8	666,2	639,5	5650	2370	3280	4105	4,9	20
3			10,1	2,54	22,2	24,8	8,58	0,96	0,88	0,78	0,78	0,96	**0,74**	**0,62**	5,7	50,1	666,2	642,0	5720	2760	2960		4,4	28
4			10,1	2,11	37,3	10,3	10,52	0,98	0,82	0,84	0,71	1,21	**0,74**	**0,54**	4,4	74,6	666,2	639,5	7010	5010	2000		3,0	51
5			10,1	2,49	34,6	12,1	10,63	0,99	0,80	0,84	0,73	1,25	**0,78**	**0,58**	4,1	72,7	666,2	639,5	7090	4940	2150		3,2	47,5
7			12,1	2,55	38,5	28,2	8,11	0,98	0,92	0,83	0,76	0,93	**0,72**	**0,62**	4,7	45,8	668,2	639,5	5420	2370	3050	4195	4,6	27
8			12,1	3,59	33,9	29,4	9,40	1,01	0,86	0,85	0,63	0,88	**0,73**	**0,55**	3,8	47,6	668,2	641,0	6280	2870	3410		5,1	19
9			12,1	2,55	54,3	12,7	10,68	1,00	0,74	0,80	0,65	1,22	**0,76**	**0,49**	3,5	77,7	668,2	639,5	7130	5300	1830		2,7	56
10			12,1	3,61	45,0	18,8	11,22	1,02	0,82	0,89	0,57	1,00	**0,79**	**0,48**	3,1	69,8	668,2	640	7500	5010	2490		3,7	40,5
12			12,1	2,50	34,8	12,6	10,11	0,98	0,83	0,80	0,61	1,22	**0,73**	**0,56**	5,3	68,2	668,2	639,5	6760	4410	2350	4115	3,5	43
13			12,1	3,43	28,4	18,3	11,00	1,01	0,84	0,80	0,62	1,06	**0,72**	**0,53**	4,6	60,7	668,2	644,5	7350	4300	3050		4,6	36
15			14,1	4,00	43,3	20,6	10,80	0,97	0,82	0,87	0,54	0,93	**0,76**	**0,47**	3,8	64,4	669,8	640,5	7230	4455	2775	4110	4,2	33
17	Para przegrzana	Cyl. nizk. ciśn. ogrzew.	10,1	4,12	36,0	9,5	7,76	1,18	0,86	1,00	0,80	1,13	**0,89**	**0,54**	3,7	72,8	720,0	650,0	5595	3680	1915	3690	2,7	48
18			10,1	2,55	32,7	12,4	8,42	1,17	0,84	0,98	0,68	1,03	**0,85**	**0,52**	4,0	07,4	714,6	650,5	6010	3690	2320		3,3	37
20			12,1	2,69	52,5	12,3	7,98	1,19	0,80	1,04	0,63	1,13	**0,91**	**0,49**	3,0	76,2	716,5	652,0	5720	3960	1760	3505	2,5	50
21			12,1	3,53	45,9	17,7	8,37	1,18	0,89	1,05	0,60	0,98	**0,92**	**0,51**	3,3	68,6	718,4	658,0	6010	3780	2230		3,1	36,5
23			12,1	1,65	33,3	12,7	7,73	1,15	0,80	1,01	0,64	1,11	**0,90**	**0,55**	4,1	65,8	717,4	654,0	5550	3320	2230	3620	3,1	38,5
24			12,1	3,64	26,6	18,6	8,23	1,18	0,90	1,01	0,60	0,98	**0,92**	**0,53**	4,8	54,5	718,4	659,0	5910	2950	2960		4,1	18
25			14,1	1,90	47,3	39,3	5,03	1,07	1,08	0,93	0,92	0,92	**0,87**	**0,73**	3,6	0	716,0	—	3600	0	3600	3600	5,0	—
26			14,1	3,97	63,7	21,6	8,42	1,20	0,86	1,05	0,57	0,90	**0,88**	**0,54**	2,6	73,5	717,5	658,0	6045	4072	1973		2,8	45
28			14,1	4,04	43,1	21,5	8,36	1,15	0,86	0,98	0,56	0,89	**0,90**	**0,50**	5,6	63,0	714,0	656,0	5965	3460	2505	3440	3,5	27

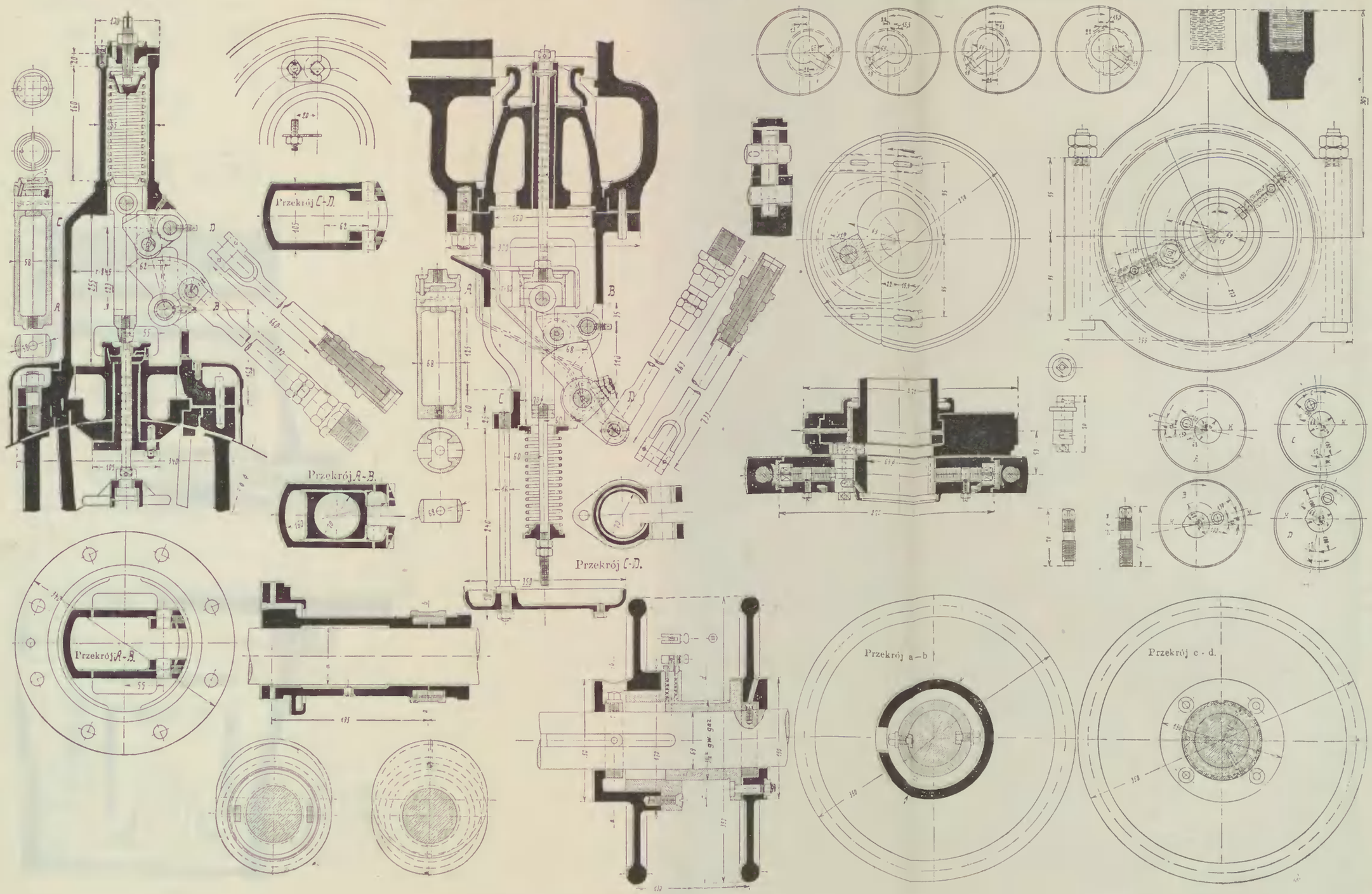
Centralne Muzeum Morskie w Gdańsku

Silnik parowy posobny (tandem), wykonywany przez fabrykę belgijską Bollinckx.



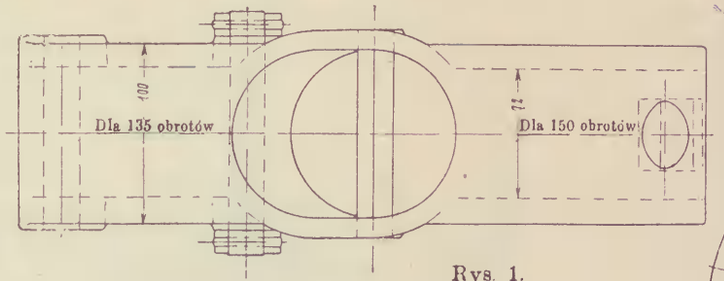
Centralne Muzeum Morskie w Gdańsku

Szczegóły rozrządu pary przy maszynie posobnej (tandem) 325/520/600 *mm*, wykonanej przez Tow. Akc. Fabryki Maszyn w Zwickau.

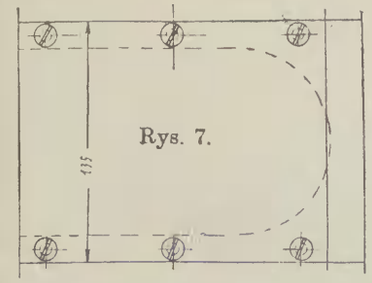


Biblioteka Muzeum Narodowego w Gdańsku

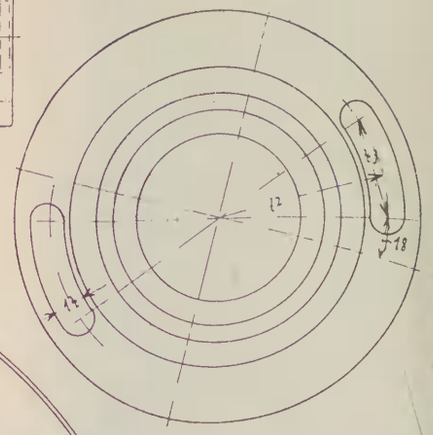
Regulator osiowy do silnika wentylowego syst. G. H. Müllera, stosowany przez firmę Steinle & Hartung w Quedlinburgu.



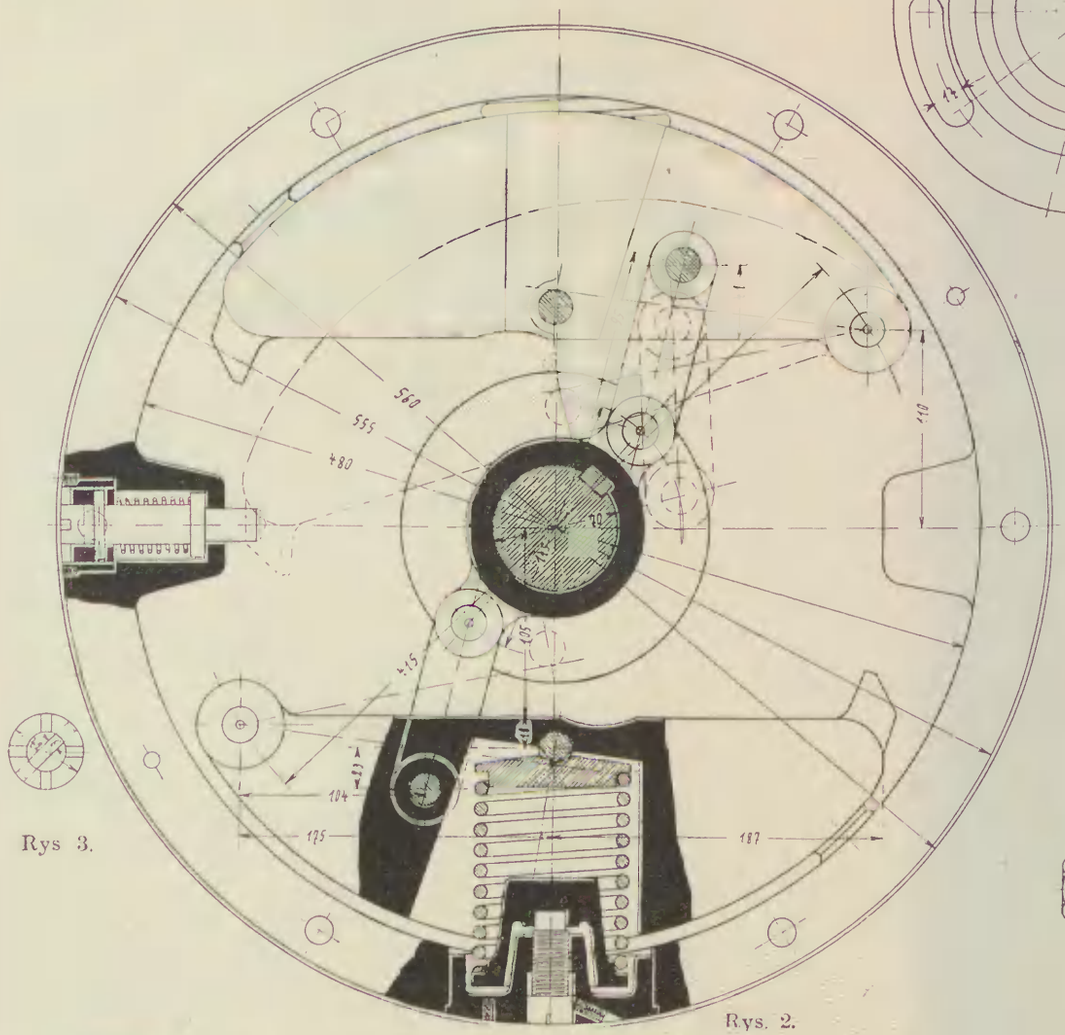
Rys. 1.



Rys. 7.

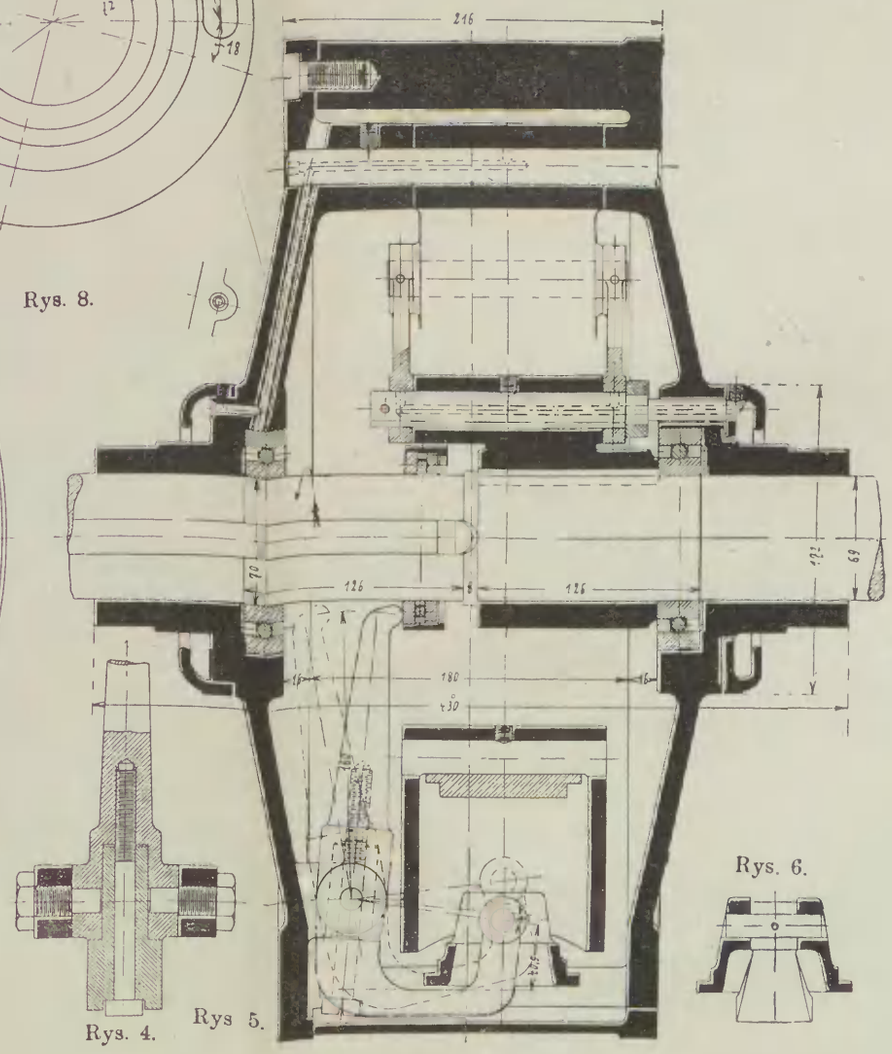


Rys. 8.



Rys 3.

Rys. 2.



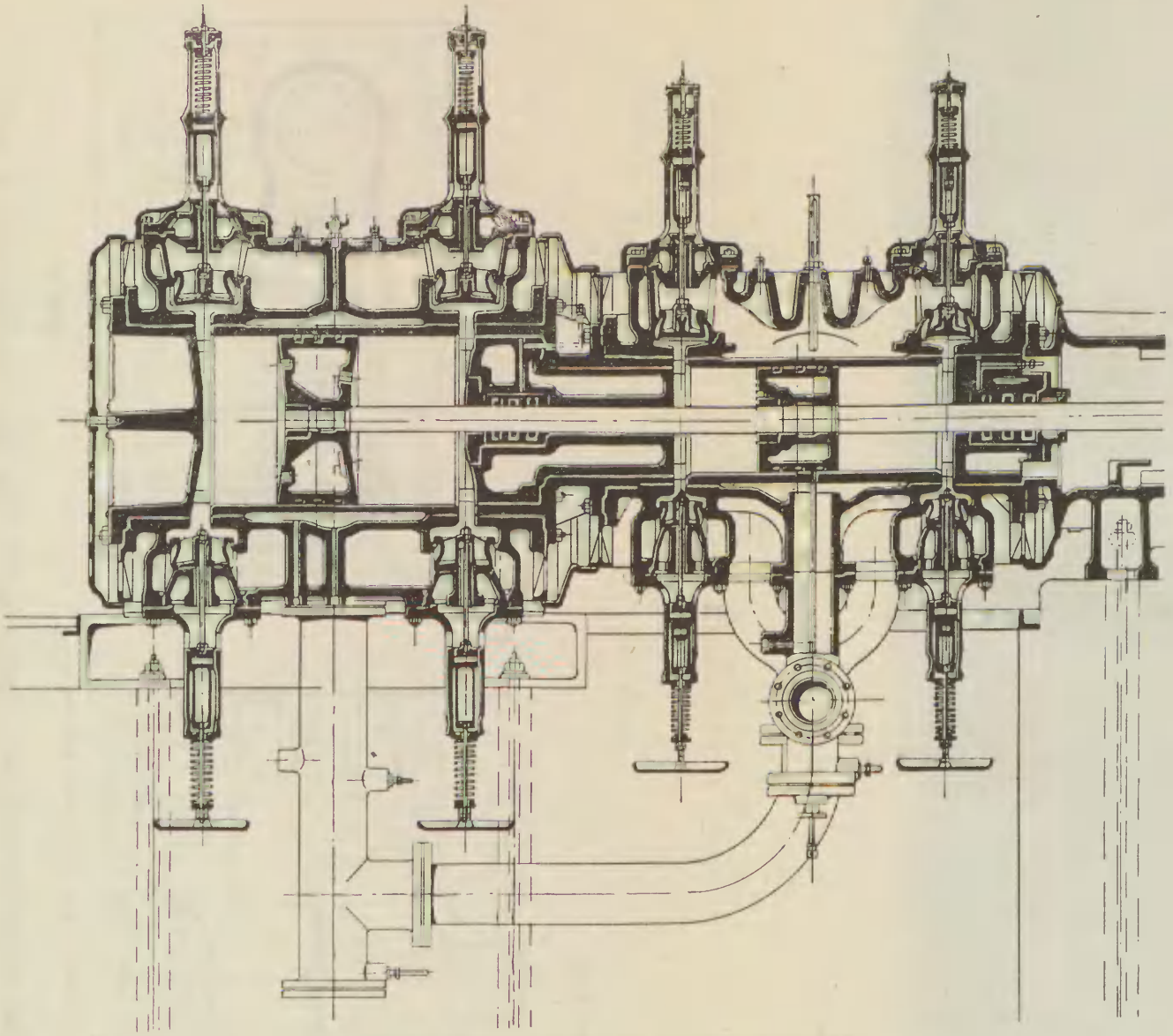
Rys. 4.

Rys 5.

Rys. 6.

Podziałka rys. 1—7: $^1/_4$ wielk. nat., rys. 8-y $^1/_3$ wielk. nat.

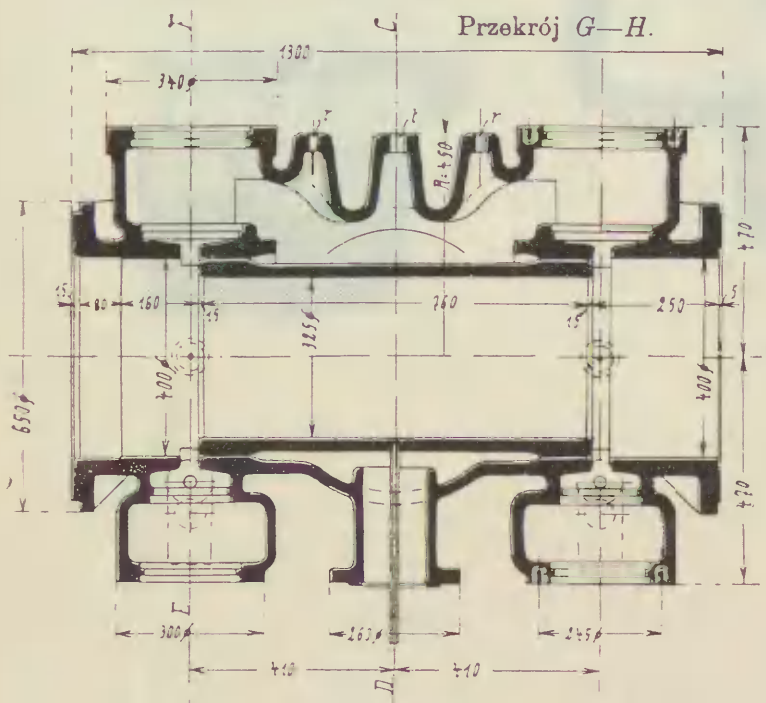
Centralne Muzeum Morskie w Gdańsku

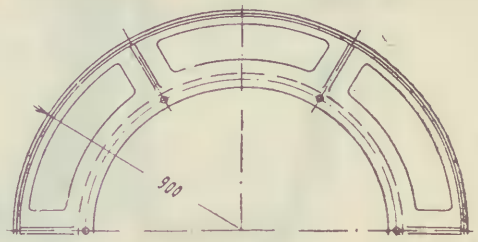


Maszyna parowa „posobna“ (tandem) ustroju Zwickau.

Centralne Muzeum Morskie w Gdańsku Biblioteka

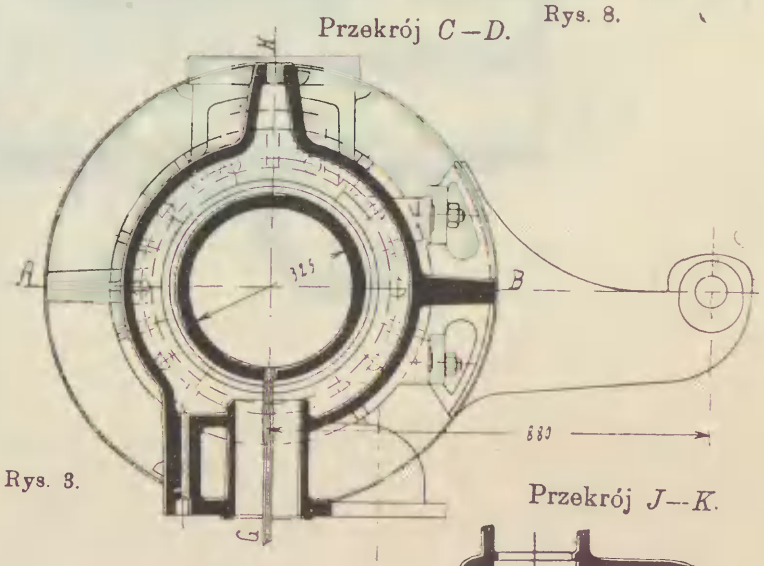
Cylinder wysokiego ciśnienia do maszyny posobnej (tandem) 325/520/600 *mm*, wykonywanej przez fabrykę maszyn w Zwickau.





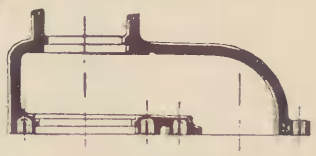
Rys. 8.

Przekrój C—D.



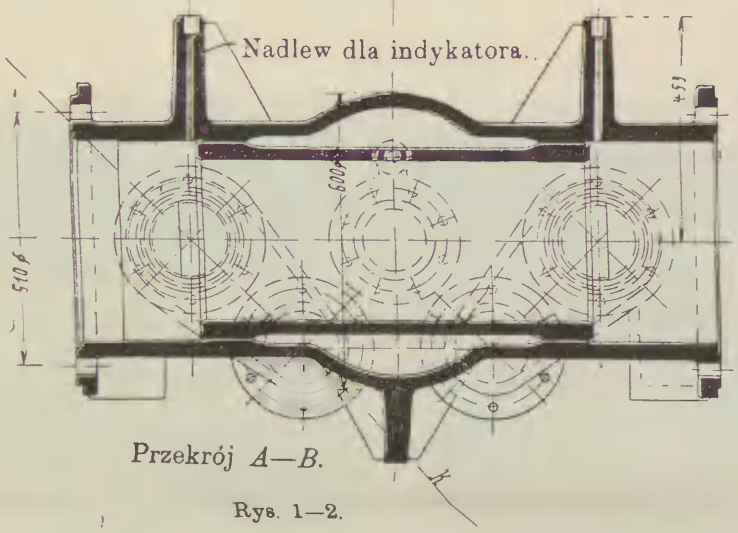
Rys. 3.

Przekrój J—K.



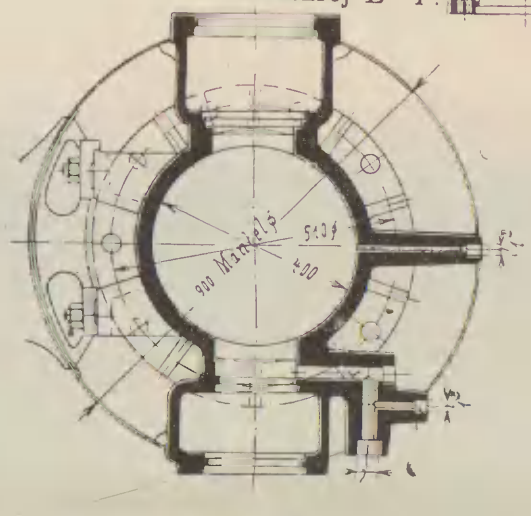
Rys. 5.

Przekrój E—F.

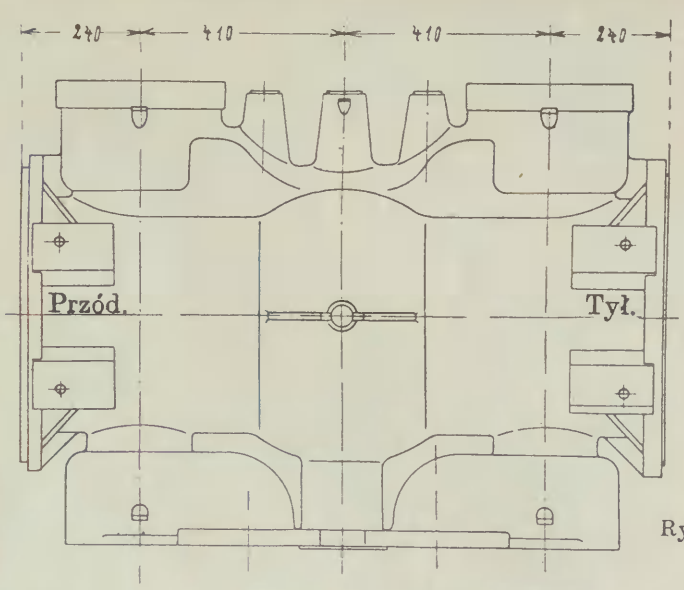


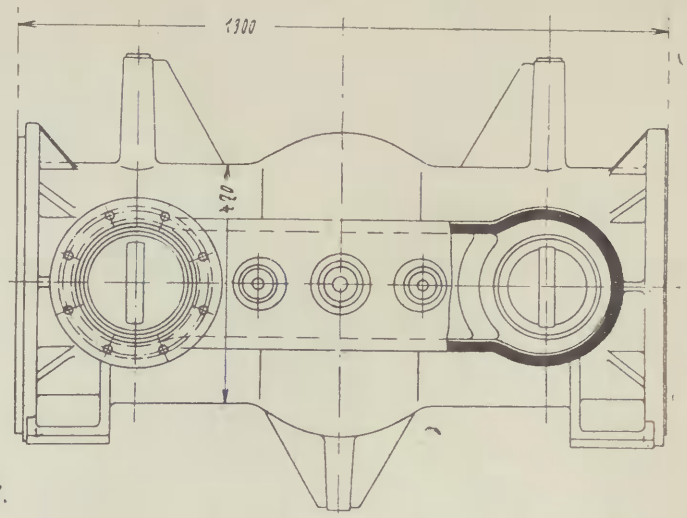
Przekrój A—B.

Rys. 1—2.



Rys. 4.



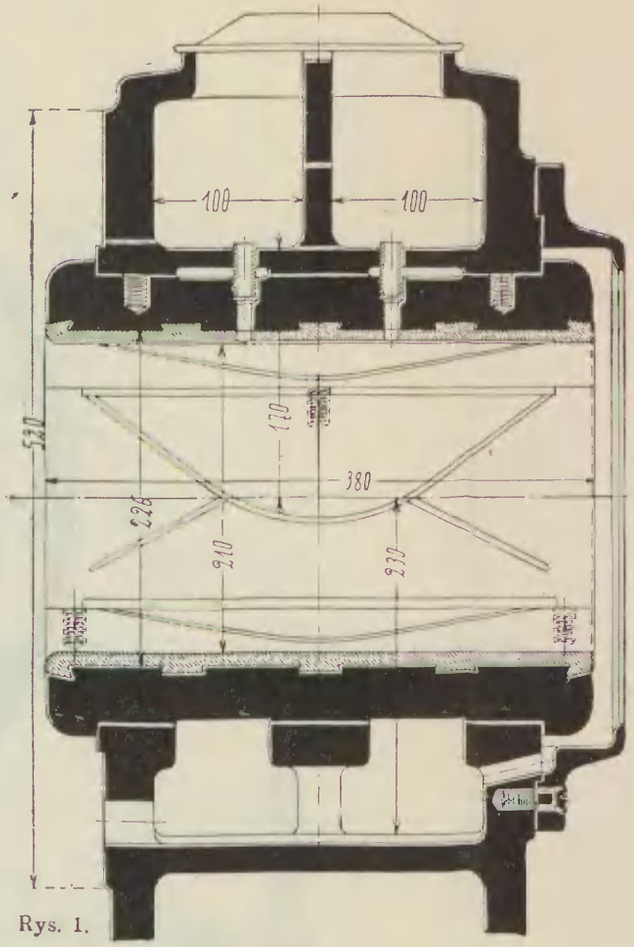


Rys. 6—7.

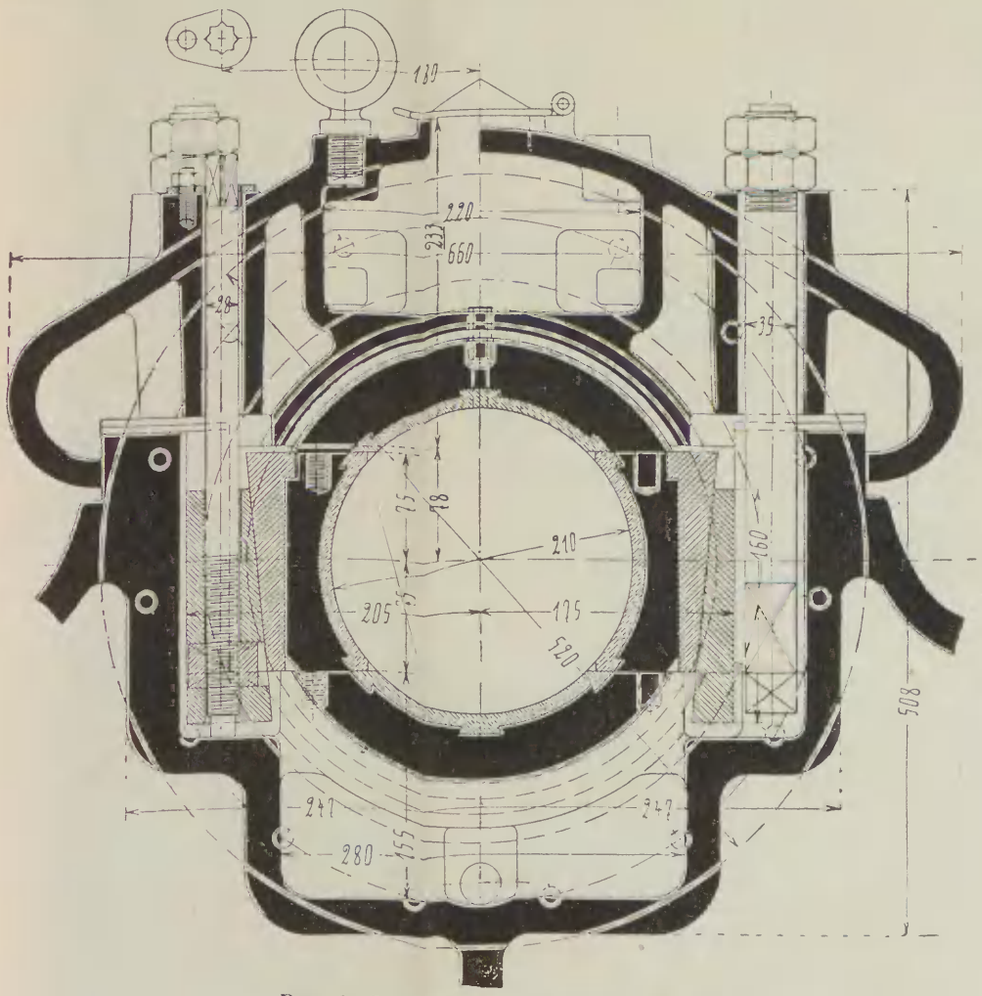
Podziałka rys. 1—8: $^1/_{15}$ nat. wielk.

Centralne Muzeum Morskie w Gdańsku Biblioteka

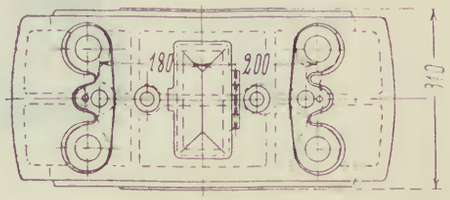
Łożysko do maszyny posobnej (tandem) 325/520/600 *mm*, wykonywanej przez fabrykę maszyn w Zwickau.



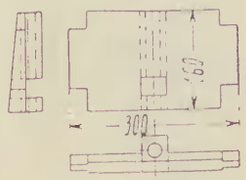
Rys. 1.



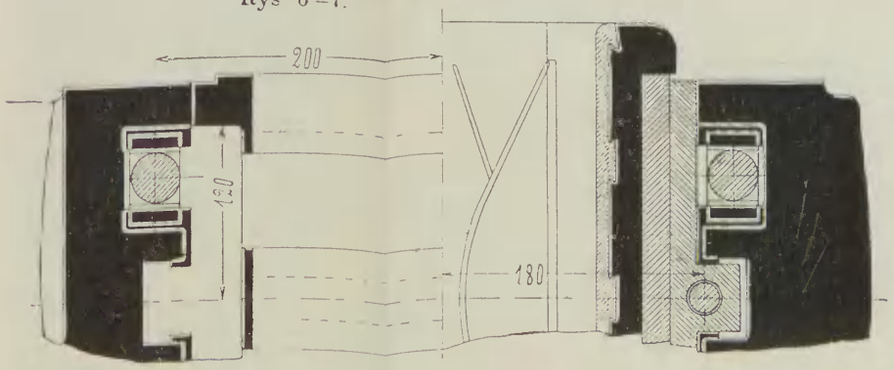
Rys 6–7.



Rys. 2.



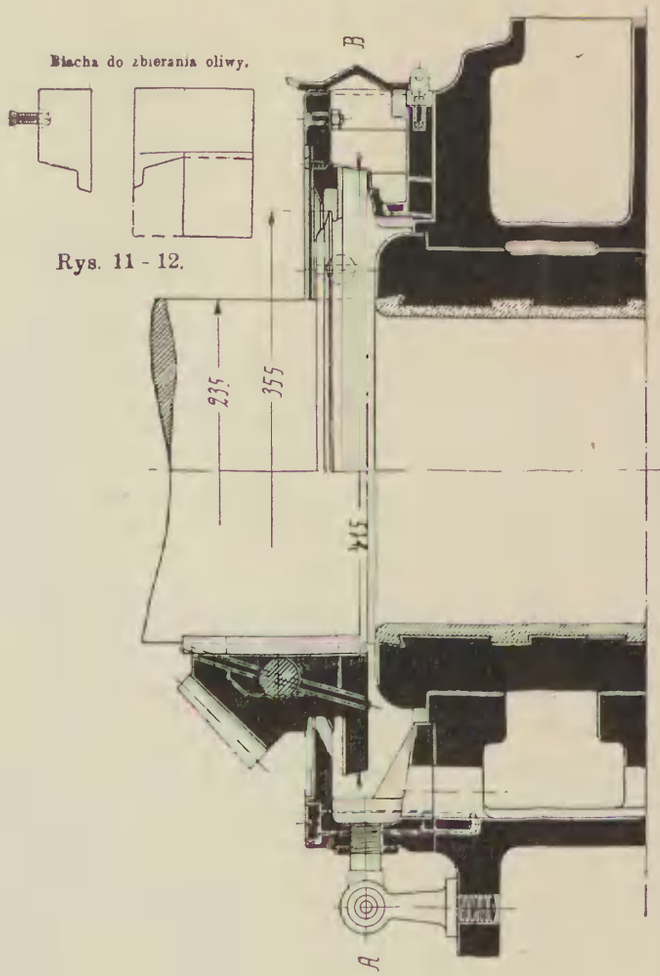
Rys. 3—5



Centralne Muzeum Morskie w Gdańsku

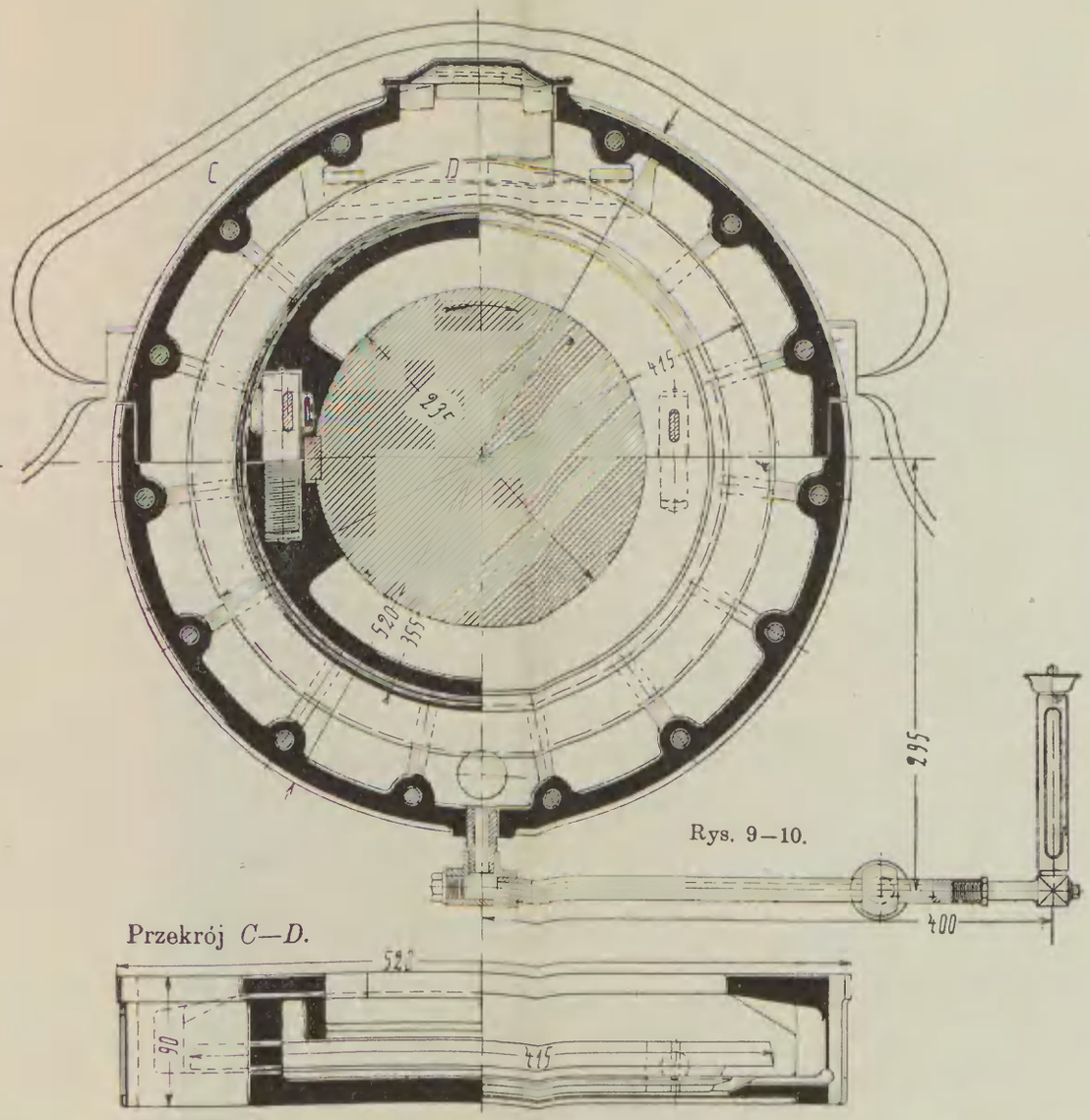
Łożysko do maszyny posobnej (tandem) 325/520/600 *mm*, wykonanej przez fabrykę maszyn w Zwickau.

Przekrój A—B.



Rys. 11 - 12.

Rys. 8



Rys. 9—10.

Przekrój *C—D*.

Podziałka rys. 1—12; $^1/_5$ wielk. nat.

Centralne Muzeum Morskie w Gdańsku Biblioteka

BIBLIOTECA
CMM
III 19.533