

BIBLIOTEKA POLITECHNIKI
WARSZAWY
Nr. Inwent. 346

BIBLIOTEKA DZIEŁ TECHNICZNYCH. TOM IV.

KOMITET REDAKCYJNY P. P.: H. CZOPOWSKI, K. DREWNOWSKI,
H. KORWIN-KRUKOWSKI, F. KUCHARZEWSKI, S. MANDUK,
S. TWARDOWSKI i C. WITOSZYŃSKI.

Dr. inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

Profesor Politechniki Warszawskiej.

TURBINY PAROWE

Z zapomogi Minist. Oświec. Publ. i Wyz. Rel.



Chrzanowski
XI. 1920.

WARSZAWA.—1920.

Representant
Jerzy Dąbni-Borkowski

Warszawa 5-ła Nowyńska 13 tel. 2723

L 3382



~~i.2.3332~~

B. 523.

Wszelkie prawa przedruku i tłumaczeń zastrzeżone.

[Handwritten signature]
XI. 1920.

Z turbinami parowymi stykają się obecnie w praktyce zawodowej liczni inżynierowie, nie mogący się jednakże poświęcić szczegółowym studjom w tym dziale silników. Wzgląd powyższy skłonił mnie do przedstawienia w sposób przystępny turbin parowych. Poruszam w pracy tej turbiny de Laval'a i Parsonsa z okresu powstania turbin parowych oraz najważniejsze systemy obecnie używane. W celu uzupełnienia opisu rodzajów turbin dałem także pogląd na regulację i na najważniejsze części konstrukcyjne. Natomiast nie rozpatrywałem najróżniejszych systemów turbin, które mało są rozpowszechnione jako i tych, które powstały w okresie rozwoju turbin, lecz w krótkim czasie zniknęły z rynku przemysłowego.

Warszawa w czerwcu 1919 r.

Autor.

I. W s t ę p.

Siła prężności pary znana była już w wiekach zamierzchłych, lecz wyzyskanie jej do celów, ludzkości korzyść przynoszących, przypada dopiero na koniec wieku XVIII-go. Zawdzięczamy je Wattowi, który stworzył tłokową maszynę parową, zamieniającą uzyskany ruch tłoka naprzód i wstecz zapomocą układu korbowego na ruch obrotowy. Tem ciekawszy jest fakt, że pierwotne użycie pary służyło do wytwarzania bezpośredniego ruchu obrotowego. Kapłani staro-egipscy wprowadzali w ruch obrotowy kulę, osadzoną na dwóch czopach, zapomocą pary, która dopływała przez jeden z czopów, a uchodziła dwiema zagiętymi rurkami, umieszczonemi na obwodzie kuli. Kilkanaście wieków później, bo w r. 1629, włoski uczoney Giovanni de Branca proponował wprowadzenie w ruch obrotowy koła, zaopatrzonego w łopatki, przez puszczenie na jego łopatki pary, wypływającej z rurki; — przyrząd ten miał służyć do uruchomienia różen. Projekt Branci jak i wiele innych podobnych projektów nie doprowadziły do żadnych dodatnich wyników praktycznych, gdyż ówczesna technika budowy maszyn stała na zbyt niskim poziomie, by umiano wykonać podobne przyrządy.

Rozwiązanie problemu turbiny parowej, w której para wytwarza bezpośrednio użyteczny ruch obrotowy, przypada dopiero na koniec wieku XIX. Inżynier szwedzki de Laval zbudował (w r. 1833) turbinę parową o małym i średnim skutku, zaś inżynier angielski Parsons (w r. 1834) turbinę, służącą do wytwarzania wielkiego skutku. Powstanie innych systemów, przeprowadzenie licznych ulepszeń, słowem, rozwój turbin parowych przypada na wiek obecny. W niebywale krótkim okresie czasu turbina parowa zdobyła stanowisko dominujące wśród silników cieplikowych, a to głównie dzięki naukowo wykształconym inżynierom, nowoczesnej organizacji wielkoprzemysłowej i fabrykacyi masowej, do której ona doskonale się nadaje.

II. Pojęcia zasadnicze.

W tłokowej maszynie parowej wyzyskujemy energię prężności pary, zamieniając ją na energię mechaniczną; — ciśnienie pary działa na tłok, pcha go naprzód i wstecz i wykonywa pracę mechaniczną.

Turbina parowa wytwarza pracę przez wyzyskanie energii prędkości pary. Ciśnienie pary świeżej zamienia się przez ekspansję w przyrządach, zwanych, zależnie od ich budowy, dyszami lub kierownicami, całkowicie lub częściowo na energię kinetyczną, która wytwarza pracę mechaniczną przez działanie na łopatki, umocowane na obwodzie koła, względnie kół turbiny, wprawiając wał turbinowy w ruch obrotowy. Siłą, która uruchomia turbinę, nie jest więc statyczna prężność pary, lecz ciśnienie, które działa na łopatki turbinowe z powodu prędkości pary lub zmiany jej prędkości.

Zależnie od rodzaju działania pary na łopatki, rozróżniamy:

- 1) turbiny akcyjne (odrzutne),
- 2) turbiny reakcyjne (naporne).

1. Jednostopniowa turbina akcyjna.

Para świeża zostaje tutaj w dyszach, znajdujących się przed jednym kołem turbinowym, całkowicie rozprężona na przeciwprężność wylotową.

Dysze i koło jednostopniowej turbiny de Laval'a uwidocznią rys. 1, a przedstawia schematycznie rys. 2. Dysze są zwykle przytwierdzone do nieruchomej osłony turbiny, koło turbinowe natomiast jest częścią wirującą, skutkiem czego nazywa się je także wirnikiem.

W celu możliwie najdoskonalszej zamiany energii ciśnienia pary na energię kinetyczną, należy wykreślić kształt dyszy na podstawie obliczenia teoretycznego. To ostatnie wykazuje, że dysza musi posiadać najpierw pewne zżewienie o najmniejszym przekroju F_m , w którym panuje ciśnienie trochę większe niż połowa prężności pary dolotowej, t. zw. ciśnienie krytyczne, a później powoli rozszerzać się na największy przekrój końcowy F , który również jak F_m można dokładnie obliczyć na mocy teorii. Przejście z przekroju F_m na F wykonywa się na podstawie doświadczeń praktycznych. Stworzenie racjonalnie skonstruowanej dyszy jest zasługą przedewszystkiem de Laval'a.

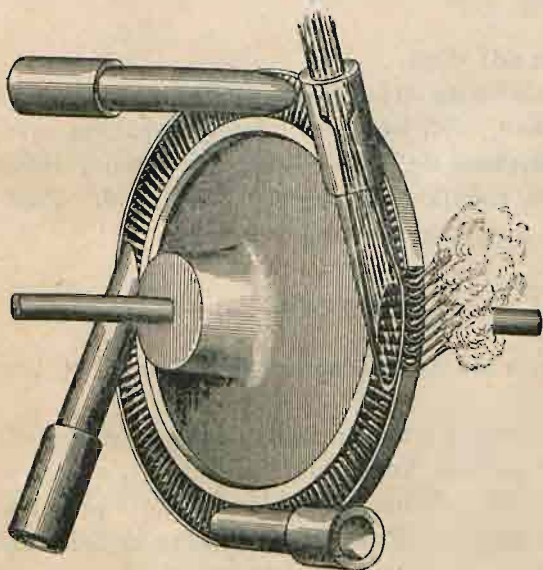
Łopatki, umocowane w tarczy wirnikowej, są wygięte w kierunku biegu koła turbinowego. Z tej przyczyny strumienie pary, wychodzące z dysz, muszą przy przepływie przez kanałki pomiędzy łopatkami zboczyć w kierunku przeciwnym biegowi wirnika. Skutkiem tego cisną one na łopatki, wprawiając koło w ruch obrotowy. Energia kinetyczna, uzyskana przez rozprężanie pary w dyszach, wytwarza więc w kole turbinowym pracę mechaniczną przez nacisk, który powstaje przy zmianie kierunku prądu pary. Po obydwóch stronach (strona dolotowa i wylotowa) wirnika panuje jednakowe ciśnienie, ponieważ para w turbinach akcyjnych nie

BIBLIOTEKA POLITECHNIKI
 WARSZAWY
 3
 Nr. Inwent. 526

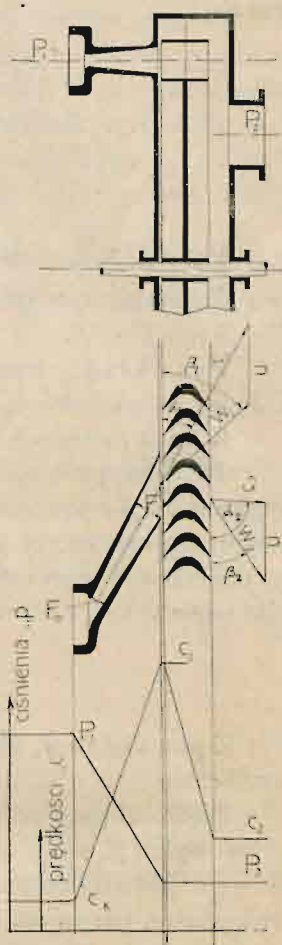
ekspanduje w kanałkach pomiędzy łopatkami wirnika. Przy konstrukcyi łopatek należy uwzględnić kierunek prądu pary, wychodzącej z dyszy, aby uniknąć uderzenia jej o krawędzie łopatek.

Niechaj para świeża, przyplływająca z kotła do dyszy, posiada ciśnienie p_1 w atmosferach absolutnych i ciepłk całkowity i_1 w ciepłostkach; — prędkość jej c_k jest stosunkowo bardzo mała (rys. 2). Przez rozprężanie w dyszy na przeciwprężność p_2 w atm. abs., przy której niechaj posiada ciepłk całkowity i_2 w ciepł., para uzyskuje bardzo wielką prędkość c_1 .

Wykonywując pracę w łopatkach wirnika, zmniejsza się prędkość pary c_1 na prędkość wylotową c_2 .



Rys. 1.



Rys. 2.

Prędkość c_1 można obliczyć przy pomocy znanego wzoru hydraulicznego:

$$L = \frac{c_1^2}{2g} \text{ kgm} \dots \dots \dots (1)$$

t. j. praca wykonana równa się energii kinetycznej czyli połowie iloczynu masy, znajdującej się w 1 kg, przez prędkość do drugiej potęgi. Przyspieszenie ziemskie $= g = 9,81 \text{ m/sek.}^2$.

Mnożąc wzór powyższy przez równoważnik ciepłikowy $A = \frac{1}{427}$, otrzymuje się energię kinetyczną w ciepłostkach:

$$AL = \frac{A c_1^2}{2g} \text{ ciepłostek} \dots \dots \dots (2)$$

Tę energię kinetyczną, wyrażoną w ciepłostkach, uzyskuje się przez rozprężanie pary o ciśnieniu p_1 na ciśnienie p_2 , czyli przez spadek ciepłika całkowitego i_1 , należącego do p_1 , na ciepłik i_2 , należący do p_2 . Wzór (2) można więc zastąpić wzorem:

$$i_1 - i_2 = \frac{A c_1^2}{2g} \dots \dots \dots (3),$$

$$c_1 = \sqrt{(i_1 - i_2) \frac{2g}{A}} \dots \dots \dots (4).$$

Ponieważ $\frac{2g}{A}$ = stałej, prędkość uzyskana zależy wyłącznie od spadku ciepłika. Obliczanie spadku $i_1 - i_2$ przeprowadza się przy pomocy tablic ciepłikowych $J - S$ lub $T - S$.

Przykład. Para sucha o ciśnieniu $p_1 = 11$ atm. abs. ma rozprężać się w dyszy na ciśnienie $p_2 = 0,1$ atm. abs.

Z tabel parowych znajdujemy $i_1 \cong 667$ ciepł.

Jeśli przyjmiemy, że w dyszy nie zachodzą straty przez tarcie i nie następuje wymiana ciepła pomiędzy parą a ściankami, czyli jeśli przyjmiemy ekspansję adiabatyiczną, przy której entropia nie powiększa się, znajdujemy przy pomocy tablicy ciepłikowej przy $p_2 = 0,1$ atm. abs. ciepłik całkowity $i_2 \cong 497$ ciepł. Prędkość teoretyczna, z którą para uchodzi z dyszy, wynosi więc:

$$c_1 = \sqrt{170.2.9,81.427} \cong 1192 \text{ m/sek.}$$

Z powodu strat, których w obliczeniu nie uwzględniono, zmniejsza się c_1 , lecz nieznacznie.

Prędkość pary powyżej 1000 m/sek., wytworzona przez całkowite rozprężanie pary w dyszach, znajdujących się przed jednym kołem turbinowym (t. zw. ekspansja jednostopniowa), wskazuje najdobitniej na trudności, które przy budowie turbin parowych należało przewyżycić. Praca, wytworzona w kole turbiny zapomocą energii kinetycznej 1 kg pary, równa się bowiem różnicy energii kinetycznej po stronie dopływowej i odpływowej łopatek, jeśli strat, powstałych przez tarcie i t. d., nie uwzględnimy, czyli:

$$L_i = \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \dots \dots \dots (5)$$

c_1 = bezwzględna prędkość pary po stronie dopływowej,

c_2 = " " " " " odpływowej,

Ze wzoru (5) wynika, że praca, uzyskana w kole turbinowym, jest tem większa, im mniejsza jest prędkość wylotowa c_2 .

Rozważmy przepływ pary przez koło turbiny na podstawie rys. 2.—Bезwzględną prędkość c_1 , którą posiada para przy opuszczeniu dyszy, można rozłożyć na dwie składowe. Jeśli jedna z nich pokrywa się z prędkością obwodową wirnika u , odłożoną w kierunku przeciwnym do jego biegu, to druga składowa przedstawia prędkość względną w_1 . Gdybyśmy usiedli na wirującym wieńcu łopatek, to z powodu ruchu koła wydawałoby się nam, że para dopływa do niego

z prędkością w_1 , mniejszą niż c_1 . Z tej przyczyny nazywamy w_1 względną prędkością dolotową, a prędkość obwodową u musimy odłożyć przeciw biegowi koła. Aby zapobiedz uderzaniu pary o łopatki, musi być początek tej strony łopatki, na którą działa para, równoległy do w_1 . W łopatkach wirnika prędkość w_1 zmniejsza się z powodu tarcia na w_2 , która oznacza względną prędkość wylotową pary na łopatki, t. j. prędkość pary względem łopatki wirującej. Ponieważ łopatka biegnie z prędkością obwodową u , przeto bezwzględna prędkość wylotowa pary z łopatki, oznaczona przez c_2 , musi być mniejsza niż w_2 . Rozkładając w_2 na dwie składowe, przy czem u jest dodatnie, otrzymujemy c_2 . Im większe jest u , tem mniejsze jest c_2 , a tem większa jest praca uzyskana.

W turbinie idealnej otrzymalibyśmy przez uniknięcie straty wylotowej i całkowite wyzyskanie energii kinetycznej w wirniku, czyli przy $c_2 = 0$, skutek największy:

$$L_{max} = \frac{c_1^2}{2g}.$$

Turbinę idealną przedstawić możemy sobie jako turbinę, pracującą bez strat, powstałych przez tarcie, w której $w_1 = w_2$; — równocześnie kąty α i β musiałyby być możliwie małe, tak że kierunek prędkości pary równałby się nieomal kierunkowi prędkości obwodowej u . Ponieważ tutaj $c_2 = 0$, otrzymujemy:

$$\begin{aligned} w_2 - u &= 0 \\ w_1 = c_1 - u &= w_2 \end{aligned}$$

$$u = \frac{c_1}{2} \dots \dots \dots (6),$$

czyli że w idealnej jednostopniowej turbinie akcyjnej prędkość obwodowa wirnika u powinna równać się połowie bezwzględnej prędkości dolotowej pary. W rzeczywistej jednostopniowej turbinie akcyjnej uzyskuje się wyniki najkorzystniejsze stosując u równe $\frac{c_1}{2}$ do $\frac{c_1}{3}$.

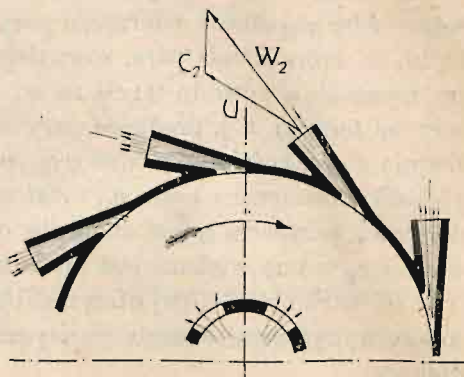
Wzór (6) udowodnia dobitnie, że turbina rozważanego ustroju wymaga stosowania bardzo wielkich prędkości obwodowych.

2. Jednostopniowa turbina reakcyjna.

Działanie jednostopniowej turbiny całkowicie reakcyjnej można wytłumaczyć na podstawie rys. 3. Na obwodzie wirnika znajdują się tutaj dysze, pochylone pod pewnym kątem względem stycznej do obwodu koła. Prędkość obwodową wirnika oznaczamy przez u . Para świeża niechaj przypływa wewnątrz wału turbinowego przez bardzo wielkie otwory, skutkiem czego jej prędkość wewnątrz wirnika może być tak mała, że może nie być uwzględniona (analogicznie do prędkości pary c_1 przed dyszami jednostopniowej turbiny akcyjnej). — Jeśli przyjmiemy dostatecznie wielki przekrój dopływowi do dyszy, prędkość pary względem dyszy może przed wlotem do dyszy równać się w przybliżeniu zero,

czyli $w_1 = 0$; — prędkość bezwzględna pary wynosi wtedy w tem samym miejscu u .

W dyszy para ekspanduje, skutkiem czego względna jej prędkość $w_1 = 0$ wzrasta na w_2 . Wypływająca z dysz para działa przez reakcję na koło i wprawia je w ruch obrotowy. Z trójkąta prędkości otrzymujemy bezwzględną prędkość wylotową c_2 . Im mniejsze c_2 , tem większa jest praca uzyskana. Największy skutek otrzymalibyśmy w turbinie idealnej, pracującej bez wszelkich strat, w której kąt pochylenia dysz względem obwodu wirnika byłby tak mały, że kierunek prędkości w_2 pokrywałby się niemal z kierunkiem prędkości u .



Rys. 3.

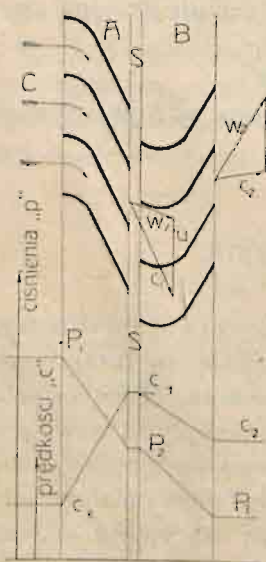
Ponieważ w turbinie tego rodzaju odpada strata wylotowa, czyli $c_2 = 0$, przeto prędkość obwodowa wirnika:

$$u = w_2 \quad \dots \quad (7)$$

czyli prędkość obwodowa musi równać się prędkości pary.

Względna prędkość wylotowa w_2 w turbinie reakcyjnej odpowiada bezwzględnej prędkości wylotowej c_1 z dyszy turbiny akcyjnej dla tego samego spadku ciśnienia. Porównanie wzoru (7) ze wzorem (6) doprowadza do następującego wyniku:

Prędkość obwodowa jednostopniowej turbiny całkowicie reakcyjnej musi być dwa razy większą, niż prędkość jednostopniowej turbiny akcyjnej, jeśli porównujemy typy o wyniku najkorzystniejszym (turbiny idealne).



Rys. 4.

Jednostopniowa turbina całkowicie reakcyjna wymaga więc stosowania bardzo wielkich prędkości obwodowych, zwłaszcza przy większych spadkach prężności, skutkiem czego nie nadaje się wcale do wykonywania. Korzystniejsze wyniki pod względem konieczności używania wielkich prędkości obwodowych uzyskuje się w turbinach częściowo reakcyjnych.

Jednostopniowa turbina częściowo reakcyjna, uwidoczona na rys. 4, składa się z koła kierowniczego A (zwanego kierownicą) i z wirnika B. Para świeża, dopływająca z kotła po stronie C, ekspanduje częściowo w kanałkach pomiędzy łopatkami nieruchomej kierownicy, np. z ciśnienia p_1 na p_2 , uzyskując przez to prędkość c_1 . Zapomocą trójkąta prędkości znajdujemy względną prędkość wlotową w_1 do wirnika. W kanałkach pomiędzy łopatkami wirnika para rozpręża się dalej z ciśnienia p_2 na przeciwprężność p_3 , skutkiem czego zwiększa się jej prędkość względna z w_1 na w_2 .

W szczelinie S panuje ciśnienie p_2 , które jest większe niż przeciwprężność p_3 . Z tej przyczyny należy, w celu uniknięcia wielkich strat pary, zasilać wieniec łopatkowy wirnika na całym obwodzie.

Cechą charakterystyczną turbin częściowo reakcyjnych jest zamiana energii ciśnienia pary na energię kinetyczną częściowo w łopatkach kierownicy i częściowo przy przepływie przez wieniec wirnika. Para wykonywa skutkiem tego w kole turbinowym pracę mechaniczną częściowo przez akcję t. j. nacisk, powstały przez zmianę kierunku szybkiego prądu pary w łopatkach wirnika, częściowo przez reakcję, powstałą przy wylocie pary z łopatek, z powodu dalszej ekspansji w kanałach pomiędzy łopatkami wirnika. Zwykle nazywamy turbiny częściowo reakcyjne „turbunami reakcyjnymi“, ponieważ budowa turbin całkowicie reakcyjnych jest z przyczyn przedtem podanych niemożliwa.

Turbin częściowo reakcyjnych nie buduje się jednostopniowych, ponieważ wtedy należałoby stosować bardzo wielkie prędkości obwodowe wirnika; np. w turbinach półreakcyjnych około $1,4 \times$ prędkość obwodową jednostopniowej turbiny akcyjnej.

Oprócz tego zasilanie wirnika na całym obwodzie wymagałoby w jednostopniowej turbinie częściowo reakcyjnej stosowania łopatek nadzwyczaj niskich, których wykonanie byłoby wprost niemożliwe.

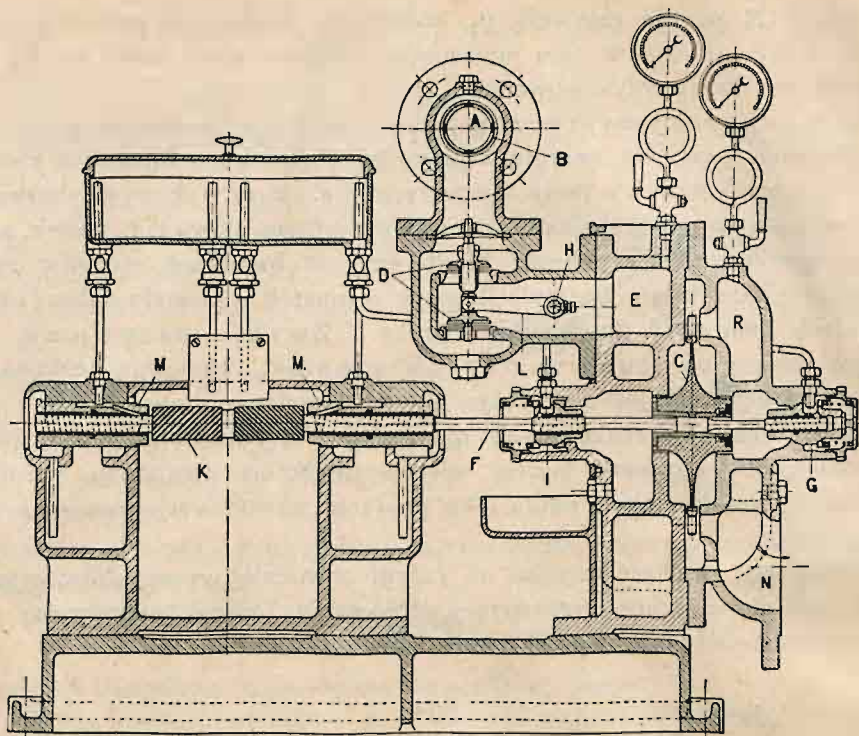
III. Turbina de Laval.

Całość turbiny de Laval przedstawiają rys. 5 i 6. Para świeża przyplywa z kotła rurą A i dostaje się przez wentyl regulacyjny D do przestrzeni E . W ścianie, znajdującej się pomiędzy przestrzenią E a łopatkami wirnika C , umocowane są dysze w ilości dwóch do czterech, zależnie od wielkości turbiny. Położenie ich względem wirnika C uwidocznia rys. 1. W dyszach para ekspanduje na przeciwprężność wylotową, z którą po oddaniu pracy w łopatkach wirującego koła turbiny uchodzi przez przestrzeń R otworem N z osłony turbiny. Z powodu promieniowego układu łopatek względem wirnika, para przepływa przez wieniec łopatkowy równoległe do osi turbiny.

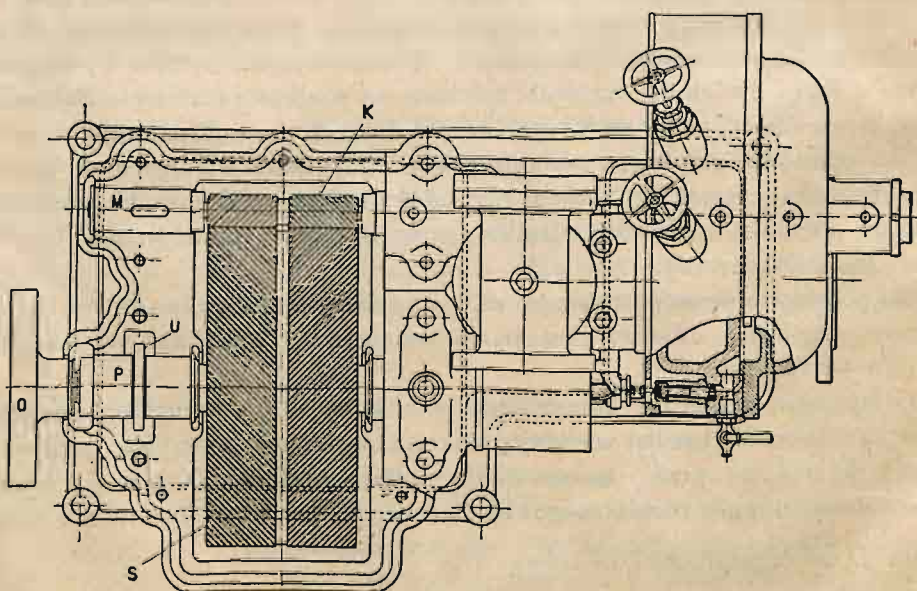
Na podstawie opisu powyższego można turbinę de Laval określić jako jednostopniową osiową turbinę akcyjną z zasilaniem na części obwodu wirnika.

Osiągnięcie możliwie korzystnego wyniku wymaga w turbinie powyższego rodzaju zastosowania bardzo wielkiej prędkości obwodowej u wirnika (patrz wzór 6). Uzyskać ją można przez zastosowanie dużej średnicy D koła i mniejszej liczby obrotów n wału turbinowego lub też wielkiej liczby obrotów n i mniejszej średnicy D , gdyż prędkość obwodowa $u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$.

De Laval stosuje wielką liczbę obrotów, $n = 10000$ do 30000 na minutę, natomiast średnicę wirnika możliwie małą, w każdym razie poniżej 800 mm. Jako najwyższej dopuszczalną prędkość obwodową koła oznaczyłoby można $u \leq 400$ m/sek. Trudności, powstające przy budowie turbiny, biegnącej z tak ogromną liczbą obrotów, opanował de Laval z odwagą godną podziwienia.



Rys. 5.



Rys. 6.

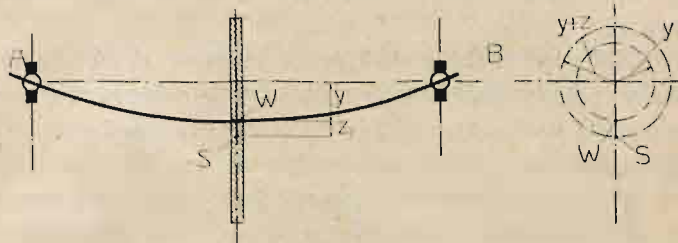
Bezpośrednie pędzenie maszyn wałem, biegnącym z wyżej wspomnianą ogromną liczbą obrotów, jest niemożliwe, wobec czego wynalazca zastosował przekładnię (rys. 5 i 6) zapomocą kół śrubowato zazębionych *K* i *S*, których wykonanie

jest bardzo trudne i wymaga wielkiej dokładności. Przyłączenie wału maszyny pędzonej następuje przy sprzęgle O .

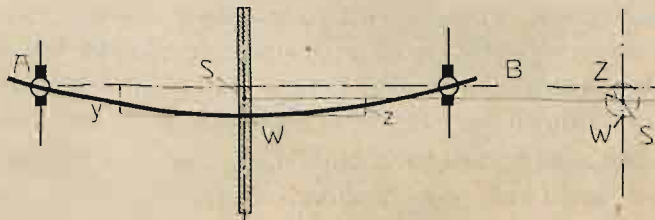
Znacznie trudniejsze było uzyskanie biegu turbiny bez wstrząśnień przy tak wielkiej liczbie obrotów. Problem ten dynamiczny rozwiązał de Laval w sposób genialny przez użycie wału giętkiego. Całkowite zrównowazenie (wybalansowanie) koła jest praktycznie niemożliwe, ponieważ położenie punktu ciężkości zmienia się podczas ruchu silnika pod wpływem sił odśrodkowych i działania ciepła. Najmniejsze przesunięcie punktu ciężkości względem środka wału wywołuje ogromne siły odśrodkowe, np. przesunięcie o $\frac{1}{10}$ mm wywołuje siłę odśrodkową większą niż 60-krotny ciężar koła. Wydawałoby się, że w podobnych warunkach należałoby wykonać wał możliwie silny. Wynalazca wybrał natomiast wał bardzo cienki, aby mógł się uginać. Średnica wału jest tylko taka, jak tego wymaga moment obrotu.

Zachowanie się wału giętkiego, obciążonego kołem, można wytłumaczyć na podstawie rys. 7 i 8. Jeśli nie uwzględnimy przegięcia wału pod wpływem ciężaru koła i ciężaru własnego i jeśli

przyjmniemy, że środek ciężkości S oddalony jest, z powodu niedostatecznej dokładności wykonania, od środka wału W o odległość z , to wał przegnie się przy pewnej liczbie obrotów pod wpływem działania sił odśrodkowych niezupełnie zrównoważonego koła o wielkość y . Środek wału W będzie podczas ruchu opisywał wokół osi $A-B$ koło o promieniu y , a środek



Rys. 7.



Rys. 8.

ciężkości S również koło o promieniu $y + z$ (rys. 7). Przy zwiększającej się liczbie obrotów zwiększa się także przegięcie y . Wynika z tego, że przy pewnej wielkiej liczbie obrotów, t. zw. krytycznej, musiałoby nastąpić pęknięcie wału. Jeśli jednakże uniemożliwi się nadmierne przegięcie się wału, np. według rys. 5 za pomocą występów osłony turbinowej, znajdujących się nad piastą wirnika C , to przy szybkim przejściu na większą liczbę obrotów niż liczba krytyczna, otrzymuje się bardzo charakterystyczne zjawisko, które teoria jak i praktyka potwierdzają. Mianowicie wał giętki, przechodząc przez linię prostą, przegina się w kierunku przeciwnym, tak że punkt ciężkości S znajduje się teraz bliżej osi $A-B$ według rys. 8. Środek wału W opisuje koło o promieniu z wokół środka ciężkości S .

W warunkach praktycznych dana jest nam zwykle liczba obrotów wału czyli jego prędkość kątowna ω . Wielkość krytycznej prędkości kątowej ω_k , przy której następowaloby pęknięcie w razie braku stosownego ograniczenia przegięcia się wału, można ustanowić wedle życzenia przez wybór odpowiedni odległości łożysk. Jeśli odległość ta jest duża, otrzymuje się stosunkowo małą krytyczną prędkość kątową ω_k , np. w turbinach de Laval $\omega = 5$ do $8 \omega_k$.

Jedynie dzięki temu trafnemu wyborowi de Laval uzyskał dobry bieg turbiny bez wstrząśnień, tebowiem zachodzą przedewszystkiem przy przechodzeniu przez krytyczną liczbę obrotów, ponieważ wał i koło opuszczają wtedy wspólną oś obrotu; — przy większej liczbie obrotów niż krytyczna następuje znowu bieg spokojny. Z tej przyczyny należy przechodzić z mniejszej liczby obrotów na większą niż krytyczna możliwie szybko.

Oczywiście zrównoważenie wirnika trzeba przeprowadzać możliwie jak najstawniej, aby z było możliwie najmniejsze.

Regulacja odbywa się przez dławienie pary świeżej zapomocą wentyla D (rys. 5). Oprócz tego można ręcznie zamykać poszczególne dysze, jak to wynika z rys. 6.

Zalety turbiny de Laval streścić można w następujących słowach. Do osłony turbiny dopływa para całkowicie rozprężona, więc posiadająca niskie ciśnienie i niską temperaturę. Jest to bezwarunkowo korzystne ze względu na wydłużanie się wirnika i osłony pod wpływem ciepła pary. Ponieważ ciśnienie po obydwu stronach wieńca łopatkowego jest jednakowe, strumień pary, wychodzący z dyszy, nie ma tendencji rozszerzania się, lecz przechodzi, pomimo szczeliny pomiędzy dyszą a łopatkami, bezpośrednio w wieńiec łopatkowy. Z powodu oporów w kanałkach pomiędzy łopatkami, ciśnienie pary jest w rzeczywistości po stronie dolotowej łopatek większe niż po stronie wylotowej. Oprócz tego w praktyce łatwo zająć mogą wypadki, w których stosunek ciśnienia dolotowego do wylotowego nie odpowiada stosunkowi, dla którego obliczono i wykonano przekroje wolne dysz. Wtedy strumień pary rozszerza się częściowo w szczelinie, powodując straty.

Mimo najwyższego uznania dla genialnego wynalazcy, należy jednak wspomnieć o wadach jego turbiny. Najdotkliwsze z nich są może ogromna liczba obrotów wału i konieczność zmniejszenia jej w jakikolwiek sposób. Obidwie powstają skutkiem jednostopniowego rozprężania pary. Z tej samej przyczyny para posiada bardzo wielką prędkość, która powoduje znaczne zdzieranie łopatek. Z powodu częściowego zasilania wirnika, straty, powstałe przez wentylację, są dość znaczne.

Ponieważ oprócz tego wydajność turbiny jednostopniowej jest niekorzystna, czyli spożyczenie pary bardzo duże, turbiny de Laval nie znalazły większego rozpowszechnienia, zwłaszcza, że z powodu konieczności stosowania kół zębatych, pracujących z bardzo wielką liczbą obrotów, mogły być jedynie wykonywane typy o skutku mniejszym, przeważnie do 300 koni.

IV. Turbina Parsonsa.

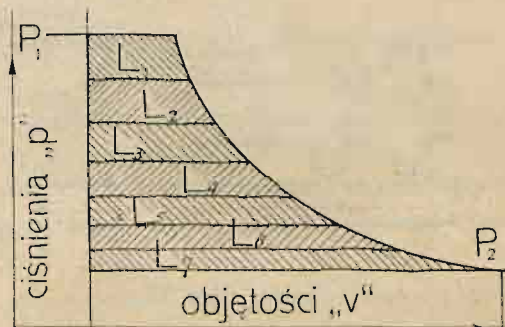
Na zasadniczo innych podstawach niż de Laval, zbudował swą turbinę inżynier Parsons. W celu opanowania głównej trudności, jaka zachodzi przy budowie turbin parowych, mianowicie w celu uzyskania niezbyt wielkiej prędkości obwodowej wirnika oraz stosunkowo niewielkiej liczby obrotów wału turbinowego, Parsons podzielił całkowity spadek ciśnienia z prędkości admisyjnej p_1 na przeciwprężność p_2 na kilkadziesiąt stopni; — uzyskał przez to stosunkowo małą liczbę obrotów, przy której generator elektryczny mógł być bezpośrednio połączony z wałem turbinowym.

Zamiast dysz użył wynalazca kierownic, zaopatrzonych w wieńiec łopatkowy.

Rozprężanie pary odbywa się stopniowo w wieńcach kierownic i w wieńcach wirników, skutkiem czego turbina jest częściowo reakcyjną. Na rys. 9, w którym uwidoczniło tylko kilka stopni ciśnienia, L_1 przedstawia powierzchnię pracy, która zamieniona zostaje w pierwszej kierownicy na energię kinetyczną, a L_2 pracę, którą para wykonywa w pierwszym wirniku z powodu działania reakcji; — L_3 odnosi się do drugiej kierownicy, L_4 do drugiego wirnika i t. d.

Każdy wieńiec łopatek kierowniczych i wirnikowych tworzy osobną turbinę, którą tutaj nazywamy „stopniem“. Poszczególne turbiny umieścił Parsons tuż obok siebie, tak że para płynie bezpośrednio z łopatek pierwszej kierownicy do łopatek wirnika, a z tych do następnej kierownicy i t. d., ekspandując tak w kierownicach jak i w wirnikach. Prędkość wylotowa pary z wirnika zostaje więc wyzyskana w następnej kierownicy, tworząc jej prędkość wlotową.

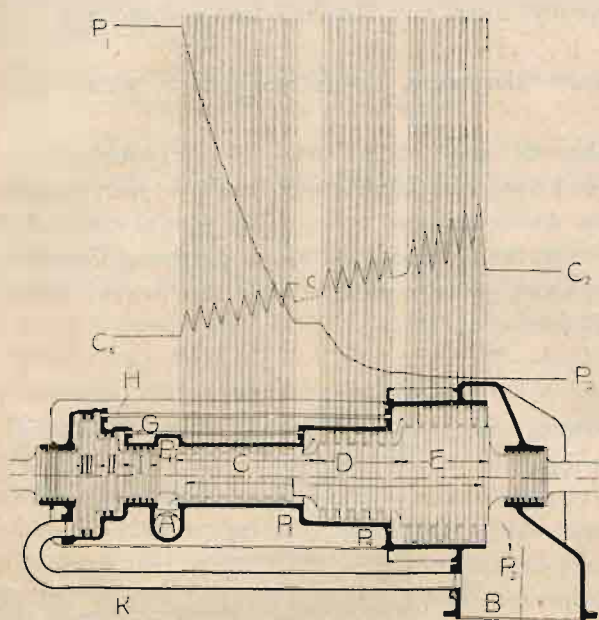
Przebieg rozprężania pary z ciśnienia p_1 na ciśnienie p_2 , oraz panujące prędkości bezwzględne pary c uwidoczniła schematycznie rys. 10. Para świeża wchodzi do turbiny przez wlot A , płynie równoległe do osi wału przez wielką liczbę stopni turbiny, wciąż rozprężając się, a uchodzi całkowicie rozprężona przez wylot B z osłony turbinowej. Zasilanie wirników odbywa się, ze względu na pewien stopień reakcyjności, na całym obwodzie wieńcy łopatek. Turbina składa się więc z większej liczby wirników, pomiędzy którymi umieszczone są koła kierownicze. W celu uzyskania możliwie krótkiej budowy turbiny, Parsons umocował łopatki wirników na bębnie o długości L ; łopatki kierownicze są przytwierdzone do osłony. Komórki, przez które przepływa para pomiędzy łopatkami, powstają przez umieszczenie wkładki pomiędzy każdymi dwiema łopatkami. Ponieważ objętość pary zwiększa



Rys. 9.

się z powodu ekspansji, długość łopatek musi stopniowo wzrastać. Aby przy końcu turbiny nie otrzymać za długich, a na początku za krótkich łopatek, bęben posiada trzy różne średnice na długościach C , D , E .

Z powyższego opisu wynika, że turbinę Parsonsa można określić jako wielostopniową, osiową, turbinę reakcyjną (ściślej częściowo reakcyjną). Najczęściej wykonywa się turbiny półreakcyjne, t. j. w kierownicy wyzyskuje się równie wielki spadek ciśnienia jak w przynależnym wirniku. Ponieważ ciśnienie pary po stronie dolotowej łopatek wirników jest większe niż po stronie wylotowej, odległość pomiędzy wieńcami wirników a osłoną turbinową



Rys. 10.

winna być możliwie mała, aby uniknąć znacznych strat pary. Z tej samej przyczyny winna być odległość pomiędzy wewnętrzną średnicą wieńcy kierowniczych a zewnętrznym obwodem bębna możliwie mała. Wspomniane szczeliny powinny być, zwłaszcza w części wysokoprężnej, możliwie małe ($1/3$ do $1/4$ mm), ponieważ ciśnienie pary spada tutaj prędzej niż w części niskoprężnej (patrz. rys. 10) i ponieważ z powodu krótkości łopatek nawet maleńka szczelina tworzy stosunkowo wielki procent od wysokości łopatek. W części niskoprężnej można wykonywać większe szczeliny, aż do 1 mm,

bez powodowania znaczniejszych strat pary. W rzeczywistości jednakże stosowanie w części wysokoprężnej tak małych szczelin, jak powyżej podano, jest niemożliwe, zwłaszcza przy pracy z parą przegrzaną. Pod działaniem tej ostatniej łopatek wydłużają się znacznie, a w razie braku dostatecznie dużej szczeliny mogłyby się zatrzeć o osłonę, względnie o bęben.

Z powodu pewnego stopnia reakcyjności, czyli z powodu ekspansji pary w wieńcach wirnikowych, powstaje także pewien nacisk, który stara się przesunąć bęben w kierunku prądu pary.

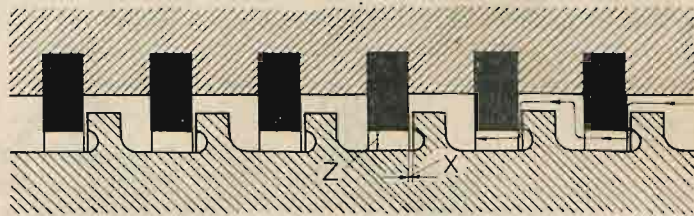
W celu zrównoważenia tego nacisku, Parsons zastosował t. zw. tłoki odciążające, oznaczone na rys. 10 liczbami I, II i III, które tworzą jedną z najsłabszych stron jego turbiny.

Na poszczególne strony tych tłoków działa różne ciśnienie pary, którą doprowadza się rurami G , H , K .

Na tłok I działa z jednej strony prężność p_1 , a z drugiej mniejsza prężność p_3 ,

na tłok II działa z jednej strony prężność p_3 , a z drugiej mniejsza prężność p_4 , na tłok III działa z jednej strony prężność p_4 , a z drugiej mniejsza prężność p_2 .

W powyższy sposób można z łatwością zrównoważyć wspomniany nacisk, działający w kierunku prądu pary. Trudności sprawia jedynie uszczelnienie tłoków, którego dokonał Parsons zapomocą t. zw. szczeliny grzebieniastej, usuwając przez to wszelkie straty, powstające przez tarcie. Zasadę tego uszczelnienia można wytłumaczyć na podstawie rys. 11. W tłokach, wirujących razem z bębniem turbinowym, są wytoczone wpustki, w które wchodzi pierścienie, osadzone w osłonie turbiny. Szczeliny w kierunku osiowym X muszą być możliwie małe (0,2 do 0,3 mm), aby jak najmniej pary mogło się przez nie przedostać; — szczeliny w kierunku promieniowym Z są większe. Kierunek prądu pary jest wskazany na rysunku. Para, która przepływa przez pierwszą szczelinę osiową, traci swą prędkość przez wi-



Rys. 11.

ry w dużej szczelinie promieniowej. Aby mogła przedostać się przez następną szczelinę osiową X , potrzebny jest pewien spadek jej prężności, tak, że w drugiej szczelinie Z panuje ciśnienie mniejsze niż w pierwszej.

Chcąc uzyskać choć względną szczelność tłoków, należy oczywiście zastosować kilka lub kilkanaście powyższych grzebieni.

Parę, która przepłynęła przez uszczelnienie grzebieniaste, częściowo odyskujemy dzięki połączeniu zapomocą rur G i H z dalszymi stopniami turbiny. Zamiast małych odległości osiowych, a większych promieniowych, można oczywiście stosować także układ odwrotny, mianowicie małe szczeliny promieniowe, a większe osiowe.

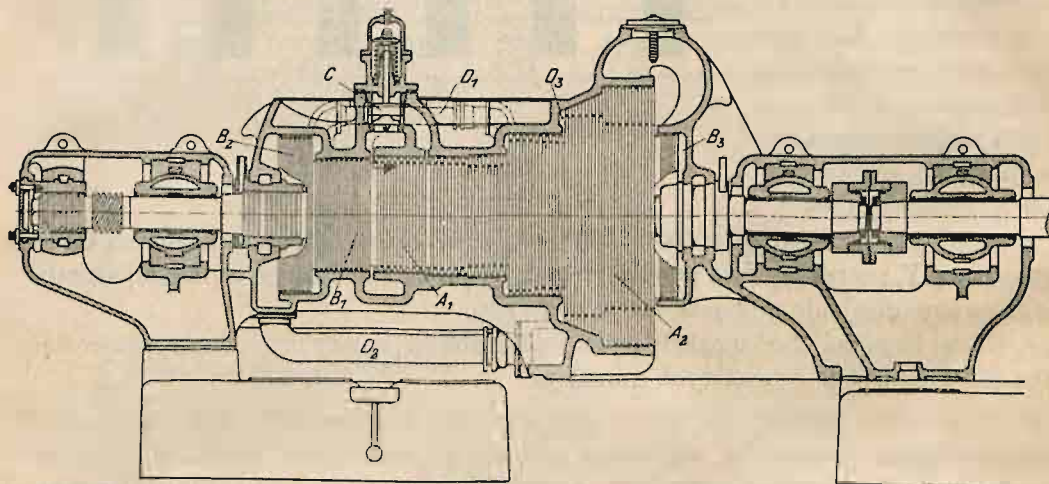
Również w dławnicach użył Parsons uszczelnienia grzebieniastego, które umożliwia uszczelnienie wału, biegnącego z bardzo wielką liczbą obrotów, bez strat na tarcie i bez zużywania się szczeliniwa.

Równocześnie uszczelnienie powyższe posiada i tę dodatnią stronę, że para, uchodząca z turbiny, nie zawiera żadnych domieszek oliwy i może skutkiem tego, w razie użycia kondensacji powierzchniowej, służyć bezpośrednio do zasilania kotłów.

Konstrukcyjne wykonanie turbiny Parsonsa przez fabrykę Brown Boveriego przedstawia rys. 12. Wał spoczywa na łożyskach, stanowiących całość z dolną częścią dwudzielnej osłony turbinowej. Łopatki kierownic są przytwierdzone do osłony, łopatki wirników są osadzone na bębnie, wewnątrz próżnym, posiadającym trzy różne średnice. Para świeża wchodzi przy F i płynie równoległe do osi wału, w kierunku strzałki najpierw przez część bębna A_1 . Stopniowe zwiększanie się długości łopatek uwidoczni jasno rysunek; — najdłuższe łopatki znajdują się oczywiście w części niskoprężnej A_2 . Tłoki odciażające oznaczono tutaj literami B_1 , B_2 i E_3 , gdyż działanie trzeciego tłoka tworzy się przez połączenie

przestrzeni B_3 z przestrzenią D_3 , w której panuje ciśnienie większe niż wylotowe (metoda Fullagara).

Regulacja odbywa się przez dławienie pary dolotowej, a przy przeciążeniu turbiny samoczynny wentyl C wpuszcza parę świeżą wprost do jednej z dalszych kierownic. Śruby przy końcowym łożysku grzebieniastym, znajdującym się po lewej stronie turbiny, służą do regulowania małej szczeliny osiowej przy uszczelnieniu tłoków odciążających. Aby położenie wielkiej rury wylotowej, prowadzącej do ułożonego bezpośrednio pod turbiną kondenzatora, nie zmieniało się, podstawa łożyska po stronie niskoprężnej jest silnie przytwierdzona do ramy fundamentowej. Na końcu wału, po stronie niskoprężnej, znajduje się sprzęgło, łączące wał turbinowy z wałem generatora elektrycznego. Podstawa łożyska, znajdującego się w pobliżu tłoka B_2 , może się przesuwać w kierunku osiowym, umożliwiając w ten



Rys. 12.

sposób swobodne wydłużanie się osiowe osłony turbinowej. Również promieniowe wydłużanie się tej ostatniej jest w konstrukcji, przedstawionej na rysunku, stosunkowo korzystne, ponieważ osłona nie posiada żadnej nogi.

Należałoby teraz dać jeszcze pewien pogląd na zalety i wady turbiny Parsonsa.

Główną zaletą są małe prędkości pary, które zyskuje się dzięki wielkiej liczbie stopni ciśnienia. Skutkiem tego łopatki są mało obciążone, a ich zdzieranie jest nieznaczne. Wprawdzie w części niskoprężnej wzrastają prędkości pary (patrz. rys. 10), lecz mimo to część ta pracuje dobrze. Ciężar właściwy pary jest tutaj bowiem mały, a łopatki są wysokie, skutkiem czego brak uszczelnienia pomiędzy poszczególnymi stopniami nie powoduje znaczniejszych strat pary, nawet przy wykonaniu większej szczeliny pomiędzy łopatkami a osłoną, względnie bębnum (około 1 mm). Z powodu zasilania wirników na całym obwodzie są straty przez wentylację stosunkowo małe.

Wady reakcyjnej turbiny Parsonsa streścić można natomiast w słowach następujących. Skutkiem wielkiej długości osłony łatwo mogą zajść odkształcenia jej, zwłaszcza, że wchodzi do niej para o wysokim ciśnieniu i wysokiej temperatu-

rze. Odkształcenia osłony oraz nierówne wydłużanie się długiego bębna i osłony pod działaniem wysokich temperatur pary wpływają bardzo ujemnie na niezawodność biegu turbiny i przyczyniły się nieraz do wyłamania kilkunastu tysięcy łopatek, powodując dłuższe unieruchomienie silnika. Podobne wypadki zająć mogą tutaj bardzo łatwo z powodu małych szczelin pomiędzy wieńcami łopatkowymi a osłoną, względnie bębniem. Najczulszą pod tym względem jest część wysokoprężna, jak już zaznaczono w opisie turbiny. Pomimo wspomnianych małych szczelin, zachodzą pewne straty pary wobec braku wszelkiego uszczelnienia pomiędzy poszczególnymi stopniami ciśnienia. Straty są również największe w części wysokoprężnej, ponieważ prężność pary spada tutaj szybciej, niż w części niskoprężnej i ponieważ szczelina nawet bardzo mała tworzy stosunkowo wielki procent wysokości łopatek. Konstrukcyje powyżej opisane są bardzo wrażliwe na wysokie temperatury lub szybkie zmiany temperatur, z tego więc powodu przed każdym uruchomieniem turbiny należy ją przez kilka godzin (2 do 3) ogrzewać, aby osiągnąć równe wydłużenie się poszczególnych części.

Dalszemi częściami, które w czasie wykonywania pracy przez silnik łatwo mogą być uszkodzone, są tłoki odciażające. Z powodu małych szczelin uszczelnień grzebieniastych, znajdujących się na dużych średnicach, obawiać się można zatarcia się poszczególnych grzebieni, które w skutkach prowadzi do odkształcenia lub nawet wyłamania ich.

Zaznaczone powyżej wady turbiny Parsonsa były nieraz przyczyną większych napraw i dłuższego postoju silnika. Wielkie koszty wykonania turbiny, spowodowane ogromną liczbą łopatek i wielką długością turbiny, oraz brak niezawodności biegu przyczyniły się do zastąpienia turbiny Parsonsa przez inne systemy ulepszone.

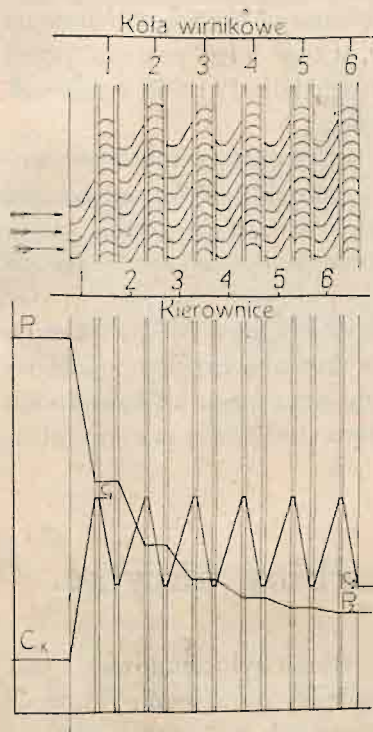
V. Wielostopniowe osiowe turbiny akcyjne.

Myślą przewodnią przy powstaniu powyższego systemu było zbudowanie turbiny możliwie krótkiej, posiadającej uszczelnienia pomiędzy poszczególnymi stopniami ciśnienia, a biegnącej z taką liczbą obrotów, która pozwala na bezpośrednie połączenie z generatorem elektrycznym. W celu uzyskania turbiny krótszej niż turbina Parsonsa, należało zastosować niezbyt wielką liczbę stopni ciśnienia, wskutek czego otrzymuje się znaczną prędkość pary w poszczególnych stopniach. Ostatnia wymaga, ze względu na dobrą wydajność turbiny, stosowania znacznych prędkości obwodowych. Aby liczba obrotów wału turbinowego nie przekraczała dopuszczalnej przez generator elektryczny, należało wykonać stosunkowo duże średnice wirników, które zmuszają do zasilania pierwszych wirników na części obwodu ich wieńcy. Częściowe zasilanie wymaga, jak już zaznaczono, stosowania turbiny akcyjnej.

Twórcami wielostopniowych osiowych turbin akcyjnych są prof. Rateau z Paryża (około r. 1900) i dyrektor Zoelly z Zurychu (w r. 1903). Zbudowane przez nich turbiny nie różnią się zasadniczo, jedynie konstrukcyjnie. Z powodu odpowiedniejszej konstrukcyi turbina Zoellyego znalazła większe rozpowszechnienie.

Wielostopniowa osiowa turbina akcyjna składa się z pewnej liczby wirników, przed którymi znajdują się przynależne kierownice. Para ekspanduje tylko w łopatkach kierowniczych, posiada natomiast to samo ciśnienie po obydwu stronach łopatek poszczególnych wirników, skutkiem czego tłoki odciążające są zbyteczne. Spadek prężności pary w poszczególnych stopniach ciśnienia oraz zmianę prędkości pary uwidoczni rys. 13. Wynika z niego, że ciśnienie spada prędkiej w pierwszych stopniach niż w następnych i że prędkość pary jest większa niż u turbin Parsonsa.

Skutkiem tego należy łopatki przymocowywać starannie do wirników i wykonać je z materiału, który nie ulega łatwo zdzieraniu przez parę. Łopatki poszczególne



Rys. 13.

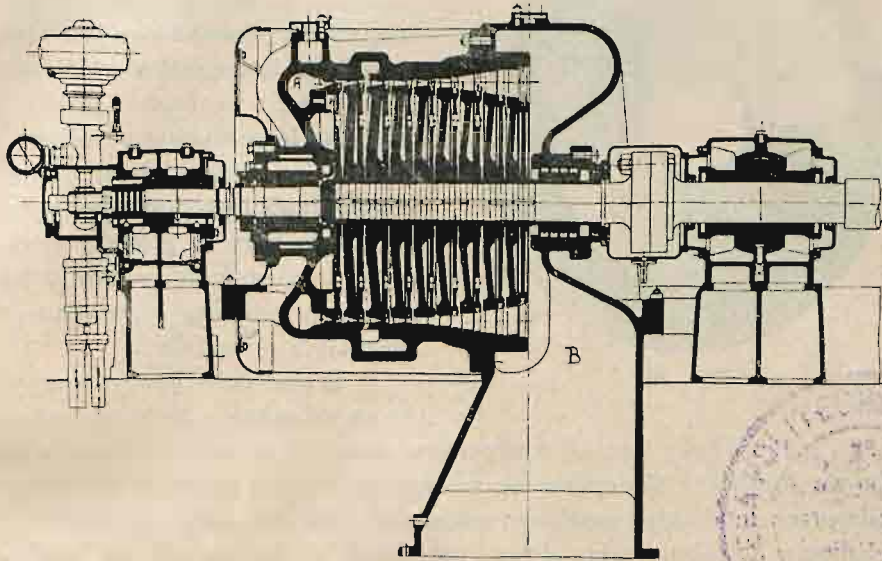
gólnych następujących po sobie wirników i kierownic umieszcza się tuż obok siebie. Prędkość, którą posiada para przy opuszczaniu pewnego wieńca wirnikowego, nie zostaje więc stracona; — para wchodzi z nią do kierownicy następnej. Pierwotne turbiny powyższego rodzaju posiadały przy średnim skutku aż do 25 stopni ciśnienia, nowoczesne natomiast mają tylko 6 do 9 stopni przy $n = 3000$ obrotów na minutę, 12 st. przy $n = 1500$, a 16 stopni przy $n = 1000$; — ostatnie wykonywa się o skutku do 30000 koni mechanicznych w jednym silniku. W ostatnim czasie uwydatnia się dobitnie dążność do dalszego zmniejszenia liczby stopni jak również do powiększenia skutku przy $n = 3000$ obr./min., np. aż do 10000 koni mech. Równocześnie konstruktorzy starają się o zasilanie możliwie największej liczby wirników na całym obwodzie wieńców, tak że tylko kilka pierwszych (2 do 4) jest częściowo zasilanych, zmniejszając w ten sposób opory wentylacyjne.

Całość 9-stopniowej turbiny akcyjnej znajduje się na rys. 14. Para świeża wchodzi przez wlot *A*, a po oddaniu pracy w turbinie uchodzi całkowicie rozprężona przez wylot *B* do kondensatora. Na wale turbinowym osadzone są całkowicie to-

czone i polerowane koła wirnikowe, zaopatrzone w łopatki, a wykonane ze stali zlewnej Siemens-Martina. Łopatki w części wysokoprężnej są najczęściej ze stali niklowej, a w części niskoprężnej ze spżu, szczeliny pomiędzy zewnętrznymi obwodami wirników a osłoną turbinową, względnie wystającą częścią kierownicy, mogą być względnie duże, 4 do 5 mm, bez obawy o straty pary przez nieszczelności, ponieważ ciśnienie pary po obydwu stronach wirnika jest jednakowe (patrz rys. 15). Często umieszcza się nawet w wirnikach części wysokoprężnej i średnioprężnej, jak to wynika z rys. 14, kilka otworów, aby wyrównać ewentualnie zachodzącą różnicę ciśnień po obydwu stronach wirnika.

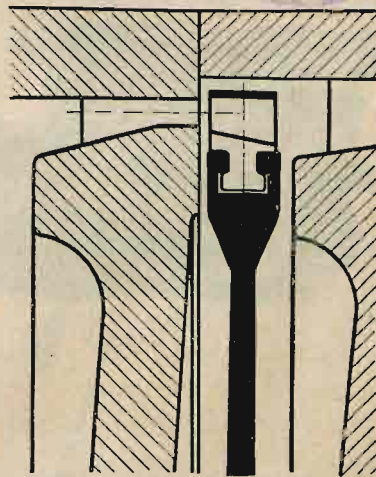
W celu ograniczenia przepływającego strumienia pary znajduje się pierścien na zewnętrznym obwodzie wieńca łopatkowego wirników. Przed pierwszym wir-

nikami jako i pomiędzy poszczególnymi wirnikami umocowane są w osłonie turbiny dwudzielne koła kierownicze, wykonane z żelaza lanego, a zaopatrzone w łopatki z blachy niklostalowej. Stratom pary, któreby zachodzić mogły z powodu różnicy ciśnień po obydwu stronach kierownic, zapobiega się tutaj przez zastosowanie uszczelnień na możliwie najmniejszym obwodzie, tuż



Rys. 14

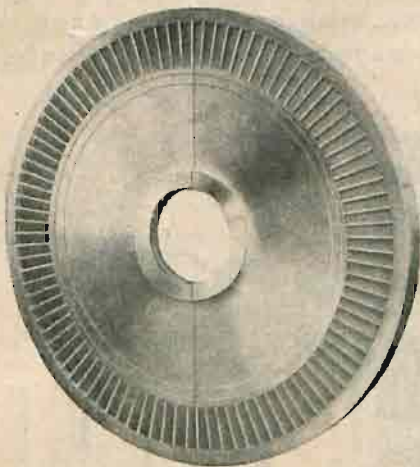
przy piastach wirników. Wobec tego, nawet przy niezupełnej ich szczelności, nie zachodziłyby zbyt wielkie straty. Ze względu na uzyskanie możliwie największej niezawodności biegu turbiny nie używa się w tym miejscu uszczelnienia grzebieniastego o podwójnym grzebieniu, tylko o pojedynczym, mianowicie piasty wirników są gładkie, a grzebienie znajdują się tylko w piastach kół kierowniczych. Niektóre fabryki wykonywują zamiast powyższego uszczelnienia przy większych różnicach ciśnień stałe uszczelki pierścieniowe, składające się z mieszaniny węgla z grafitem, które także nie wymagają smarowania oliwą. Para, uchodząca z turbiny, może więc również służyć bezpośrednio do zasilania kotłów. Regulacja turbiny odbywa się zapomocą dławienia pary doletowej.



Rys. 15.

Zewnętrzny wygląd najważniejszych części turbiny Zoellyego, w wykonaniu fabryki Zgorzelickiej, uwidoczniają fotografie, mianowicie rys. 16 przedstawia koło kierownicze, rys. 17 układ kierownic w górnej części osłony, a rys. 18

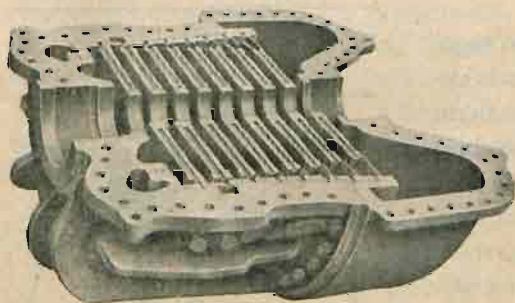
wirnik wysokoprężny. Średnice wirników wynoszą 750 mm do 2500 mm, zależnie od liczby obrotów i wielkości turbiny.



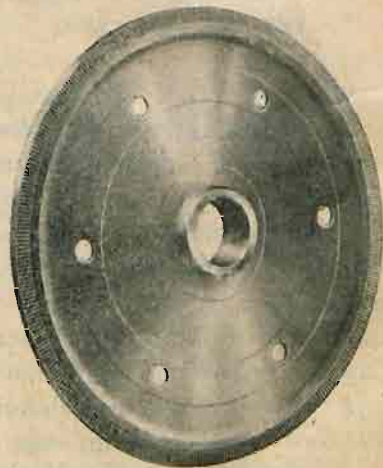
Rys. 16.

Wielostopniowe turbiny akcyjne posiadają w porównaniu z turbiną Parsonsa następujące zalety: budowa całości jest krótsza, odlew osłony jest prostszy, koszt wykonania są mniejsze, niezawodność biegu jest większa, — z powodu braku tłoków odciażających i stosowania dużych szczelin ponad wieńcem łopatkowym wirników, turbina może w każdej chwili podjąć pracę bez poprzedniego dłuższego ogrzewania jej, straty pary z powodu nieszczelności są bardzo małe, ponieważ koła kierownicze posiadają uszczelnienia, i to na małym obwodzie.

Z systemem powyższym połączone są jednakże i pewne strony ujemne. Prędkość pary jest stosunkowo wielka, co powoduje duże obciążenie jednostkowe łopatek. Nadmiernemu zdzieraniu łopatek można przedewszystkiem zapobiedz przez dobór odpowiedniego materiału. Dopływ pary o stosunkowo wysokim ciśnieniu do osłony oddziałuje natomiast niekorzystnie na dławnicę po



Rys. 17.



Rys. 18.

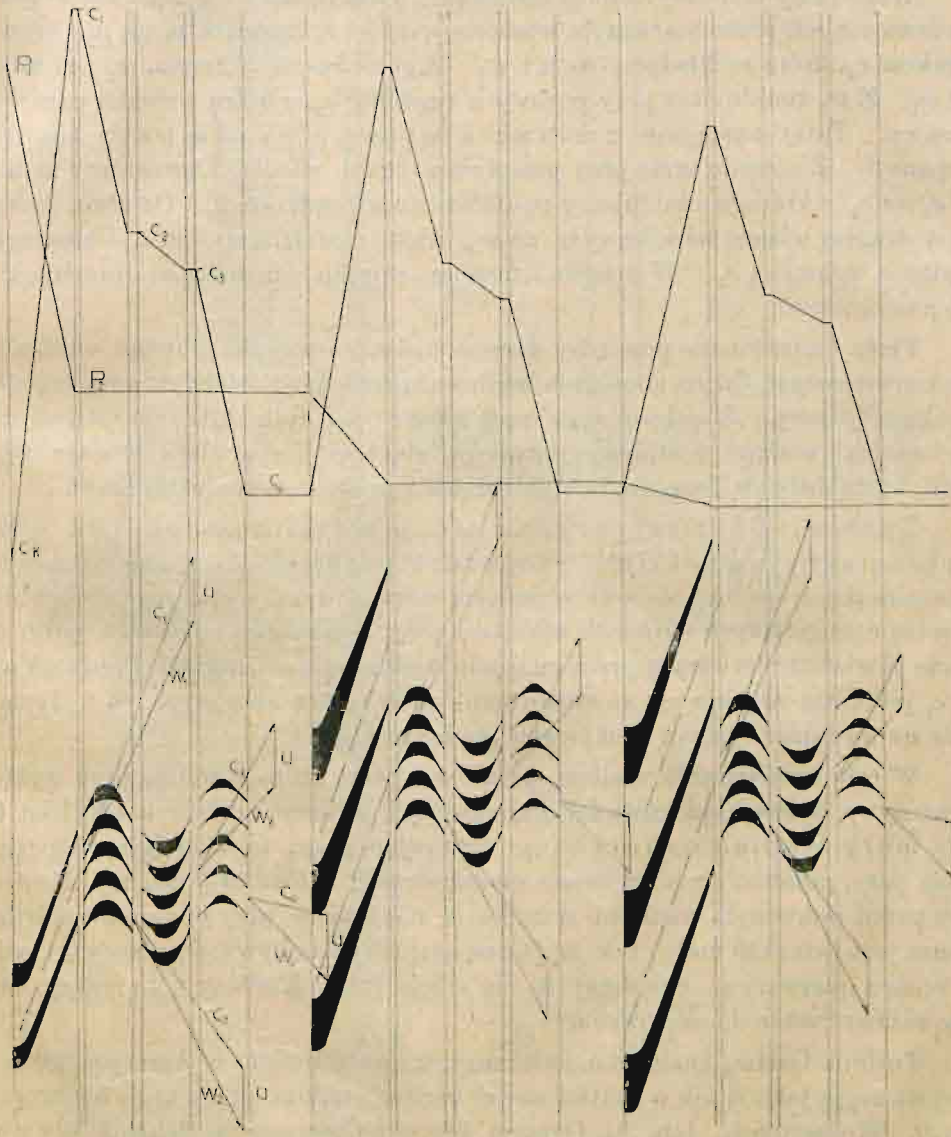
stronie wysokoprężnej. Opór, spowodowany wentylacją, jest większy niż u Parsonsa, ponieważ para, wychodząca z wirnika, może przy częściowym zasilaniu łatwo uderzyć o pełną część wieńca kierownicy.

Wielostopniowe turbiny akcyjne, zwłaszcza systemu Zoellygo, są wykonywane przez fabryki pierwszorzędne, lecz nie należą obecnie do systemów najwięcej rozpowszechnionych.

VI. Turbiny akcyjne o stopniowaniu prędkości.

1. Turbina Curtisa.

Wynalazca powyższego systemu, Amerykanin Curtis, podzielił cały spadek ciśnienia, zależnie od wielkości turbiny tylko na 2 do 5 stopni ciśnienia



Rys. 19.

W celu zmniejszenia wylotowej prędkości pary z wirnika, czyli w celu dobrego wyzyskania pary przy niezbyt wielkich prędkościach obwodowych wirników, Curtis umieścił na każdym wirniku dwa lub trzy wieńce łopatkowe, a pomiędzy nimi

wieńce łopatek kierowniczych, w których para jednakże nie ekspanduje. Średnice wirników są dosyć duże, skutkiem czego stosować należy częściowe zasilanie wirników.

Wyniki, uzyskane przy powyższym ustroju turbiny, uwidocznią schematycznie rys. 19, w którym oznaczono przez c bezwzględne prędkości pary, przez w względne prędkości pary, przez u prędkości obwodowe wirników, przez p prężności pary. Turbina jest osiową i posiada tutaj trzy stopnie ciśnienia, a każdy z tych stopni po dwa wieńce wirników, czyli po dwa stopnie prędkości.

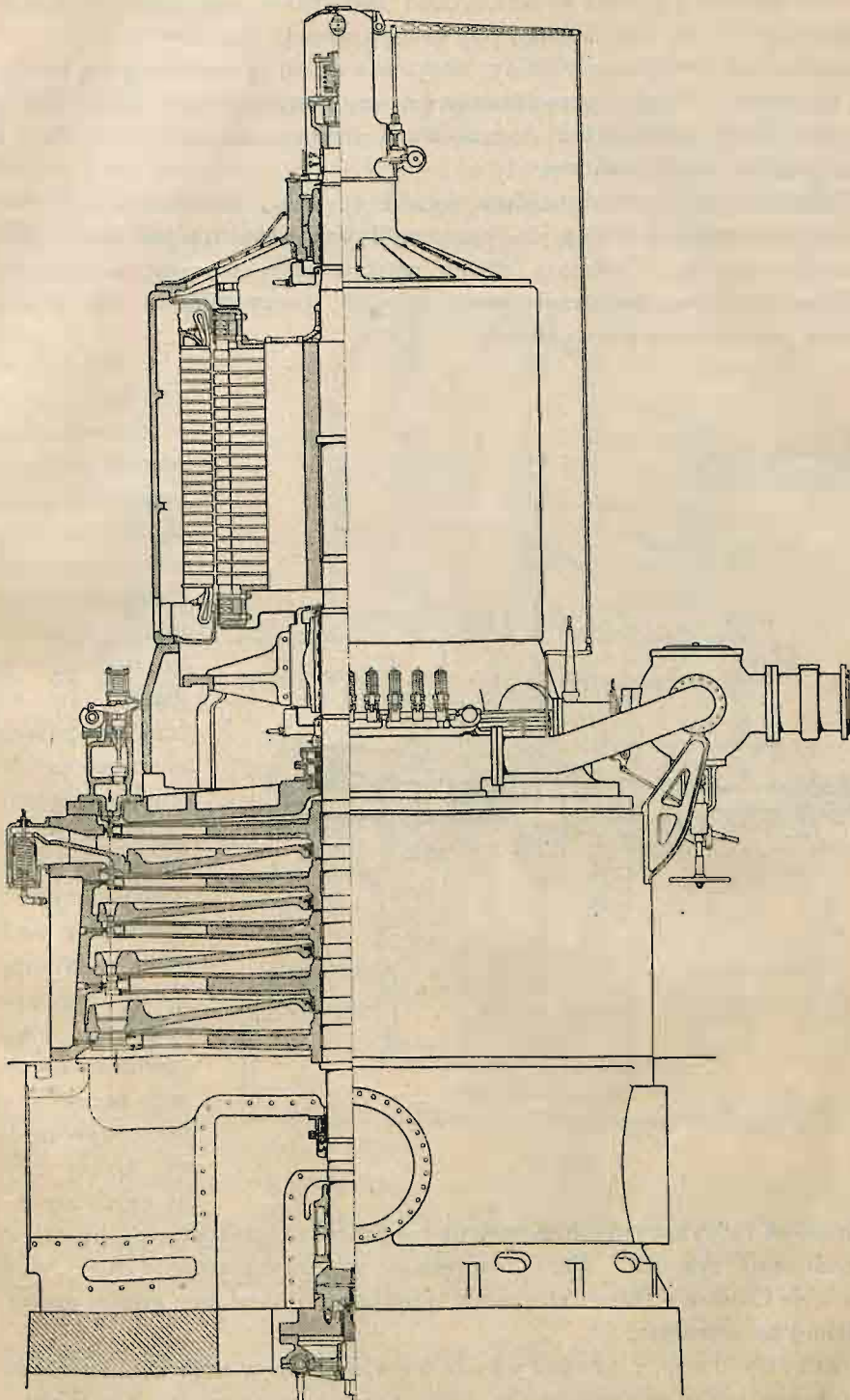
Rozważmy pierwszy stopień ciśnienia. Para świeża rozpręża się w dyszach, pomieszczonych przed pierwszym wieńcem wirnika z ciśnienia p_1 na p_2 , uzyskując prędkość c_1 , którą rozkładamy na u i w_1 . Z powodu strat tarcia, w_2 jest mniejsze niż w_1 . Z w_2 znajdujemy przy pomocy u prędkość c_2 , z którą wchodzi para do kierownicy. Tutaj następuje zmiana kierunku prądu pary bez dalszej ekspansji. Z powodu strat przy przepływie przez wieńiec kierowniczy zmniejsza się c_2 na c_3 , z którego znajdujemy po odłożeniu u prędkość w_3 . Ostatnia zmniejsza się w drugim wieńcu wirnikowym na w_4 , które rozkładamy na u i bezwzględną prędkość wylotową c_4 . W drugim i trzecim stopniu ciśnienia para pracuje w sposób analogiczny.

Przez umieszczenie pomiędzy dwoma wieńcami wirnika jednego wieńca łopatek kierowniczych Curtis zmniejsza bardzo znacznie prędkość wylotową (zamiast c_2 uzyskuje c_4) pary. Skutkiem tego może nawet przy tylko kilku stopniach ciśnienia i niezbyt wielkich średnicach wirników uzyskać liczbę obrotów wału turbiny, która dozwala bezpośrednie połączenie z generatorem elektrycznym.

Turbinę Curtisa oznacza się jako kilkustopniową osiową turbinę akcyjną o kilku stopniach prędkości. Energia kinetyczna, uzyskana przez spadek ciśnienia w jednym stopniu dysz, wytwarza pracę w dwóch po sobie następujących wieńcach wirników przy tem samym ciśnieniu pary, oczywiście w wieńcu pierwszym pracę znacznie większą niż w drugim. Prędkość wlotowa c_1 jest tutaj większa niż u wielostopniowych turbin akcyjnych, co wpływa ujemnie na wydajność turbin i zużywanie się łopatek.

W celu zmniejszenia wielkiej prędkości pary, która powstaje przy wyłącznej ekspansji w dyszach, niektóre fabryki stosują w nowszym czasie u turbin Curtisa mały stopień naporności, uzyskując przez to zmniejszenie spożycia pary, pomimo strat z powodu nie szczelności. Różnica pomiędzy ciśnieniem pary przed pierwszym wieńcem wirnika a ciśnieniem przy opuszczaniu drugiego wieńca jest jednakże mała, tak że dalsza ekspansja odbywa się przedewszystkiem w wieńcu pierwszym, znajdującym się obok dysz. Turbiny tego rodzaju można więc zaliczyć także do akcyjnych.

Turbina Curtisa znalazła największe rozpowszechnienie w Ameryce, gdzie wykonywa się ją jako silnik o skutku nawet bardzo wielkim, przeważnie o ustroju stojącym. Konstrukcyę fabryki General Electric Company w Schenectady uwidocznią rys. 20. Jest to turbina ustroju stojącego o pięciu stopniach ciśnienia, z których każdy posiada dwa stopnie prędkości. Para świeża przypływa u góry, a ekspandując stopniowo w dyszach i wykonywując pracę w wirnikach, płynie równolegle do osi turbiny. Na dole odpływa rurą wylotową do kondensatora.

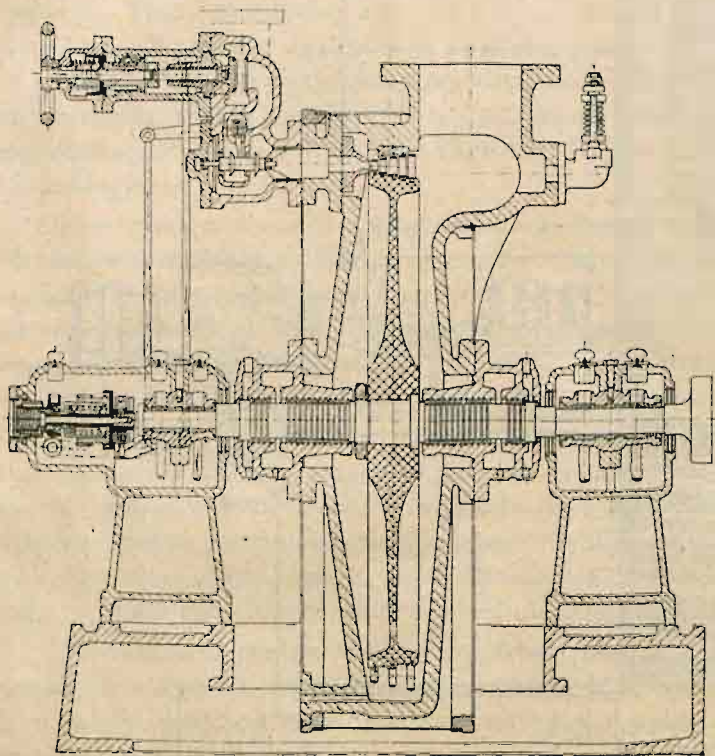


Rys. 20.

Regulacja odbywa się przez automatyczne zamykanie, względnie otwieranie wentyli, znajdujących się nad dyszami pierwszego stopnia ciśnienia.

Zależnie od obciążenia turbiny, wszystkie dysze są zasilane parą lub też tylko pewna ich część. W razie przeciążenia turbiny para świeża, również samoczynnie regulowana, dopływa do dysz dodatkowych drugiego stopnia ciśnienia, co wynika także z rysunku przedstawionego.

Generator elektryczny znajduje się nad turbiną. Montaż turbiny o ustroju stojącym jest trudny, a dostęp do poszczególnych części nie jest tak dogodny, jak przy ustroju leżącym. Dodatkłą stroną ustroju stojącego jest natomiast przede wszystkim mniejsze zapotrzebowanie miejsca, korzystniejsze wyrównanie mas i mniejsze ścieranie się panwi łożysk.



Rys. 21.

różnych celów fabrykacyjnych. Konstrukcję fabryki Gutehoffnungshuette w Sterkrade uwidoczni rys. 21. Para rozpręża się w jednym stopniu dysz, wykonywa pracę w kole Curtisa o trzech stopniach prędkości i uchodzi z górnej części osłony dwudzielnej na zewnątrz.

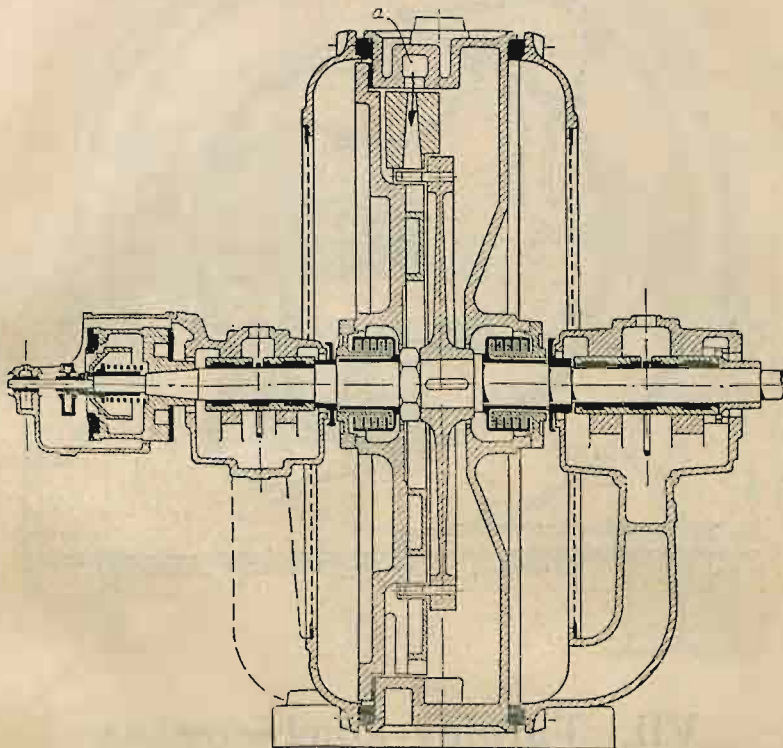
Turbiny dwu- i trzystopniowe Curtisa w połączeniu z kondensacją są stosunkowo tanie w wykonaniu, lecz potrzebują wielką ilość pary. Skutkiem tego polecać je można jako maszyny zapasowe, nawet o większym skutku, lub też w razie odbierania z turbiny pary o ciśnieniu żądanem, np. panującym za pierwszym stopniem turbiny, do celów fabrykacyjnych.

Ustrój leżący turbiny Curtisa jest w Ameryce rzadko stosowany, w Europie natomiast wyłącznie. Tutaj używa się powyższego systemu przeważnie tylko przy skutku małym i średnim jako turbin o jednym, dwóch, a najwyżej trzech stopniach ciśnienia z dwoma lub trzema stopniami prędkości.

Turbiny jednostopniowe Curtisa, pracujące z liczbą obrotów $n = 3000$ do 5000 na minutę, nadają się bardzo do wyzyskania mniejszych spadków ciepłota, np. przy pracy z większą przeciwprężnością pary, której używa się do ogrzewania lub do

2. Turbina Elektra.

Akcyjna turbina „Elektra“, wykonywana według projektów inżyniera Kolba, posiada jeden lub dwa stopnie ciśnienia z kilkoma stopniami prędkości. Cechą jej charakterystyczną jest promieniowy przepływ pary przez wieniec łopatkowy wirnika, a odpowiednia jest przede wszystkim jako silnik o skutku małym i średnim. Aż do około 50 koni wykonywa się ją o jednym stopniu ciśnienia z czte-



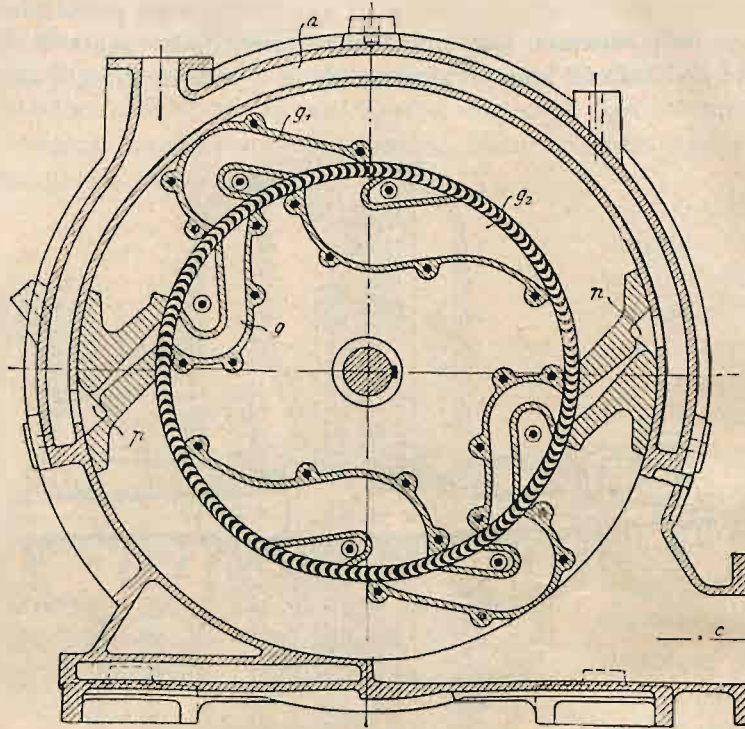
Rys. 22.

rema stopniami prędkości, od 50 do 1000 koni o dwóch stopniach ciśnienia, z których każdy posiada trzy stopnie prędkości.

Turbinę jednostopniową powyższego rodzaju przedstawiają rys. 22 i 23. Para świeża dopływa kanałem *a* do dwóch dysz *p*, w których rozpręża się na pręężność wylotową, panującą w miejscu *c*. Wychodząc z dysz, para płynie przez wieniec wirnikowy, potem przez kierownice *g*, dalej znowu przez wieniec wirnikowy, kierownice *g*₁, wieniec wirnikowy, kierownice *g*₂, a w końcu znowu przez wieniec wirnikowy, poczem przez wylot *c* uchodzi do skraplacza. Zasilanie wieńca jest więc tylko częściowe, a kierownice służą jedynie do zmiany kierunku prądu pary. Z powyższego opisu wynika, że promieniowy przepływ pary umożliwia zastosowanie kilku stopni prędkości przy jednym wieńcu łopatkowym wirnika. W kole Curtisa natomiast (patrz rys. 21) trzeba wykonywać w analogicznych wypadkach kilka wieńcy łopat-

kowych na obwodzie wirnika. Ze względu na przepływ promieniowy pary łopatki muszą wystawać z boku wirnika (rys. 22), co tworzy pewną słabą stronę turbiny.

Nadmieniwszy jeszcze można, że w turbinie Elektra stosuje się także czasem mały stopień reakcyjności z przyczyn, o których wspomniano przy rozpatrywaniu turbiny Curtisa.



Rys. 23.

VII. Turbiny kombinowane.

W celu usunięcia wad, a wyzyskania zalet poszczególnych systemów przedtem rozważanych, powstały różne kombinacje turbin. Dla wytworzenia wielkiego skutku najczęściej są rozpowszechnione kombinowane turbiny osiowe i to przede wszystkim w następujących połączeniach:

- 1) koło Curtisa z wielostopniową turbiną akcyjną,
- 2) koło Curtisa z wielostopniową turbiną reakcyjną,
- 3) kilkostopniowa turbina akcyjna z wielostopniową reakcyjną.

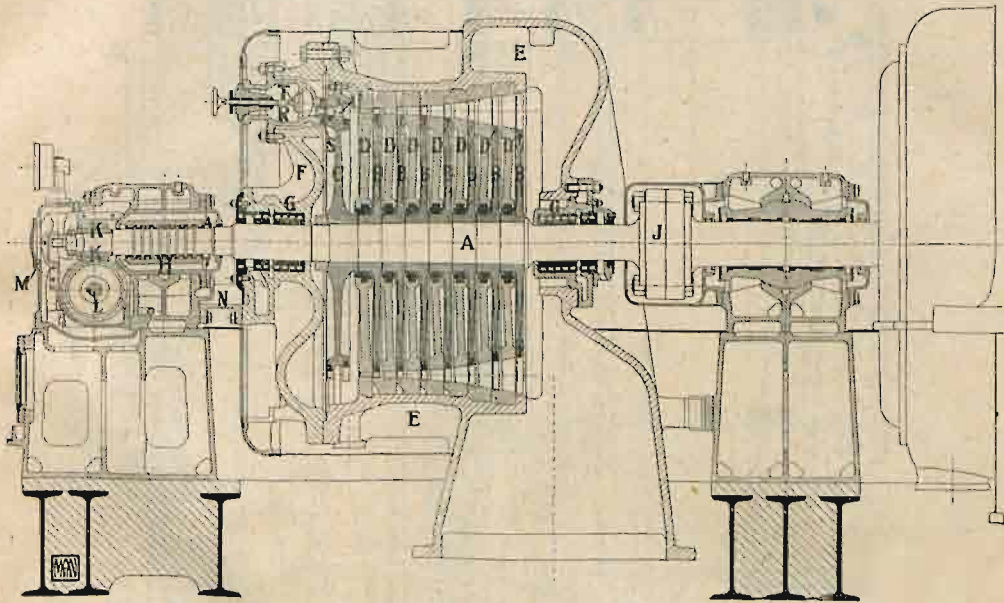
1. Koło Curtisa w połączeniu z wielostopniową turbiną akcyjną.

Typ powyższy powstał w fabryce turbin parowych towarzystwa „A. E. G.” w Berlinie. Obecnie budują go także fabryki, które dawniej wykonywały wyłącznie turbiny systemu Rateau'a lub Zoellyego, np. Škoda w Pilźnie, Bergmann

w Berlinie, „M. A. N.“ w Norymberdze. Konstrukcję ostatniej fabryki uwidocz-
nia rys. 24.

Para świeża zamienia w dyszach *S* większą część swej prężności na prędkość, ekspandując na 3 do 2,5 atm. abs. Zasilanie koła Curtisa *C*, posiadającego wie-
niec kierowniczy *U*, odbywa się na części obwodu. Po oddaniu pracy w kole Curtisa para płynie do wielostopniowej (4 do 9 stopni ciśnienia) turbiny akcyjnej, składającej się z kół kierowniczych *D* i z wirników *B*, zasilanych na całym obwo-
dzie wieńców; w końcu uchodzi całkowicie rozprężona do skraplacza.

Kierownice posiadają uszczelnienia przy piastach wirników. Łożysko grzebie-



Rys. 24.

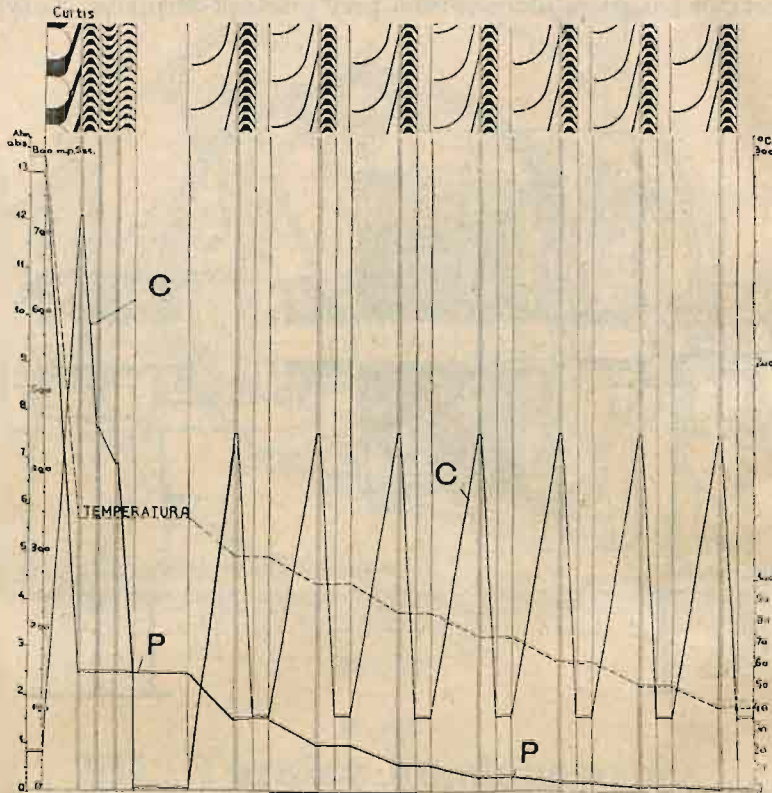
niaste *H* podejmuje nacisk, działający w kierunku prądu pary z powodu uderzania pa-
ry o krawędzie łopatek, jak również z powodu większego tarcia po stronie dolotowej
niż po stronie wylotowej łopatek. Koło ślimakowe *K* uruchamia wał *L*, pędzący re-
gulator. Sprzęgło *J* łączy wał turbinowy z wałem generatorowym. Jako dła-
wnice *G* zastosowano tutaj pierścienie stałe, wykonane z mieszaniny węgla
z grafitem.

W powyższym ustroju tworzy koło Curtisa część wysokoprężną,
a wielostopniowa turbina akcyjna część niskoprężną. Przebieg
ciśnien *p*, prędkości pary *c* oraz temperatury wynikają z rys. 25, wyjętego z katalo-
gu Škody.

W porównaniu z turbiną Zoellyego lub Rateau'a, rozważany typ kombino-
wany posiada pewne zalety, mianowicie całość turbiny jest krótsza, skutkiem
czego odlew osłony prostszy, do osłony turbinowej wchodzi para o stosunkowo nis-
kiem ciśnieniu, przez co zapobiega się odkształceniom osłony oraz ułatwia się
uszczelnienie wału w dławnicy po stronie wysokoprężnej. Łopatki koła Curtisa

muszą wprawdzie opanować znacznie większe prędkości pary niż w turbinach Zoel-lyego i Rateau'a, lecz działa na nie para, posiadająca tylko średnią temperaturę i małą gęstość, co ułatwia stosowny dobór materiału na łopatki.

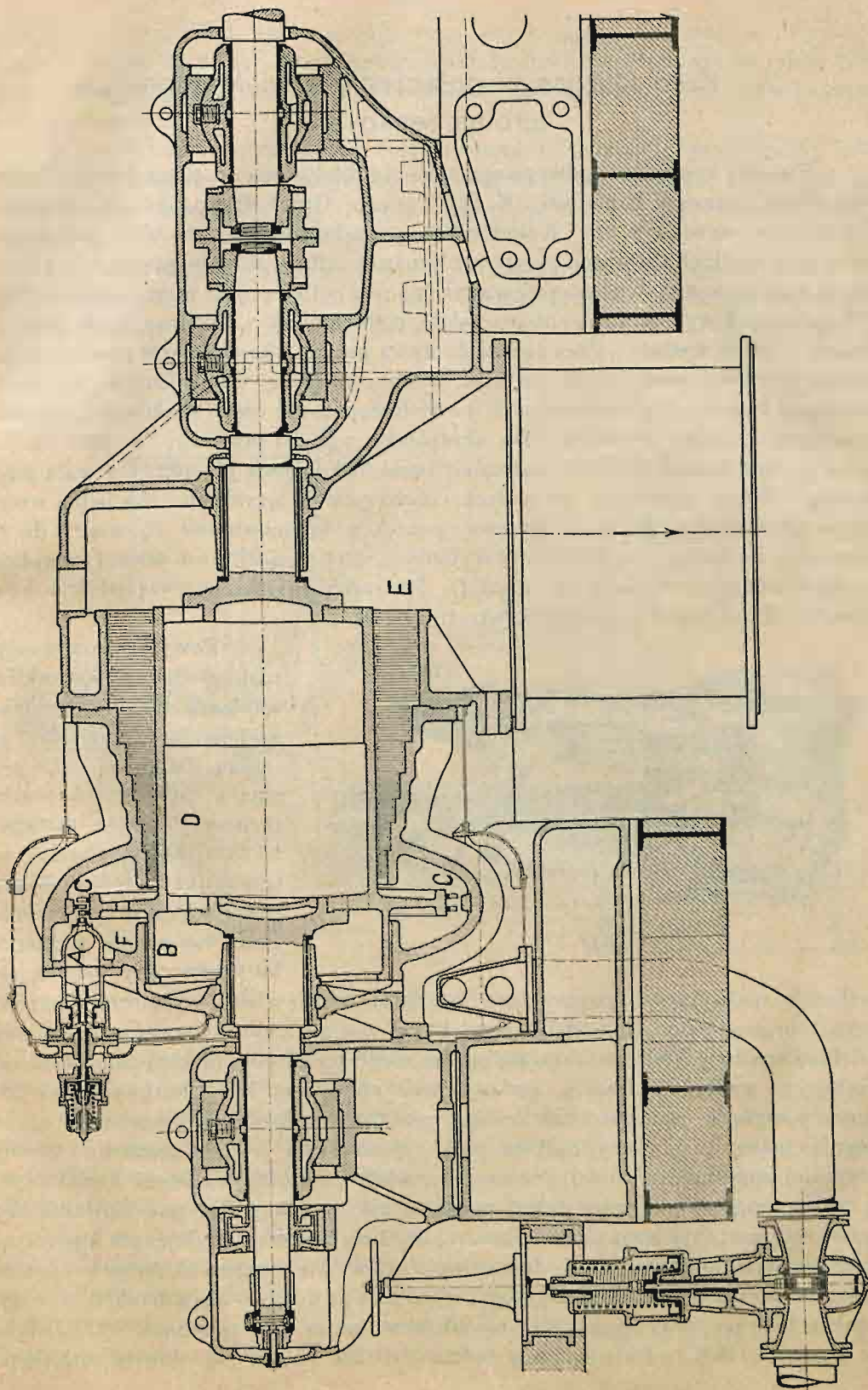
W porównaniu z turbiną Parsonsa większość zalet poprzednio wymienionych uwydatnia się jeszcze znacznie więcej, przede wszystkim skrócenie osłony. Oprócz tego niezawodność biegu jest znacznie większa niż u Parsonsa, ponieważ turbina nie posiada tłoków odciążających, a szczeliny pomiędzy łopatkami a osłoną są dostatecznie duże. Skutkiem tego może ona być uruchomiona bez dłuższego poprze-



Rys. 25.

dniego ogrzewania. Zapotrzebowanie pary jest korzystniejsze niż u wielostopniowej turbiny reakcyjnej, ponieważ nie zachodzą wspomniane poprzednio straty pary przez szczeliny. W końcu dodać można, że koszty wykonania są mniejsze niż u typu Parsonsa, lecz wybór stosownego materiału na łopatki znacznie trudniejszy, z powodu większych prędkości pary, więc i większego obciążenia jednostkowego łopatek. W razie nieodpowiedniego materiału łopatek, może w dosyć krótkim czasie nastąpić nadmierne ścieranie się ich, podobnie jak w wielostopniowej turbinie akcyjnej.

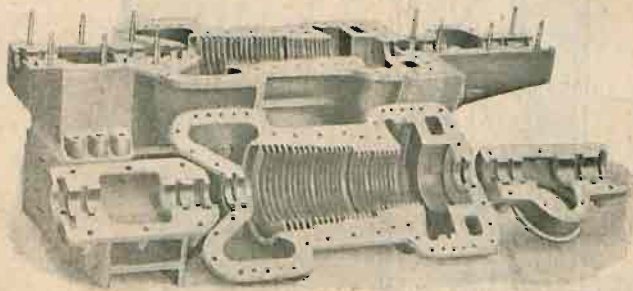
Zalety turbiny, złożonej z koła Curtisa z wielostopniową turbiną akcyjną, streścić można w następujących słowach: ekonomiczne wyzyskanie pary i duża niezawodność biegu.



Rys. 26.

2. Koło Curtisa w połączeniu z wielostopniową turbiną reakcyjną.

Typową konstrukcją powyższego systemu, budowaną np. przez fabryki Brown Boveriego, Pierwszą Brnieńską (E. B.), Tosiego, Gutehoffnungshuette, Thyssena i t. d., przedstawia rys. 26. Koło Curtisa, posiadające dwa lub trzy, wyjątkowo w bardzo wielkich turbinach okrętowych nawet cztery stopnie prędkości, tworzy część wysokoprężną, wielostopniowa turbina reakcyjna — część niskoprężną turbiny. W niektórych wykonaniach posiada bęben, podobnie jak u Parsonsa, także dwie do trzech różnych średnic. Para świeża dopływa przy *A*, ekspanduje w dyszach przed kołem Curtisa *C* na 3 do 2,5 atm. abs., wykonywa pracę w kole Curtisa, zasilanem na części obwodu, a potem wchodzi do wielostopniowej części reakcyjnej, zasilanej na całym obwodzie wieńców. Do skraplacza uchodzi przy *E*. W kole Curtisa para posiada wielką prędkość, natomiast część niskoprężną przepływa z małą prędkością. Bęben spoczywa na wałach, ułożonych w łożyskach. Na jedną stronę tłoka odciążającego *B* działa ciśnienie, panujące w przestrzeni *F*, więc 3 do 2,5 atm. abs., na drugą — prężność pary wylotowej, dochodzącej przez otwory, znajdujące się w końcowych ściankach bębna *D*. Podstawy łożysk stanowią całość z dolną częścią osłony, jak to wynika z fotografii rys. 27.



Rys. 27.

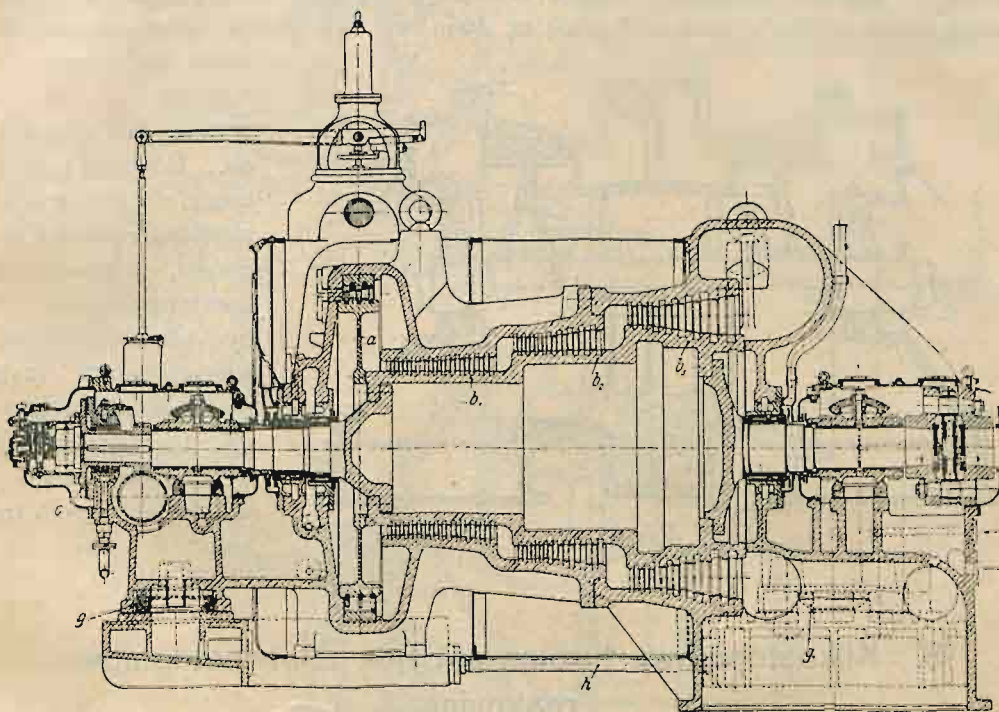
Powyższa kombinacja turbiny usuwa najdotkliwsze wady turbiny Parsonsa, zachowując dodatnie jej strony. Mianowicie źle pracującą część wysokoprężną turbiny Parsonsa zastąpiono tutaj kołem Curtisa, zatrzymując jednakże dobrze pracującą część niskoprężną. Ponieważ nacisk w kierunku prądu pary, powstający

wskutek reakcyjności turbiny, nie jest tutaj bardzo wielki, wystarcza po stronie wysokoprężnej jeden tłok odciążający, który nie potrzebuje nawet posiadać zbyt wielkiej średnicy, jeśli zastępuje się oprócz niego po stronie niskoprężnej tłok odciążający według Fullagara, podany przy opisie rys. 12. Skutkiem tego turbina powyższa jest znacznie krótsza niż turbina Parsonsa. Ponieważ oprócz tego do osłony turbinowej dopływa para o stosunkowo niskim ciśnieniu i niezbyt wysokiej temperaturze, dalej, ponieważ szczeliny pomiędzy wieńcami łopatkowymi a osłoną, względnie bębniem mogą, w części niskoprężnej, bez powodowania nadmiernych strat, być stosunkowo duże (około 1 do 1,5 mm), wyłamania łopatek nie zachodzą tak łatwo skutkiem odkształcenia osłony lub zatarcia się łopatek o osłonę. Turbina powyższa odznacza się więc dużą niezawodnością biegu, a w czasie krótkim, po podgrzaniu 5 do 8 minutowem, może być uruchomiona. Jedynie w razie kilkugodzinnych przerw ruchu poleca się okręcać turbinę po-

wyższego rodzaju kilka razy w międzyczasie, aby osiągnąć równomierne ostygnięcie bębna. Odbywa się to za pomocą małego elektromotoru, ustawionego na ramie fundamentowej pomiędzy turbiną a generatorem elektrycznym, lecz jest w każdym razie niedogodne.

W porównaniu z kombinacją, rozpatrywaną w rozdziale poprzednim (t.j. koło Curtisa w połączeniu z wielostopniową turbiną akcyjną), turbina, składająca się z koła Curtisa i z wielostopniowej części reakcyjnej, odznacza się dodatnio małymi prędkościami pary w części niskoprężnej.

Skutkiem tego zdzieranie się łopatek jest nieznaczne, a wydajność turbiny dobra. Drugostronnie osłona turbinowa jest jednakże dłuższa, a skutkiem wspomnianych poprzednio szczelin zachodzą pewne straty pary w części reakcyjnej. W ru-



Rys. 28.

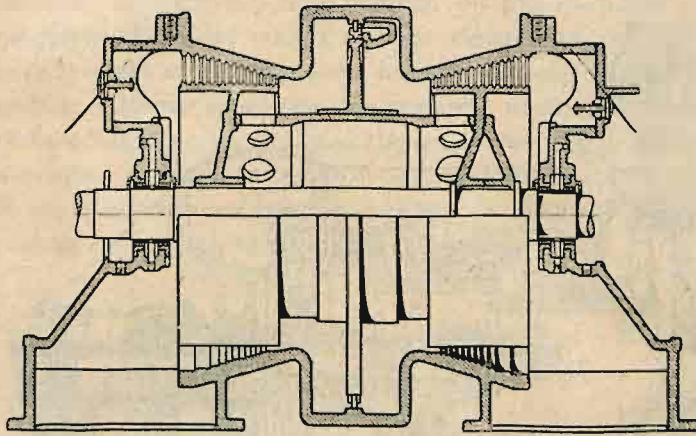
chu zwykłym, obiedwie kombinacje pod względem zapotrzebowania pary są sobie równorzędne.

Pewne wątpliwości może nasuwać także tłok odciążający z powodu uszczelnienia grzebieniastego, które w rzeczywistości przyczyniło się już do unieruchomienia turbiny na czas dłuższy (wytopienie się pierścieni). Te względy skłoniły niektóre fabryki do usunięcia tłoka odciążającego z osłony turbinowej.

Sulzer, który zaniechał od kilku lat budowy turbin parowych, używał zamiast tłoka odciążającego czopa stopowego *C* (patrz. rys. 28), na który działa oliwa o ciśnieniu około 8 atm. abs. Czop jest łatwo dostępny, a naprawa jego w razie konieczności znacznie tańsza i łatwiejsza niż tłoka odciążającego. Osłona turbinowa jest tutaj podzielona, oprócz w osi poziomej, także w osi pionowej. Tosi stosuje w tur-

binach o średnim skutku konstrukcyę według rys. 26, umieszcza natomiast w typach wielkich tłok odciażający w osobnej osłonie, doprowadzając do każdej z jego stron parę o odpowiedniej prężności. Powyższa zmiana wpływa bezwątpienia dodatnio na zwiększenie niezawodności biegu turbiny.

Westinghouse nie używa wcale tłoków odciażających, stosując konstrukcyę uwidocznioną na rys. 29. Para przepływa najpierw przez koło Curtisa znajdujące się w środku turbiny i płynie potem do wielostopniowej turbiny reakcyjnej, składającej się z dwóch części. Do jednej z nich dostaje się bezpośrednio, do drugiej przez otwory, znajdujące się w bębnie. Ponieważ para przepływa części niskoprężne w kierunku przeciwnym, znosi się nacisk, powstający z powodu reakcyjności turbiny. Zupełne usunięcie tłoków odciażających jest wielką zaletą powyższej konstrukcyi, stroną ujemną natomiast są dwie rury wylotowe. Swobodne wydłu-



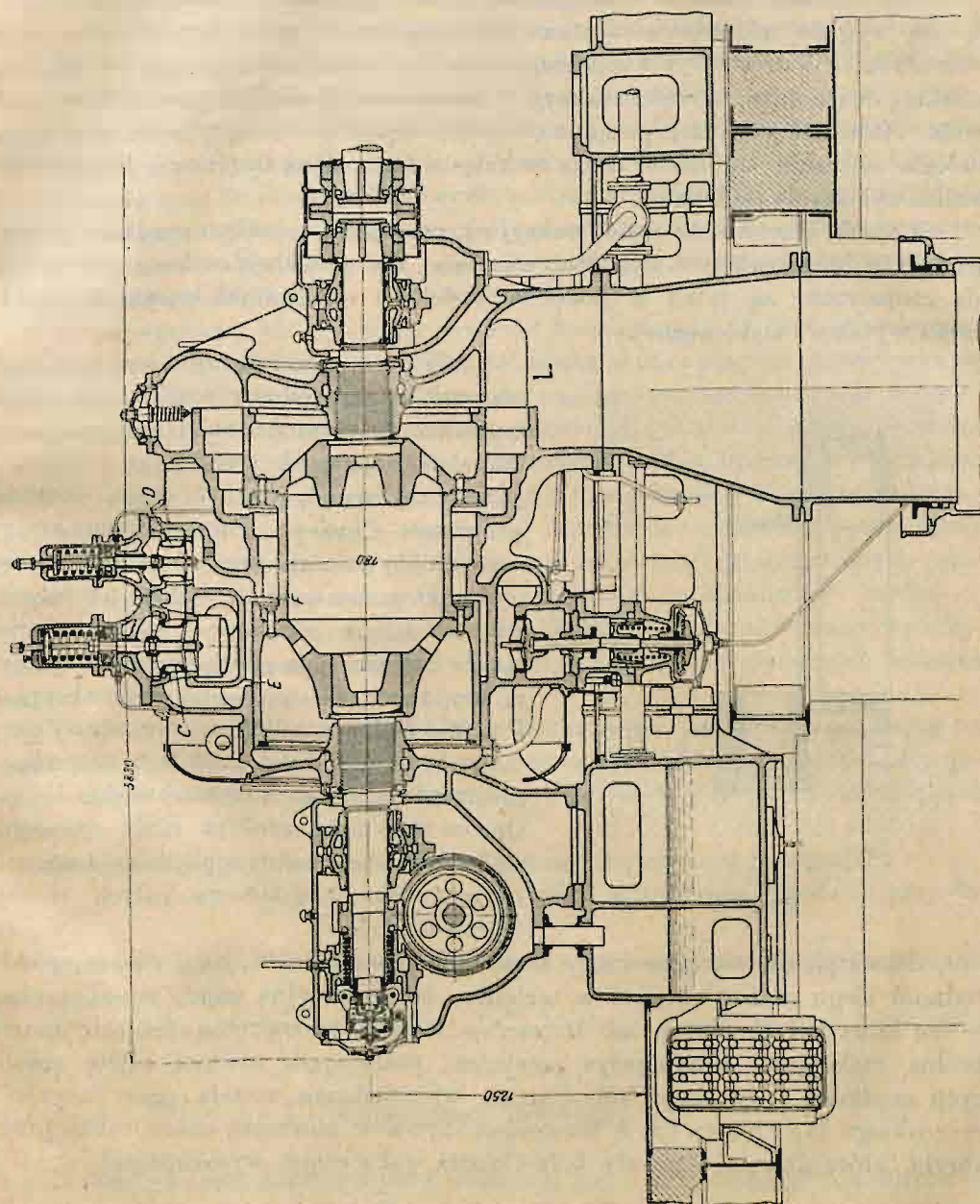
Rys. 29.

żanie się osłony turbinowej w osi podłużnej jest utrudnione. Również uszczelnienie rur wylotowych może sprawiać trudności, zwłaszcza że kondensator powinien być umieszczony możliwie blisko turbiny. Podobne wykonania stosuje także Tosi w nowszym czasie w większych typach turbin.

3. Kilkostopniowa turbina akcyjna z wielostopniową reakcyjną.

Konstrukcyę, stosowaną przez fabrykę Melms-Pfenningera, widzimy na rys. 30. Para świeża dopływa przez wentyl regulacyjny *C* do osłony turbinowej przy *E*, przepływa kilkostopniową, częściowo zasilaną turbinę akcyjną, w której wieńce łopatkowe wirników umieszczone są na dużej średnicy bębna, a wchodzi przy *F* do części średnioprężnej. Bęben części średnioprężnej posiada średnicę mniejszą, bęben części niskoprężnej natomiast średnicę, równającą się średnicy części wysokoprężnej. Część średnio- i niskoprężna tworzą wielostopniową turbinę reakcyjną, zasilaną na całym obwodzie. Ponieważ para posiada przy wlocie do części średnioprężnej większe ciśnienie niż przy opuszczaniu jej, uzyskuje się przy wyżej wspomnianej różnicy średnic bębna częściowe odciążenie nacisku, powstającego z powodu reakcyjności turbiny. Skutkiem tego wystarcza tutaj jeden tłok odciażający, umieszczony na tej samej średnicy bębna, na której znajduje się część wysokoprężna. Na jedną stronę tłoka działa prężność pary świeżej, przyplływającej przy *E*,

na drugą ciśnienie pary wylotowej, przepływającej otworami w końcowych ściankach bębna. Wentyl *D* wpuszcza samoczynnie parę świeżą w razie przeciążenia turbiny bezpośrednio do części średnioprężnej.



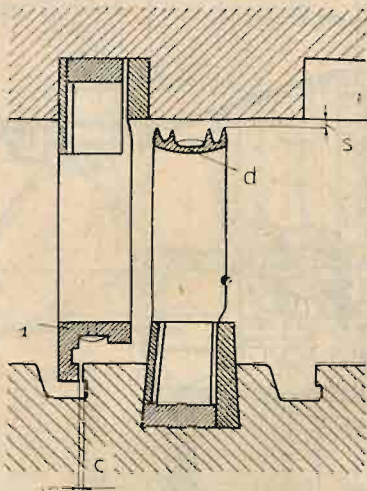
Rys. 30.

Ponieważ ciśnienie pary w kilkostopniowej części wysokoprężnej (akcyjnej) spada dosyć szybko, należało umieścić uszczelnienia pomiędzy poszczególnymi stopniami ciśnienia. Fabryka Melms-Pfenningera stosuje rodzaj uszczelnienia grzebie-

niastego, pokazanego na rys. 31. W bębnie są wytoczone wpustki, w które wchodzi pierścienie a , przytwierdzone do wieńcy łopatek kierowniczych. Osiowa szczelina c wynosi 0,2 do 0,3 mm , a wielkość jej można nastawiać za pomocą końcowego łożyska grzebieniastego.

Na wieńcach łopatek wirnikowych części wysoko- i niskoprężnej znajdują się wygięte pierścienie spiżowe d , zaopatrzone w cztery cienkie żebra obwodowe. W części wysokoprężnej może być szczelina s pomiędzy żebrami a osłoną dosyć duża, w części reakcyjnej natomiast winna być powyższa szczelina mała. Również jest tutaj pożądane, aby krawędzie żeber były ostre, w celu ułatwienia ścierania się ich w razie zetknięcia się z osłoną turbinową, bez powodowania wyłamania się łopatek.

Łoputki kierownicze części reakcyjnej, pracującej z małym spadkiem prędkości pary w poszczególnych stopniach ciśnienia, nie posiadają osobnego uszczelnienia, zaopatrzone są tylko w podobne pierścienie spiżowe, jak łoputki wirnikowe części wysoko- i niskoprężnej.



Rys. 31,

W porównaniu z turbinami kombinowanymi, w poprzednich rozdziałach rozpatrywanymi, turbina Melms-Pfenningera posiada zaletę mniejszych prędkości pary w kilkostopniowej wysokoprężnej części akcyjnej niż w kole Curtisa. Jako ujemne strony wymienićby natomiast należało dopływ pary o wysokim ciśnieniu i wysokiej temperaturze do osłony turbinowej, oraz niedostateczne uszczelnienia pomiędzy poszczególnymi stopniami wysokoprężnej części akcyjnej. Pomimo małej szczeliny osiowej, straty pary mogą być dosyć duże, ponieważ uszczelnienie znajduje się na dużym obwodzie bębna. Oprócz tego mała szczelina może spowodować zatarcie się bębna o pierścienie uszczelniające, a nawet wyłamanie całych wieńcy kierowniczych.

Bez wątpienia mniejsze straty z powodu nieszczelności, jak i większą niezawodność biegu można uzyskać w turbinie, której akcyjną część wysokoprężną tworzą kilka kół Zoellyego lub Rateau'a, a część niskoprężną wielostopniowa turbina reakcyjna. Kombinacja powyższa, posiadająca zaletę mniejszych prędkości pary niż w kole Curtisa, wprowadzona została przez inżyniera francuskiego Barbezata, a stosowana bywa w nowszym czasie także przez fabryki, które dawniej używały koła Curtisa, jako części wysokoprężnej.

VIII. Regulacja turbin.

Turbiny parowe podlegają w ruchu, tak samo jak wszystkie inne silniki, zmianom obciążenia. Regulacja ich musi być bardzo czuła, aby zadość uczynić wymaganiom pędzonych maszyn elektrycznych, t. j. aby zapewnić możliwie dokładne zachowanie normalnej liczby obrotów przy wszystkich zachodzących obciążeniach i możliwie najkrótszą i najmniejszą zmianę prędkości przy zmianie obciążenia. Beznaganne spełnienie zadania jest tutaj stosunkowo łatwe, bo turbina, w przeciwstawieniu do silników tłokowych, posiadających pewien stopień niejednostajności, biegnie zupełnie równomiernie. Z powodu działania mas wirników następuje zmiana liczby obrotów powoli, a regulacja ma pewien czas do dyspozycji na wywieranie swego działania.

Dobra regulacja winna, oprócz pewności mechanicznej, zapobiegać znacznie szerszemu wzrostowi spożycia pary na jednostkę skutku przy zmniejszającym się obciążeniu. Najkorzystniejsze wyniki w tym względzie możnaby uzyskać w turbinach parowych zapomocą regulacji, która by zmieniała, zależnie od obciążenia, wolne przekroje przepływowe i kąty nachylenia u wszystkich dysz, kierownic i wirników. Do tego ideału można się najwięcej zbliżyć u jednostopniowej turbiny akcyjnej, np. przez samoczynne (zapomocą regulatora) zamykanie i otwieranie jednej dyszy po drugiej lub też przez samoczynną (zapomocą regulatora) zmianę wolnych przekrojów w dyszach. Ostatni rodzaj regulacji prowadzi do konstrukcyi bardzo zawyłych, kosztownych, a niepewnych w ruchu, skutkiem czego zaniechano wykonywania. Z tej samej przyczyny trzeba odstąpić od stosowania zmiennych wolnych przekrojów pomiędzy łopatkami wirników.

U turbin wielostopniowych trzeba z konieczności ograniczyć regulację na pierwszy stopień ciśnienia. Jedynie w razie przeciążenia turbiny można przy pomocy wentyla samoczynnego doprowadzać parę świeżą do jednego z dalszych stopni ciśnienia.

Obecnie najwięcej rozpowszechnione rodzaje regulacji są następujące:

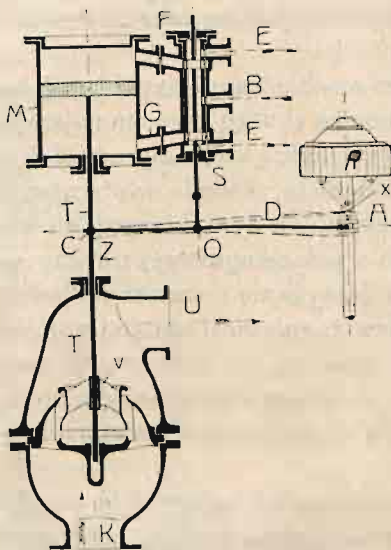
- 1) regulacja jakościowa, t. j. przez samoczynne dławienie pary dolotowej;
- 2) regulacja ilościowa, t. j. przez samoczynne zamykanie i otwieranie dysz poszczególnych;
- 3) regulacja kombinowana.

1. Regulacja jakościowa.

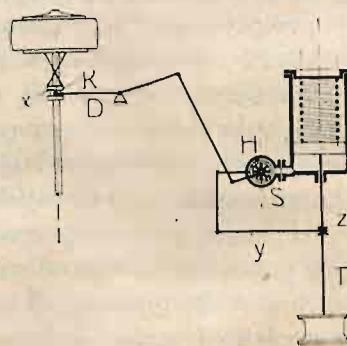
Regulacja przez dławienie pary dolotowej jest u wielostopniowych turbin reakcyjnych, z powodu zasilania ich na całym obwodzie wirników, jedynie możliwa, u wielostopniowych turbin akcyjnych ze względów konstrukcyjnych prawie wyłącznie używana, a może być także stosowana u wszystkich innych systemów turbin.

Dławienie pary dolotowej nie powoduje u turbiny parowej tak wielkich strat jak u tłokowej maszyny parowej, gdyż turbina wyzyskuje energię prędkości pary

Przez dławienie pary nie zmniejsza się bowiem całkowity ciepłik pary świeżej, lecz całkowity spadek ciepłika w turbinie. Ponieważ turbina wyzyskuje przede wszystkim najlepiej niskie ciśnienie pary, zdławienie kilku atmosfer wysokiego ciśnienia nie powoduje tak dużych strat, jak zmniejszenie próżni o kilka dziesiątych atmosfery. Dławienie pary przynosi także pewne korzyści, które wyrównują do pewnego stopnia straty, powstałe przez zmniejszenie spadku ciepłika. Mianowicie straty tarcia zmniejszają się przy mniejszej prędkości pary, a w razie stosowania pary nasyconej uzyskuje się przez dławienie parą jakościowo lepszą, bo suchszą. Skutkiem tego spożycie pary wzrasta przy zmniejszającym się obciążeniu przy powyższej regulacji stosunkowo nieznacznie, bo jest np. przy połowie obciążenia 7% do 17% większe niż przy obciążeniu normalnym.



Rys. 32.

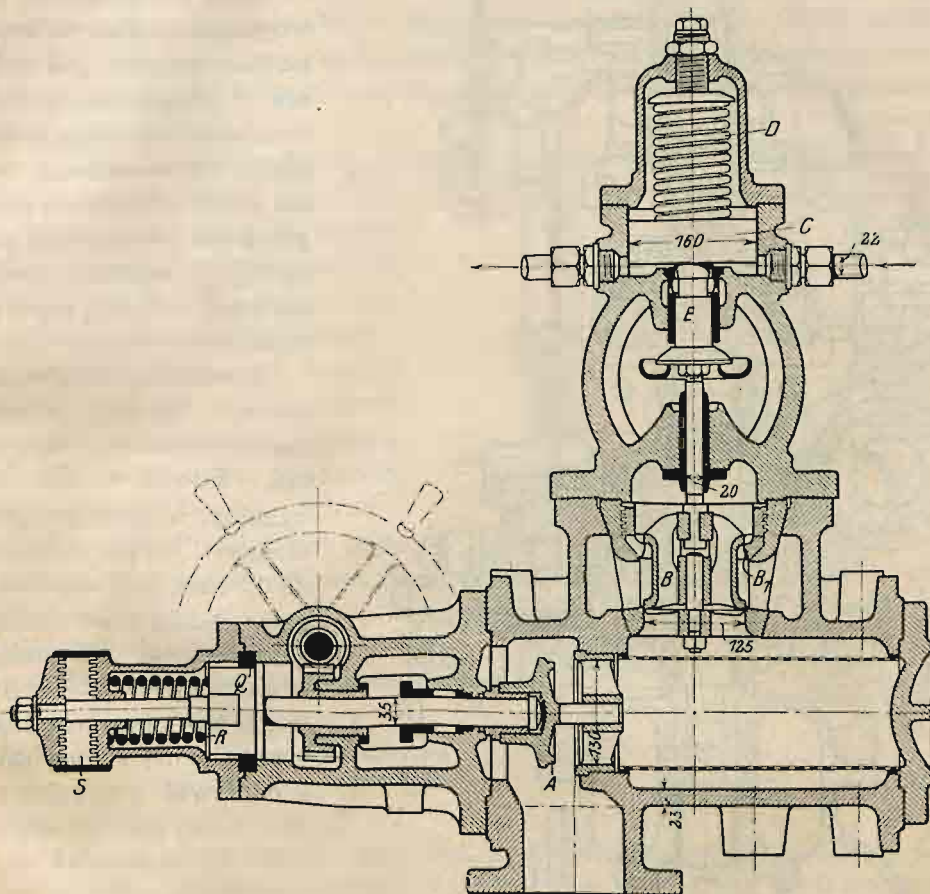


Rys. 33.

W celu uzyskania regulacji możliwie czulej i uzyskania możliwie najmniejszego obciążenia regulatora, używa się najczęściej pośredniego działania regulatora na wentyl dławiący, które ułatwia także łączenie równoległe silników, pędzących generatory o prądzie zmiennym. Konstrukcyjne rozwiązania są bardzo różnorodne. Jedno z najwięcej rozpowszechnionych przedstawiono schematycznie na rys. 32; — cechą jego charakterystyczną jest zastosowanie serwowymotoru oliwnego.

Cały aparat regulacyjny posiada następujące główne części składowe: wentyl dławiący *V*, cylinder serwowymotoru *M* wraz z tłokiem, suwak regulacyjny *S*, sprężynowy regulator odśrodkowy *R*, pędzony przez turbinę. Trzon *T* łączy tłok serwowymotoru z wentylem *V*, a dźwignia *D* pochwę regulatora *A* z suwakiem *S* i trzosem *T*. Oliwa o ciśnieniu 1,5 do 3 atmosfer dopływa otworem *B* do skrzynki suwakowej, a tłoczy ją pompka, składająca się z dwóch kół zębatach, całkowicie obrobionych i szczelnie zamkniętych w osłonie. Para świeża dopływa przy *K*, a uchodzi przy *U* do pierwszych dysz, względnie kierownic.

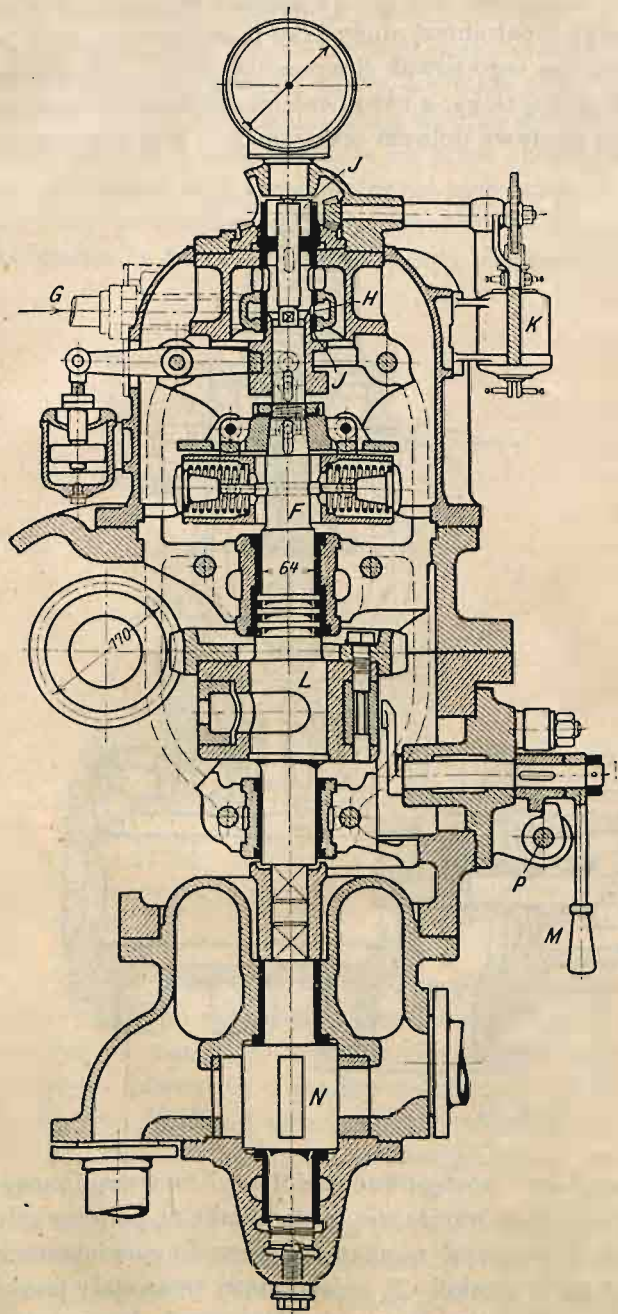
Na podstawie powyższego rysunku można wytłumaczyć działanie regulacji. Niechaj tłok i suwak znajdują się w położeniu środkowym. Przy zwiększeniu się liczby obrotów postępuje pochwa regulatora *A* w górę i podnosi zapomocą dźwigni *D* również suwak *S* w górę, punkt *C* natomiast służy jako punkt obrotu, czyli na razie nie rusza się z miejsca. Skutkiem tego suwak *S* wpuszcza oliwę o wspomnianym ciśnieniu kanałem *F* na część górną tłoka, a równocześnie wypuszcza kanałem *G* z dolnej części tłoka oliwę, która odpływa dolnym otworem *E*. Pod powyższym



Rys. 34.

wplywem zaczyna tłok wraz z wentylem *V* postępować na dół, czyli że wentyl zaczyna dławić parę. Równocześnie z wentylem obniża się także punkt *C*, podczas gdy pochwa *A* znajduje się w położeniu, które zajął regulator z powodu powiększenia się liczby obrotów, np. środek pochwy w punkcie *X*, który tworzy teraz stały punkt obrotu dla dźwigni *D*. Gdy punkt *C* dochodzi do punktu *Z*, sworzeń, łączący suwak *S* z dźwignią *D*, powraca do punktu *O*, czyli że suwak znajduje się znów w położeniu środkowym, a dopływ oliwy kanałem *F* jako i odpływ kanałem *G* jest uniemożliwiony. W sposób opisany uzyskuje się wynik, że tłok serwomotoru wraz z wentylem *V* nie opada za nisko i nie powoduje większego dławienia pary do lotowej niż tego wymagają warunki, oraz że pewnemu położeniu pochwy regulatora

odpowiada pewne położenie wentyla dławiącego. Przy zmniejszeniu się liczby obrotów regulator opada, a regulacja odbywa się w sposób odwrotny, niż powyżej opisano. Dzięki swemu działaniu regulacja zapobiega za dużemu otwarciu wentyla, czyli rozbieganiu się turbiny.



Rys. 36.

Zasada regulacji z serwowmotorem oliwnym polega na tak zwanym „odwodzeniu”, t.j. że suwak regulacyjny zostaje za pomocą mechanizmu odpowiedniego zawsze przywiedziony do swego położenia środkowego, podczas gdy regulator i wentyl dławiący znajdują się w położeniach nowych.

Beznaganne działanie regulacji opisanej wymaga bardzo starannego wykonania. Suwak winien być szczelny, a posiadać przysłonienia bardzo małe, 0,1 do 0,3 mm, aby uzyskać regulację możliwie czułą. Przy najmniejszym przesunięciu suwaka z położenia środkowego, oliwa powinna dopływać na jedną stronę tłoka, a odpływać z drugiej, tak że w rzeczywistości cały mechanizm wykonywa wciąż małe ruchy.

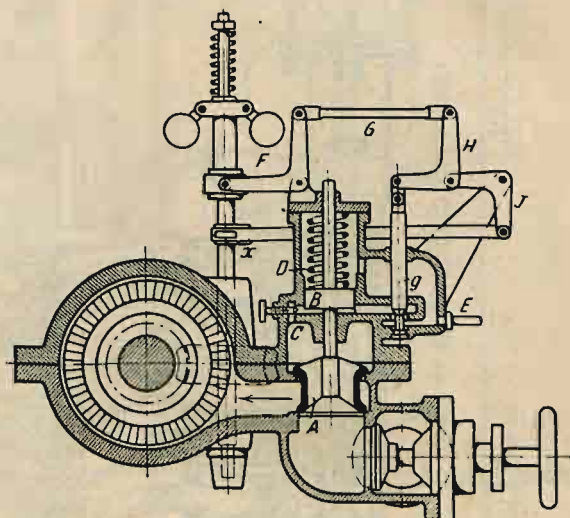
Mniej rozpowszechniona jest regulacja, u której na jedną stronę tłoka serwowmotora działa siła sprężyny, a na drugą ciśnienie oliwy. Schematyczny rys. 33 uwiidocznia regulację, podobną do stosowanej przez fabrykę Tosiego w Legnano. Suwak

okrągły *S*, posiadający na swej powierzchni obwodowej kanałki, stosowne dla dopływu i odpływu oliwy, spoczywa w ruchomej tulei *H*, zaopatrzonej w otwory, odpowiadające kanałkom w suwaku. Otwory te są około 1 mm szersze niż kanałki.

Suwak znajduje się pod wpływem regulatora, a okręcanie tulei *H* uskutecznia mechanizm „odwodzący” *Y*. Przy zmniejszeniu się liczby obrotów regulator okręca suwak w prawo, pod tłok dopływa większa ilość oliwy, podnosząc go w górę przeciw działaniu sprężyny. Ponieważ mechanizm *Y* przytwierdzony jest w punkcie *Z* do trzonu *T*, okręca on tuleję *H* również w prawo, zamykając przez to kanałki, prowadzące do cylindra serwowatoru. Każdemu położeniu tłoka odpowiada pewne położenie tulei *H*, a zatem i suwaka oraz regulatora. W celu uzyskania możliwie łatwego uruchomienia suwaka i małego tarcia w sworzniach, suwak wykonywa wciąż, t. j. przy każdym obrocie regulatora małe ruchy. Wywołać je można w sposób różny, np. przez umieszczenie na pochwie regulatora pochyłych powierzchni *X*, pomiędzy którymi znajdują się krążki *K*, umocowane w dźwigni *D*, połączonej z suwakiem.

Zamiast mechanizmu odwodzącego, niektóre fabryki używają zmiennego ciśnienia oliwy na jedną stronę tłoka, obciążonego sprężyną. Brown Boveri stosuje np. konstrukcję według rys. 34 i 35. Para świeża dopływa przez wentyl główny *A* do wentyla dławiącego *B*, połączonego trzonem z tłokiem serwowatoru, obciążonym sprężyną. Oliwa, stojąca pod ciśnieniem, przepływa pod tłokiem serwowatoru; — odpływ oliwy jest połączony z rurką *G*, prowadzącą do właściwej regulacji. Suwak regulacyjny *H* znajduje się pod wpływem regulatora sprężynowego *F*. W razie zmniejszenia się liczby obrotów wału turbinowego, pochwa regulatora postępuje w górę, zmniejszając szczeliny odpływowe dla oliwy przy *H*. Skutkiem tego ciśnienie oliwy zwiększa się, a tłok serwowatoru oraz wentyl dławiący *B* postępuje w górę. Przy zwiększeniu się liczby obrotów regulacja odbywa się w sposób odwrotny.

Dawniej stosowano dosyć często regulację zapomocą serwowatoru parowego. Jedno z pierwszych wykonań według pomysłów Parsonsa uwidocznia rys. 36, w którym *A* oznacza wentyl dławiący, *B* tłok serwowatoru, obciążony sprężyną *D*, a *g* suwak regulacyjny. Po otworzeniu wentyla głównego płynie para świeża przez otwór nastawialny *C* pod tłok *B*. Ponieważ odpływ pary jest zamknięty suwakiem *g*, tłok *B* postępuje w górę i otwiera wentyl *A*. Przy zwiększeniu się liczby obrotów turbiny, regulator podnosi zapomocą mechanizmu *F*, *G*, *H* suwak *g* i umożliwia częściowy odpływ pary rurką *E*. Położenie tłoka *B* i wentyla *A* zależy więc od ciśnienia pary, panującego pod tłokiem *B*, czyli od chwilowego położenia suwaka i regulatora. W celu uzyskania możliwie najmniejszego tarcia w sworzniach, mimośród *X* wywołuje zapomocą dźwigni *J* małe wahania całego

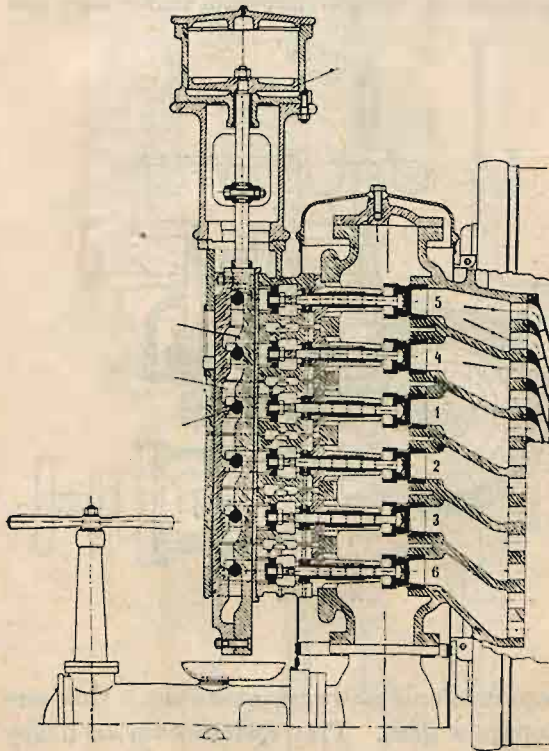


Rys. 36.

mechanizmu, a więc także i suwaka. Skutkiem tego tłok *B* i wentyl *A* poruszają się wciąż do góry i na dół, wywołując pewne wahania się prężności pary, dopływającej do turbiny. W nowszych wykonaniach jest oczywiście regulator ciężarowy zastąpiony regulatorem sprężynowym, a mimośród *X* znajduje się przy pochwie regulatora i wpływa bezpośrednio na mechanizm *F, G, H*.

2. Regulacja ilościowa.

W celu uniknięcia strat, powstałych przez dławienie pary dolotowej, niektóre fabryki stosują regulację przez samoczynne zamykanie i otwieranie dysz poszczególnych, która może być odpowiednia przy często zachodzących zmianach obciążenia, lecz jest kosztowniejsza. Można ją wykonywać oczywiście tylko u turbin, których pierwszy stopień ciśnienia posiada dysze, więc u jednostopniowych akcyjnych, u turbin Curtisa, oraz u kombinowanych z kołem Curtisa.

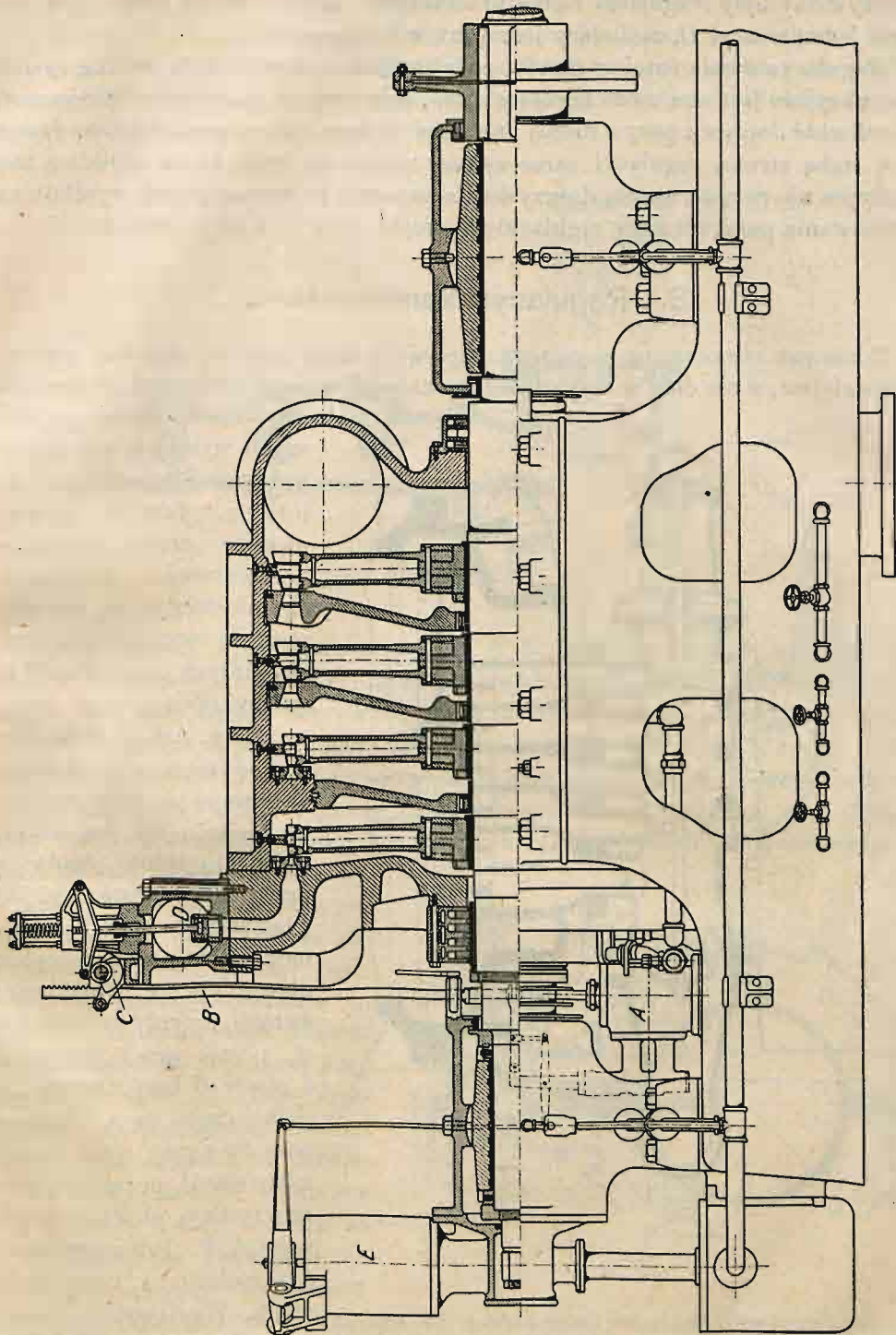


Rys. 37.

otwarte, 5 i 6 zamknięte. Ponieważ jednakże krzywizny *K* muszą posiadać pewną pochyłość, aby krążki mogły na nich postępować, łatwo zachodzić mogą położenia, w których jeden lub dwa krążki spoczywają na pochyleniu *K*. Skutkiem tego są odnośnie wentyle tylko częściowo otwarte, powodując dławienie pary; — przez równocześnie całkowicie otwarte wentyle płynie natomiast para o pierwotnej prężności do dysz.

Inne konstrukcyjne wykonanie powyższej regulacji, wprowadzone przez fabrykę General Electric Company w Schenectady, a obecnie także stosowane przez fabrykę A. E. G., znajduje się na rys. 38. Regulator sprężynowy, umieszczony

Konstrukcję, używaną częściowo przez fabrykę turbin A. E. G. w Berlinie, przedstawia rys. 37. Z tłokiem serwomotoru połączone są tutaj krzywizny, które za pomocą krążków na nie ciskających, zależnie od położenia tłoka, zamykają lub otwierają wentyle, przez które dopływa para do dysz. Gdy tłok serwomotoru znajduje się w krańcowym położeniu dolnym, są wszystkie wentyle zamknięte, gdy znajduje się natomiast w krańcowym położeniu górnym, są wszystkie wentyle otwarte; w innych położeniach tłoka powinna być część wentyli całkowicie otwarta, reszta całkowicie zamknięta, np. wentyle 1 do 4



Rys. 38.

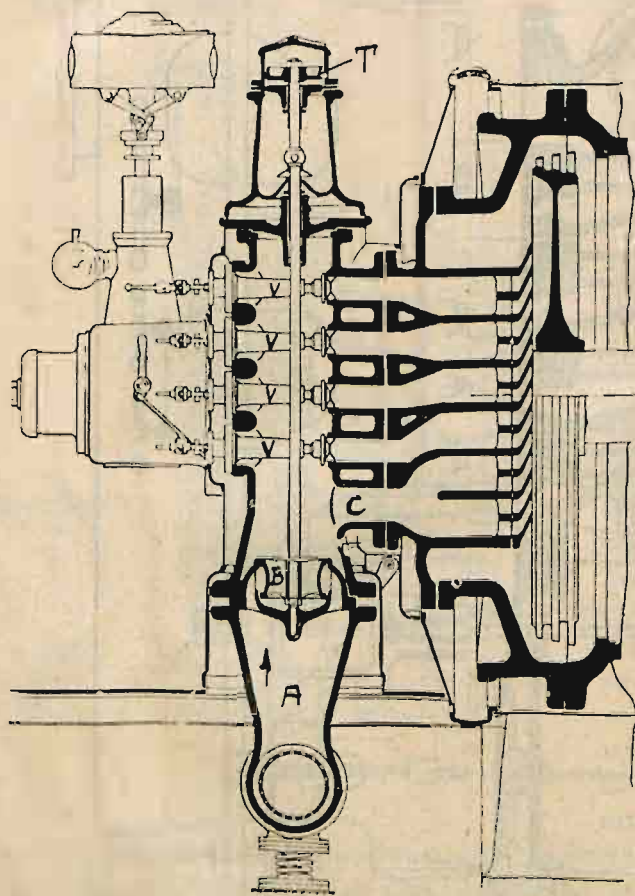
w osłonie *E*, działa na suwak regulacyjny serwowatoru oliwnego *A*. Z tłokiem serwowatoru połączona jest zębica *B*, okręcająca przy pomocy kółka zębatego wał, na którym znajduje się kilka tarczy nieokrągłych *C*. Ostatnie są tak zaklinione,

aby krzywizny były względem siebie przesunięte. Każda tarcza nieokrągła uruchamia jeden wentyl *D*, zasilający jedną lub kilka dysz.

Regulacja działa tutaj w sposób podobny jak w konstrukcyi według rys. 37. Konstrukcyjnie jest ona może korzystniejsza, lecz posiada tę samą wadę, mianowicie możliwość dopływu pary o różnej pręężności do dysz tego samego stopnia. Jest to pewną słabą stroną regulacyi samoczynnej zapomocą dysz, która skutkiem tego w praktyce nie przyczynia się do uzyskania znacznie korzystniejszych wyników zapotrzebowania pary, niż przy regulacyi zapomocą dławienia pary świeżej.

3. Regulacja kombinowana.

Ponieważ samoczynna regulacja zapomocą dysz jest w budowie znacznie kosztowniejsza, a nie daje w wypadkach, w których zmiana obciążenia nie zachodzi



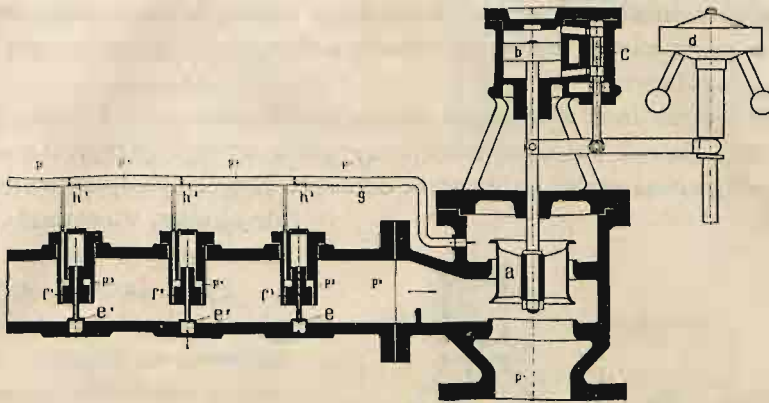
Rys. 39.

często, znacznie korzystniejszych wyników niż regulacja przez dławienie pary do lotowej, fabryki stosują obecnie często regulacje kombinowane. Cechą ich charakterystyczną jest dążność do zmniejszenia strat, powstałych przy zwykłej regulacyi dławiącej.

Tow. A.E.G. w Berlinie wykonywa u turbin, których obciążenie nie podlega częstej zmianie (np. w elektrowniach miejskich) regulację, przedstawioną na rys. 39. Tłok serwomotoru *T* jest połączony trzonem z wentylem dławiącym *B*. Część pary świeżej, przyływającej przy *A*, płynie przez wentyl *B* i otwór *C* bezpośrednio do jednej części dysz. Dopływ pary do reszty dysz można skutecznie przez otworzenie ręcznie obsługiwanego wentyli *V*. Przestrzenie *A* i *C* są połączone z manometrami. Wystawmy sobie, że

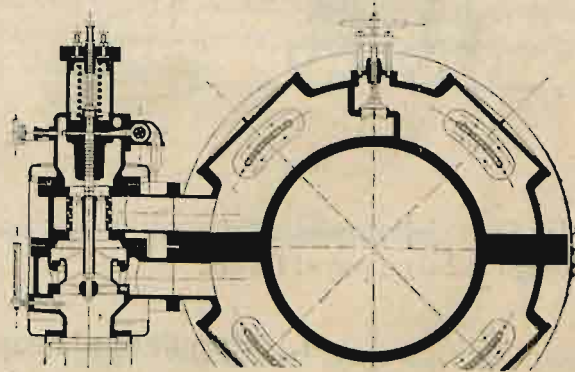
turbina pracuje z trzema otwartymi wentylami. Jeśli maszynista zauważy wtedy znaczniejszy spadek ciśnienia na manometrach powyżej wspomnianych, co wskazuje na dławienie nadmierne pary przez wentyl *B*, winien zamknąć jeden wentyl *V*, a gdy to nie wystarcza, także i drugi, a przy małym obciążeniu także i trzeci wen-

tyl. Ze względu na możliwość przeciążenia turbiny umieszcza się zwykle większą ilość wentyli V , niż tego wymaga obciążenie normalne. Regulacja opisana nie jest oczywiście bez zarzutu, bo nie jest zupełnie samoczynna, lecz może przy obsłudze uważnej dać w praktyce wyniki dobre, zwłaszcza jeśli obciążenie turbiny nie podlega znacznej zmianie.



Rys. 40.

Inne fabryki, np. Brown Boveri, M. A. N. w Norymberdze, używają samoczynnie działających wentyli V . Schemat regulacji systemu M. A. N. znajduje się na rys. 40. Para świeża dopływa od dołu do osłony wentyla dławiącego a , który opanowuje regulację przy małym obciążeniu turbiny; — wentyle e , e_1 i e_2 , dopuszczające parę do dalszej części dysz, są wtedy zamknięte. Wentyle te są połączone z tłoczkami różnicowymi, a trzony ich są przewiercone. Skutkiem tego działa na małą średnicę tłoczków, która się równa średnicy wentyli, ciśnienie, panujące w przestrzeni pod wentylami, t. j. w przestrzeni dysz. Na dolną powierzchnię tłoczków działa ciśnienie p_2 , na górną pierścieniową działają ciśnienia p_3 , p_4 i p_5 . Wielkość tych ciśnień można nastawiać zapomocą klap dławiących h_3 , h_2 , h_1 . Przy zwiększającym się obciążeniu turbiny otwierają się, zależnie od położenia wentyla a , kolejno wentyle e pod wpływem różnicy ciśnień na tłoczki różnicowe. Regulacja powyższa jest bezwątpienia pewnym ulepszeniem konstrukcji według rys. 39, można mieć jednakże pewne wątpliwości co do działania niezawodnego wentyli.

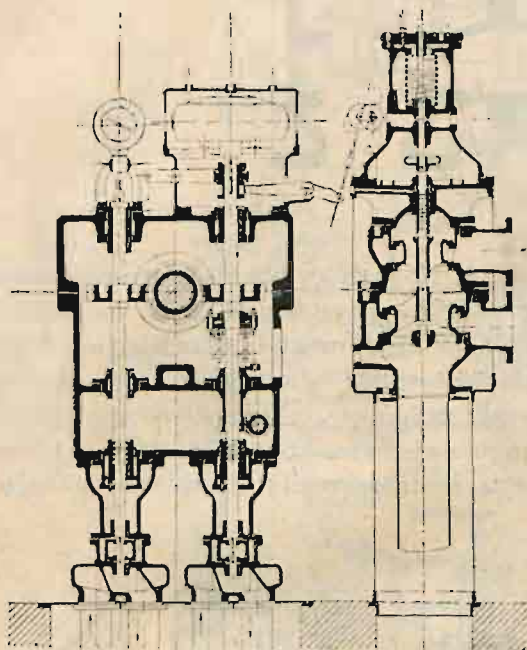


Rys. 41.

Fabryka E. B. w Brnie stara się usunąć słabe strony zwykłej regulacji dławiącej przez konstrukcję według rys. 41. Z tłokiem serwowym parowego, sterowanego przez suwak kruczkowy, połączony jest wentyl rurowy i suwak. Ostatni

posiada takie przysłonięcie, że wpuszcza parę do dysz, znajdujących się w górnej części osłony turbinowej, dopiero po całkowitem otwarciu wentyla dławiącego, dopuszczającego parę do dysz w dolnej części osłony. Regulacja odbywa się więc stopniowo: wentyl opanowują ją aż do połowy obciążenia, suwak aż do trzech czwartych obciążenia; — przy obciążeniu większym maszynista otwiera ręcznie wentyl, umieszczony w środkowej osi osłony i wpuszcza parę do czwartego szeregu dysz. Przy obciążeniu większym niż połowa skutku turbiny dopływa przez dolny wentyl para niezdławiona, przez suwak natomiast może być dławiona; — jest to pewną słabą stroną powyższej regulacji.

Konstrukcyjnie inne wykonanie, stosowane również przez fabrykę E. B., uwiidocznia rys. 42. Suwak jest tutaj zastąpiony przez wentyl górny, otwierający się dopiero po całkowitem otwarciu wentyla dolnego. Regulację opanowuje serwomotor oliwny, sterowany suwakiem kruczkowym.



Rys. 42.

Przy łączeniu równoległym silników, pędzących generatory o prądzie zmiennym, trzeba umożliwić zmianę liczby obrotów o około 5%. Uzyskać to można przez włączenie w miejscu stosownem mechanizmu regulacyjnego sprężyny dodatkowej lub przez zmianę ciśnienia oliwy, działającej w serwomotorze. Obsługa tych aparatów dodatkowych może być uskuteczniiona ręcznie przy turbinie lub też w sposób elektryczny od tablicy rozdzielczej.

Do powyższych uwag dodaćby jeszcze można, że serwomotory oliwne powodują zatrzymanie się turbiny w razie braku oliwienia łożysk, gdyż otrzymują oliwę z tej samej pompy, co łożyska, lub

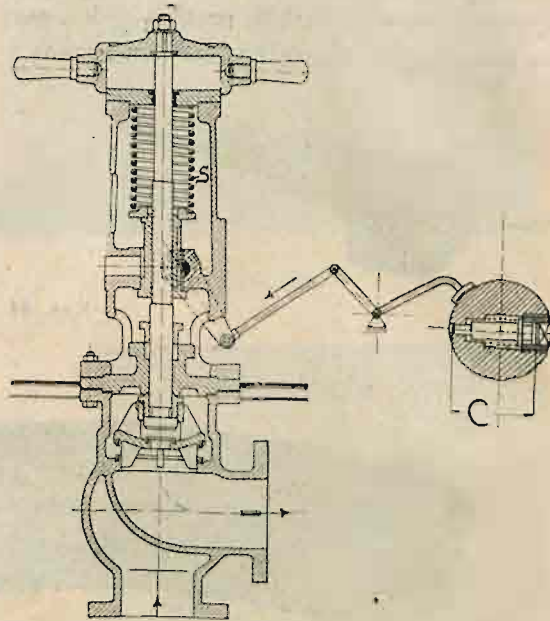
drugiego jej stopnia ciśnienia. W ten sposób zapobiega się także wytopieniu białego metalu z panwi łożysk.

4. Regulacja bezpieczeństwa.

Oprócz zwykłej regulacji liczby obrotów wału turbinowego, działającej w zależności od obciążenia silnika, każda turbina powinna posiadać t. zw. regulator bezpieczeństwa, zamykający całkowicie dopływ pary do turbiny przy przekroczeniu normalnej liczby obrotów o 10% do 15%. Zastosowanie powyższego środka jest konieczne, ponieważ w razie zepsucia się regulacji głównej, turbina bezwarunkowo rozbiegałaby się, gdyż maszynista nie może po jej biegu poznać nawet znacznego zwiększenia się liczby obrotów, a tachometru wciąż nie obserwuje. Konstrukcyjne

wykonania regulatorów bezpieczeństwa są bardzo różnorodne, — sposób działania można wytłumaczyć na podstawie rys. 43. W wale głównym turbiny znajduje się ciężarek *C*, na który działa sprężyna. Przy przekroczeniu dopuszczalnej liczby obrotów, ciężarek ściska sprężynę, wychodzi z wału i wyłącza wychwyty podtrzymujący wentyl główny. Skutkiem tego sprężyna *S* zamyka główny wentyl dopływowy, a turbina zatrzymuje się w krótkim czasie.

Niektórzy konstruktorzy przeprowadzają działanie regulatora bezpieczeństwa na serwomotor i to w ten sposób, że zamyka on dopływ oliwy do serwomotoru i równocześnie wypuszcza oliwę, znajdującą się w dolnej części cylindra serwomotoru. Skutkiem tego wentyl dławiący zamyka się bezzwłocznie, a turbina zatrzymuje się. Do stosowania działania regulatora na serwomotor skłaniają obawy o niezupełną niezawodność i szczelność wentyla, wykonanego według rys. 43.



Rys. 43.

W ogólności przyznać trzeba, że wentyle i suwaki rzadko używane łatwo zawiodą w chwili decydującej, lecz praktyka wykazała drugostronnie, że regulacja bezpieczeństwa, oparta na zasadzie, opisanej przy rys. 43, działa zupełnie pewnie. Oprócz tego można uważać bezpośrednie działanie tejże regulacji na główny wentyl dopływowy za racjonalniejsze niż na wentyl dławiący.

IX. Pogląd na części konstrukcyjne.

1. Dysze.

Dysze wykonywa się jako części poszczególne lub też łączy się kilka dysz w jedną całość, jeden odlew. Zewnętrzny wygląd pierwszego rodzaju widzimy na rys. 44, a rodzaju drugiego na rys. 45.

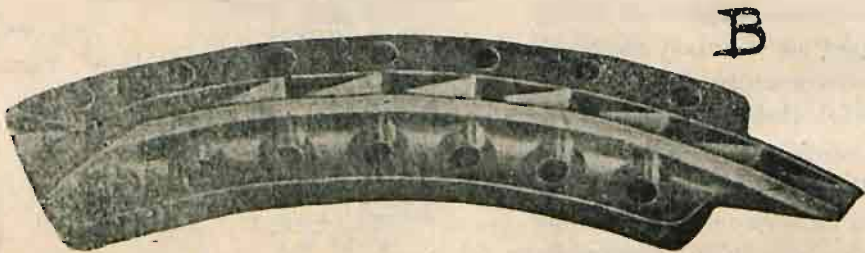
Dysze poszczególne wykonywa się, przy użyciu pary nasyconej, ze spizu odpowiedniego, przy użyciu pary przegrzanej — ze stali niklowej. Koniec otworu w dyszy powinien być prostokątny, aby nakrywał całkowicie komórki łopatkowe wirników; — przy eliptycznym kształcie otworu powstaje bowiem rozpryskiwanie pary. Ze względu na zmniejszenie oporów wentylacyjnych powinno zasilanie wirników odbywać się możliwie złączonym strumieniem pary. W tym celu umieszcza się szereg dysz

poszczególnych tuż obok siebie, skutkiem czego muszą one posiadać odpowiednie kształty zewnętrzne (patrz rys. 44).

W turbinach większych używa się obecnie przeważnie dysz według rys. 45, przedstawiającego wyraźnie końcowe otwory dysz. Odlew ten wykonywa się ze spiżu odpowiedniego dla turbin, pracujących z parą nasyconą, a z żelaza lanego dla turbin, pracujących z parą wysoko przegrzaną. Niektóre fabryki stosują także przy



Rys. 44



Rys. 45.



Rys. 46.

parze nasyconej dysze według rys. 46, u których ścianki zewnętrzne są ze stali niklowej lub z żelaza lanego, a ścianki wewnętrzne ze spiżu specjalnego (Rübelbronze).

W celu zmniejszenia strat, powstałych przez tarcie pary, powinna być powierzchnia wewnętrzna dyszy obrobiona jak najstaranniej, o ile możliwości powinna być polerowana.

2. Łopatki i koła kierownicze.

Zależnie od rodzaju turbiny łopatki kierownicze są przytwierdzone do osłony turbiny lub też do kół kierowniczych.

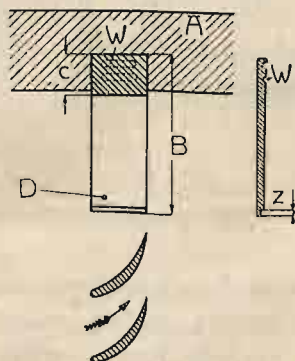
U wielostopniowych turbin reakcyjnych wkłada się najczęściej poszczególne łopatki kierownicze, wykonane ze spiżu, bezpośrednio w osłonę turbiny. Kanałki przepływowe dla pary powstają przez umieszczenie pomiędzy dwiema łopatkami dokładki, która służy tutaj przeważnie także do umocowania łopatek

w osłonie turbinowej. Na rys. 47, dokładki posiadają występy, które wchodzą w odpowiednie wpustki łopatek, a boczne strony dokładek są zbieżne. Skutkiem tego po włożeniu ich w zbieżne wpustki wytoczone w osłonie turbinowej, wieniec łopatkowy jest do ostatniej silnie przytwierdzony bez roznitowania dokładek.

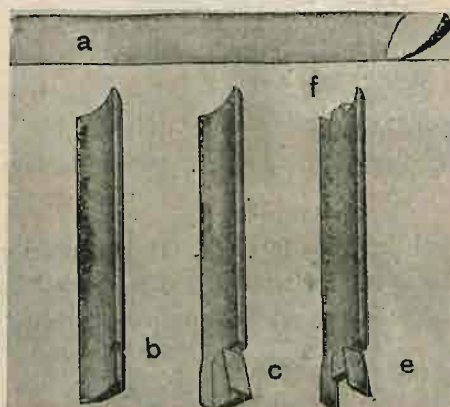
Inne fabryki stosują w wielostopniowych turbinach reakcyjnych wpustki proste według rys. 48 w którym oznacza *A* osłonę turbinową, *B* łopatkę, *C* dokładkę. Wykonaną z miedzi miękkiego. Przytwierdzenie łopatek do osł-



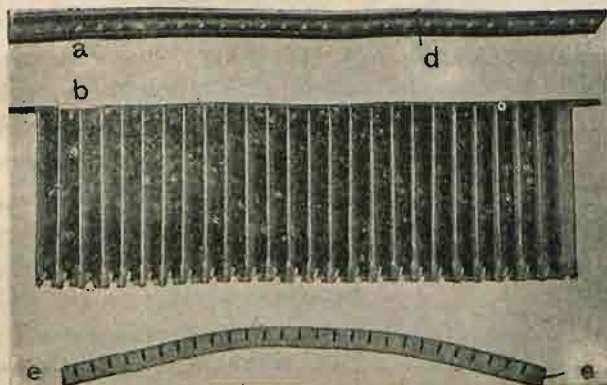
Rys. 47.



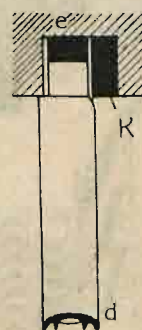
Rys. 48.



Rys. 49.



Rys. 50.

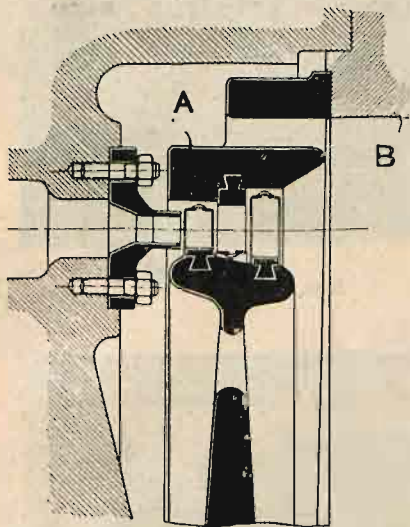


Rys. 51.

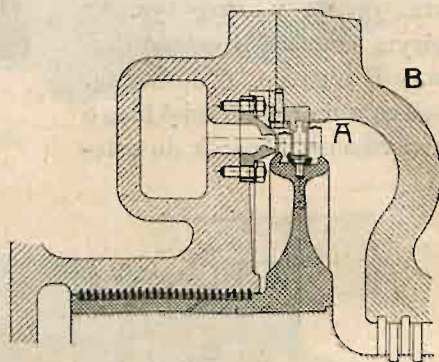
ny uskutecznia tutaj silne wbicie dokładek, których materiał wciska się we wpustki *W*, znajdujące się w łopatkach *B*. Stosowanie tych wpustek nie jest u łopatek kierowniczych konieczne, lecz jest polecenia godne. Wkładanie dokładek z równoległymi bokami jest bardzo kosztowne, bo nadanie dokładkom małej stożkowej pochyłości, koniecznej ze względu na promieniowy układ łopatek, zależy wyłącznie wtedy od sprawności robotnika przy wbijaniu. Chcąc się w tym względzie uniezależnić, należy rysunkowo możliwie dokładnie oznaczyć pochyłość i odpowiednio do

tego dokładki wykonać. Wtedy budowa jest znacznie tańsza, ponieważ pracę tę potrafi wykonać nawet pomocnik rzemieślnika. W celu wzajemnego usztywnienia łopatek, niektóre fabryki przeciągają przez wieniec łopatkowy (zwłaszcza u długich łopatek) drut spiszowy *D*, który przylutowują do łopatek lutem srebrnym.

Końce łopatek są na długości *Z*, wynoszącej kilka milimetrów, ścięte, aby zetknięcie się łopatek z bębnem nie spowodowało wyłamania ich, tylko ograniczyło się na starciu



Rys. 52.



Rys. 53.

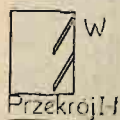
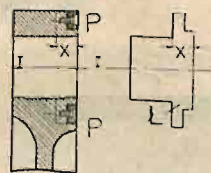
ostrzych końców łopatek. Dokładność wykonania powyższego umocowania łopatek zależy w mierze wielkiej od zgrabności robotnika.

Ponieważ wielostopniowe turbiny reakcyjne względnie kombinowane z niskopiętną częścią reakcyjną posiadają bardzo wielką liczbę łopatek, wkładanie poszczególnych łopatek w osłonę wymaga dużo czasu. Korzystniejsze w tym względzie jest wsadzanie łopatek w segmenty, które umocowuje się w osłonie.

Fabrykację tego rodzaju uwidoczniają rys. 49 i 50. Z pręta profilowanego *a* (rys. 49) ze spiżu wycina się poszczególne łopatki *b*, prasuje na kształt *c*, a w końcu wycina się *e* i *f*. Tak wykonane łopatki przytwierdza się przez roznitowanie końców *f* do pierścienia dziurkowanego *d* (rys. 50), jak to przedstawia widok *b*. Drugie końce łopatek wkłada się we



Rys. 54.



Przekrój II



Rys. 55.

wpustki, wycięte w segmencie *e*, który musi być dla łopatek kierowniczych wygięty w kierunku przeciwnym niż na rys. 50. Poszczególne segmenty wkłada się teraz we wpustki, wytoczone w osłonie turbinowej (rys. 51), a przytwierdza się je zapomocą wbicia dokładek obwodowych *K*. Pierścień *d* posiada występy

obwodowe z zakończeniem ostrem, aby zapobiedz wyłamaniu się łopatek w razie zetknięcia się z bębmem.

U kół Curtisa powstają wieńce kierownicze najczęściej przez włożenie poszczególnych, stosownie wyciętych łopatek i dokładek w pierścień dwudzielny *A*, który przytwierdza się zapomocą śrub do dolnej względnie górnej części osłony turbinowej *B* według rys. 52 lub 53, lub też w sposób podobny. Rzadziej używa się przy mocowania łopatek do osłony zapomocą klina według rys. 54. Przy parze przegrzanej wykonywa się łopatkki ze stali niklowej, przy nasyczonej — ze spizu. Każda łopatkka posiada występy, analogiczne do *f* na rys. 49, które po nałożeniu pierścienia wewnętrznego, roznitowuje się. Pierścień ten składa się z kilku części, — każda część o długości około 400 *mm*, —

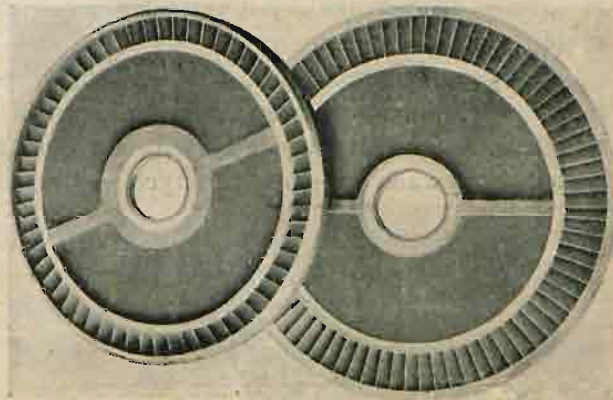


Rys. 56.

— pomiędzy którymi znajdują się szczeliny o wielkości 1 do 2 *mm*. Przez podzielenie pierścienia na kilka części zapobiega się naprężeniom dodatkowym w łopatkach, któreby powstawały z powodu wydłużania się pod wpływem ciepła pierścienia z jednej części.

Wielostopniowe turbiny akcyjne posiadają koła kierownicze. Umożliwienie w nich łopatek kierowniczych zależy przeważnie od wielkości ostatnich.

Przy łopatkach niższych niż 10 *mm*, zwłaszcza przy zasilaniu częściowym, stosuje się przeważnie przytwierdzenie, przedstawione na rys. 55. W wieńcu koła kierowniczego są wyfrezowane wpustki *W*, w które wchodzi występy *X* łopatek *L*. Po włożeniu łopatek w każdą połowę kierownicy przytwierdza się je zapomocą pierścieni *P*, przyśrubowanych do wieńca.



Rys. 57.

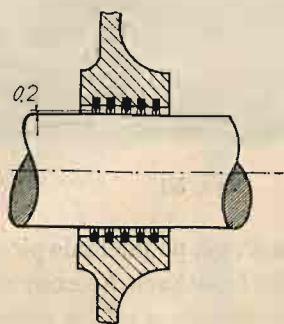
Łopatkki wyższe niż 10 *mm* układa się, zwłaszcza przy zasilaniu kierownicy na całym obwodzie, sposobem maszynowym w skrzynce formierskiej, pocynowuje się końce, wystające z piasku, które mają być oblane żelazem, a potem odlewa się kierownicę. Rys. 56 uwidocznia skrzynkę formierską z ułożonymi łopatkami.

Koła kierownicze (rys. 57) wielostopniowych turbin akcyjnych, wykonywane przeważnie z żelaza lanego, rzadziej ze stali lanej, są zwykle dwudzielne.

Powierzchnie stykające się powinny być doszlifowane, a położenie obydwóch połówek kół względem siebie należy ustalić. Jedną połowę kierownicy przytwierdza się do dolnej części, a drugą połowę do górnej części osłony turbinowej, co uwidocznia także rys. 17.

W celu odgraniczenia jednego stopnia ciśnienia od drugiego, koła kierownicze posiadają przy piastie uszczelnienie, które najczęściej wykonywa się jako zwy-

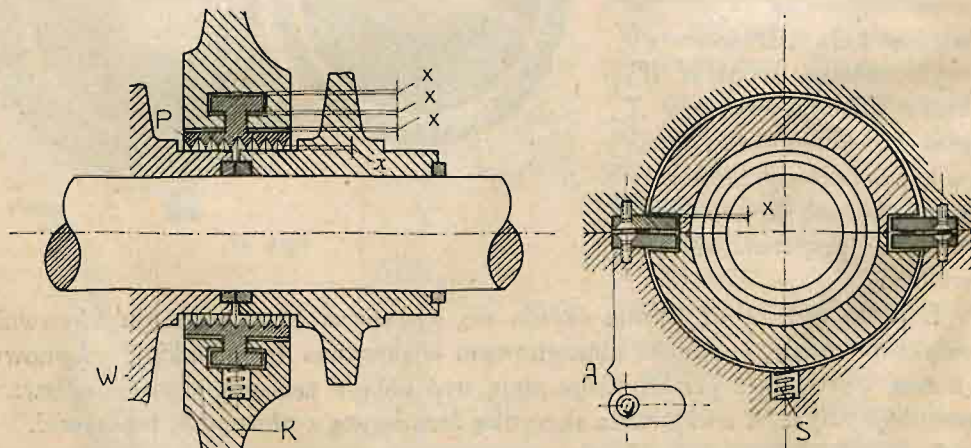
kły grzebień ze spiżu. Konstrukcyjnie najprostsze wykonanie przedstawia rys. 58. Pierścienie, posiadające ostre krawędzie wewnętrzne, są tutaj wbite w piastę kierownicy. Pomiędzy pierścieniami a wałem turbinowym, względnie piastą wirnika, znajduje się szczelina $0,2\text{ mm}$. W razie zetknięcia się wału z pierścieniami, ścierają się tylko ostre krawędzie. Konstrukcyja powyższa jest jednakże nieracjonalna, ponieważ zaopatrzenie kół kierowniczych w nowe pierścienie uszczelniające wymaga dłuższego unieruchomienia turbiny.



Rys. 58.

Korzystniejsze w tym względzie są wykonania, u których w piastę każdej połowy kierownicy wkłada się pół pierścienia spiżowego, zaopatrzonego w grzebień. Pierścienie dzielone, wykonane ze spiżu, łatwo się jednakże odkształcają pod wpływem działania ciepła. Odkształcenie może spowodować zatarcie się ich o wał względnie piasty wirników, a nawet zakleszczenie tych części. Tym skutkom ujemnym winna konstrukcyja zapobiedz, np. według rys. 59. Tutaj oznaczono przez *K* kierownice, przez *W* wirniki, przez *P* dwudzielne pierścienie spiżowe z grzebieniem uszczelniającym, a przez *X* szczeliny, wynoszące około $0,2\text{ mm}$. Zakleszczeniu pierścieni na piastach wirników zapobiegają przytwierdzenia *A*, przyśrubowane do kierownic. Sprężynka *S* jest tylko potrzebna w dolnej części, aby dźwigała dolną część pierścienia spiżowego.

Zamiast uszczelnienia grzebieniastego, powodującego bezwątpienia pewne straty pary, można używać także uszczelnienia zapomocą pierścieni, wykonanych z mieszaniny grafitu z węglem, które nie wymagają smarowania oliwą. Konstrukcyę, wykonywaną często w Ameryce, w Europie stosunkowo rzadko, uwidocznia



Rys. 59.

rys. 60, w którym oznacza *W* wirnik, *K* kierownicę. Trójdzielne pierścienie uszczelniające *P* są ściskane sprężynami obwodowymi *S*, znajdującymi się nad dokładkami *A*. Silne przyleganie ostatniego pierścienia do powierzchni *C*, a więc zarazem i uszczelnienie w tym miejscu uskuteczniają częściowo trzy sprężynki *B*, częściowo ciśnienie pary, działające na pierwszy pierścien.

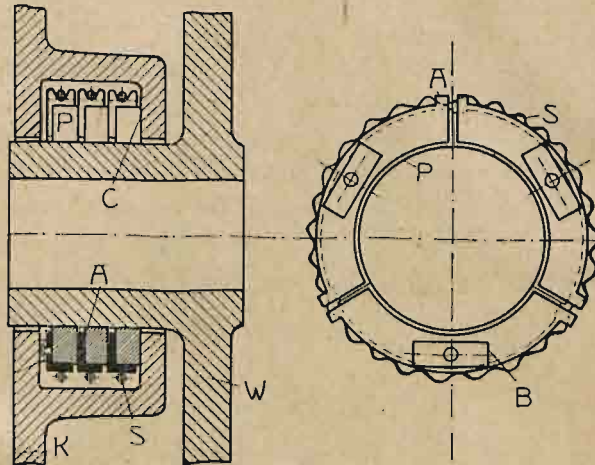
3. Łopatkki wirnikowe i wirniki.

a) Łopatkki.

Rodzaj przymocowania łopatek do wirników zależy od prędkości obwodowej wirników i od obciążenia jednostkowego łopatek.

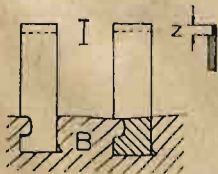
Przy prędkości obwodowej poniżej około 120 m/sek., więc w wielostopniowych turbinach reakcyjnych i w części reakcyjnej turbin kombinowanych, są siły ośrodkowe, które oparować musi przymocowanie

łopatek, niezbyt wielkie. Skutkiem tego można tutaj używać przytwierdzeń łopatek do bębna, podobnych do przytwierdzeń łopatek kierowniczych do osłony. Wykonanie, przedstawione na rys. 47, można stosować bez zmiany, — natomiast przedstawione na rys. 48 ze zmianą, uwidoczną na rys. 61. Koniec łopatkki, znajdującej się w bębnie B, posiada wycięcie według I lub według II; — oczywiście dokładka



Rys. 60.

posiada również kształt, odpowiadający wpustce, wytoczonej w bębnie. Pozatem konstrukcja nie różni się od opisanej przy rozważaniu rys. 48. Pewną odmianę powyższej konstrukcji tworzy wykonanie według rys. 62. W bocznych ściankach wytoczeń w bębnie znajdują się płytki wpustki. Łopatkki posiadają także



Rys. 61.

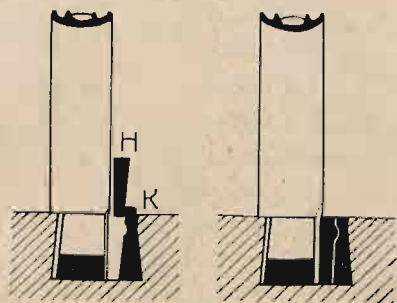


Rys. 62.

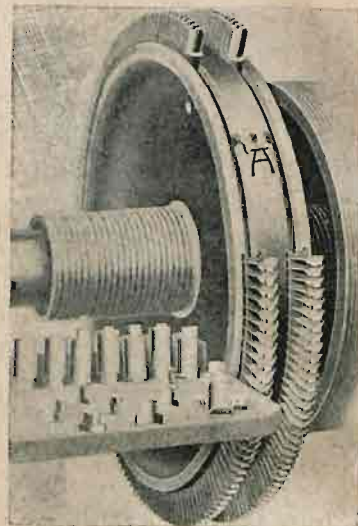
wpustki, a końce ich są ścięte przy Z. Dokładki, wykonane z miedzi miękkiego, wbija się silnie, przez co materiał ich wciska się we wpustki, znajdujące się w bębnie i w poszczególnych łopatkach.

Niektóre fabryki wkładają także łopatkki wirnikowe w segmenty, a te dopiero we wpustki, wytoczone w bębnie turbinowym. Fabrykację tego rodzaju przepro-

wadza się w ten sam sposób, jak przedstawiono na rys. 49 i 50; segment e jest tutaj tak wygięty, jak to uwidoczni rys. 50. Pomimo, że prędkość obwodowa jest stosunkowo niewielka, bo poniżej 120 m/sek. , należy umocowanie segmentów w bębnie przeprowadzić staranniej niż w osłonie nieruchomej. Uskutecznić to można zapomocą dwóch klinów obwodowych, według rys. 63. Najpierw wkłada się klin K , posiadający wpustkę, a potem wbija się klin H , którego materiał wciska się we wpustkę klina K .

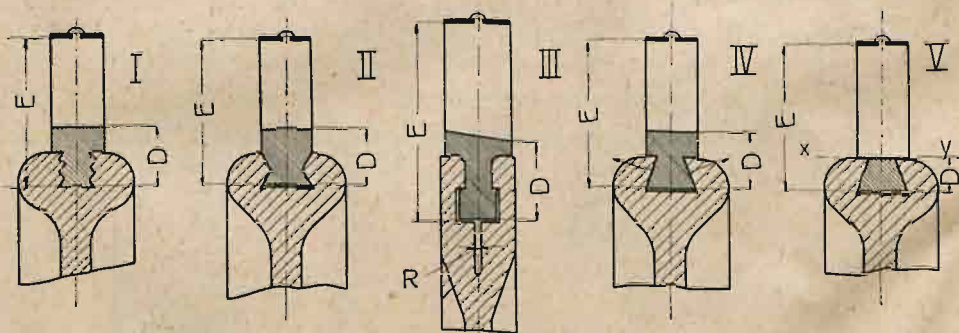


Rys. 63.



Rys. 64.

Przy większych prędkościach obwodowych, więc powyżej około 140 m/sek. , należy przeprowadzić przytwierdzenie łopatek do wieńca wirnika bardzo starannie. W celu zmniejszenia kosztów fabrykacyjnych i przyspiesze-



Rys. 65.

nia fabrykacji należy unikać konstrukcji, w których łopatki poszczególne są przy-
nitowane do wieńca. Również nie można polecać wykonania, u których wieńiec
wirnika jest dwudzielny, a obie części jego są połączone nitami.

Z przyczyn powyżej podanych zaopatruje się przy prędkościach obwodowych
powyżej około 140 m/sek. poszczególne łopatki i dokładki w silne występy, które
chwytają we wpustki, wytoczone w wirnikach. Sposób wkładania uwidoczni
rys. 64. Wpustki obwodowe są w jednym miejscu A rozszerzone, przez które ro-

botnik wkłada poszczególne łopatki i dokładki. Po włożeniu kilku, robotnik okręca mechanicznie wirnik, osadzony na osi, a zapomocą stempla dociska łopatki do dokładek. Gdy cały wirnik jest zaopatrzony w wieńiec łopatkowy, robotnik wbija w rozszerzenie A kołki miedziane i roznitowuje je. Na zewnętrzny obwód wieńca łopatkowego nakłada się teraz pierścień, składający się, z przyczyny podanej na str. 47, z kilku części o długościach około 400 mm. Przynitowanie pierścienia do łopatek można najlepiej skutecznie mechanicznie zapomocą młotków pneumatycznych.

Różne sposoby przytwierdzenia łopatek E i dokładek D przedstawia rys. 65. Wykonanie I, odpowiadające rys. 64, jak i wykonanie II są dobre, lecz kosztowne. Tańsza, a równie dobra jest konstrukcja III. Dosyć rozpowszechniona jest także konstrukcja IV, pomimo, że wywiera ona duże naprężenia boczne w kierunku, wskazanym strzałkami. Natomiast nie można polecać wykonania V, ponieważ łopatka posiada w przekroju $X-Y$, narażonym najwięcej na zginanie, ostre wcięcie, które nie jest wzmocnione dokładką. W ogólności należy unikać ostrych wcięć w łopatkach, zwłaszcza w przekrojach, narażonych na naprężenia zginające i na rozciąganie, a o ile możności stosować choć małe zaokrąglenia.

Stosunkowo rzadko jest używana konstrukcja, uwidoczniiona na rys. 66, ponieważ jest bardzo kosztowna. Łopatka tworzy jedną część z dokładką, a ograniczenie strumienia pary na obwodzie zewnętrznym uskutecznia tutaj odpowiedni występ łopatki, tak, że pierścień zewnętrzny jest zbyteczny. Wykonanie jest silne, odpowiednie dla wielkich prędkości obwodowych.



Rys. 66.

Również rzadko używa się przytwierdzeń łopatek do kół Curtisa, pokazanych na rys. 53 i 54.

Stosować je można przy mniejszych prędkościach obwodowych, poniżej około 130 m/sek., lecz są one jednakże kosztowniejsze, niż konstrukcje III i IV rys. 65.

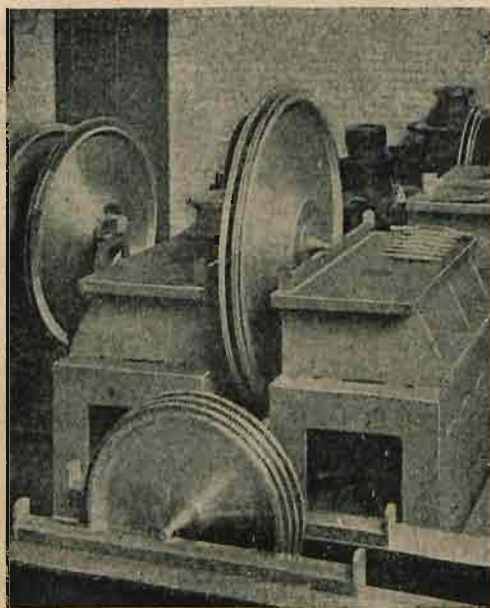
Dobre zachowanie się łopatek w ruchu turbiny zależy w mierze głównej od doboru stosownego materiału. Z biegiem czasu fabryki zdobyły w tym kierunku rozległe doświadczenie. Obecnie wykonywa się łopatki przeważnie z następujących materiałów: α) w części wysokoprężnej, w której obciążenie jednostkowe łopatek jest wielkie, przy parze przegrzanej—ze stali niklowej (5% do 6% niklu), przy parze nasyconej—ze spiżu; β) w części średnioprężnej, przy temperaturze pary poniżej około 200° C., z mosiądzu; γ) w części niskoprężnej ze spiżu, a to ze względu na parę mokrą i na naprężenia, powstające z powodu długości łopatek. Dokładki, wkładane według rys. 65, wykonywa się ze stali, a dokładki wbijane—z mosiądzu miękkiego. Poszczególne łopatki i dokładki wycina się maszynowo z prętów profilowanych z materiału ciągnionego lub heblowanego.

b) Koła i bębny.

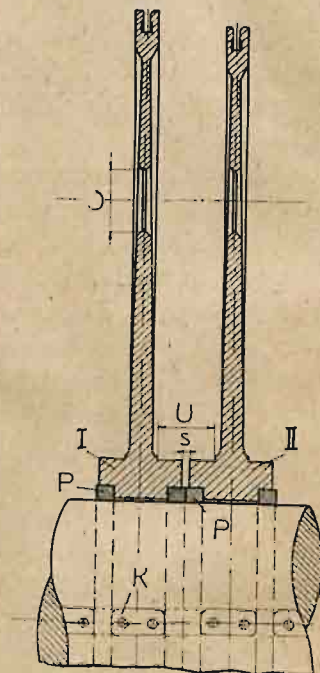
Koła wirnikowe wykonywa się obecnie prawie wyłącznie ze stali zlewnej Siemens-Martina. W celu uzyskania całkowitego wyrównania mas obrabia się

koła wszechstronnie, a w celu zmniejszenia pracy tarcia kół, wirujących w parze, winny być one polerowane.

Z powodu wielkiej liczby obrotów wału turbinowego, możliwie całkowita równowaga sił odśrodkowych jest warunkiem nieodzownym niezawodnej pracy turbiny. Sprawdzanie wyrównania mas przeprowadza się w praktyce wyłącznie w sposób statyczny, uwidoczniiony na rys. 67. Koło gotowe, więc zaopatrzone w wieniec łopatkowy, osadza się na osi odpowiedniej i wkłada się na linijki stalowe, umocowane na podstawach. Ostatnie muszą być bardzo dokładnie wykonane i ustawione. Jeśli koło, popchnięte lekko palcem, porusza się po wymienionych linijkach bardzo powoli i z prędkością zupełnie równą, to statyczne wyrównanie jest



Rys. 67.



Rys. 68.

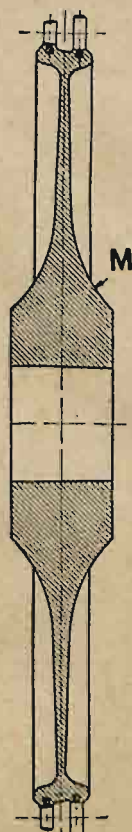
osiągnięte. Jeśli robotnik natomiast zauważy przyspieszenie lub zwolnienie okręcania się koła, to nakłada na stronę przeciwną tej, która spowodowała przyspieszenie, masę odpowiednią, dodaje i ujmuje jej, dopóki nie uzyska równomiernego okręcania się koła. Teraz waży ową masę, nałożoną na różnych częściach koła, a ciężar jej daje mu pewną wskazówkę, ile materiału winien zebrać po tej stronie koła, która wywołała przyspieszenie.

U turbin wielostopniowych koła wirnikowe spoczywają zwykle na pierścieniach *P* (rys. 68), osadzonych na wale turbinowym. Pomędzy ostatnim a piastami wirników są małe szczeliny, skutkiem czego zdejmowanie kół jest ułatwione. Również pomiędzy piastami znajduje się mała szczelina *s*. Poszczególne koła uruchamiają wał turbinowy zapomocą klinów *K*. Wspomniane powyżej szczeliny zapobiegają, aby wydłużanie się piast pod wpływem ciepła nie oddziaływało ujemnie na wał, np. w czasie uruchomienia turbiny piasty rozgrzewają się wcześniej niż

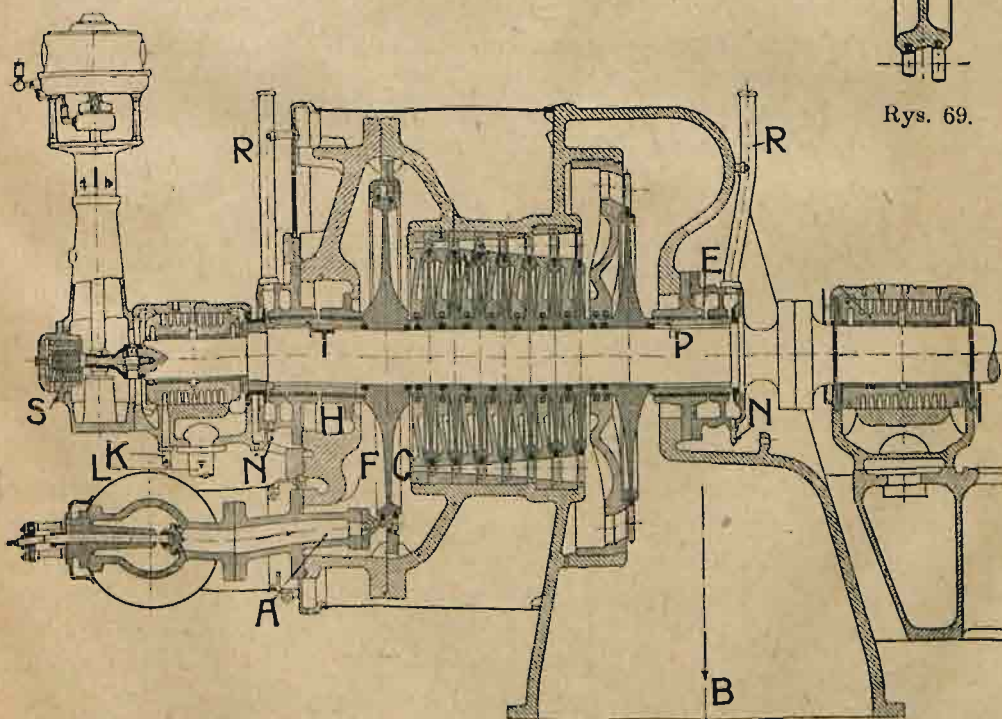
wewnątrz znajdujący się wał, a wydłużanie się ich mogłoby w razie braku szczelin spowodować zgięcie wału. Na rys. 68 są przedstawione dwa koła wielostopniowej turbiny akcyjnej; — na długości U znajduje się uszczelnienie w piastach kierownicy, koła posiadają kilka otworów O (patrz także rys. 18) w celu wyrównania ewentualnej różnicy ciśnienia pary po obydwóch stronach koła i w celu zmniejszenia ssania pary do wieńca wirnika ze szczeliny, znajdującej się pomiędzy wieńcami łopatkowymi kierownicy i wirnika. Rozcięcie R o szerokości 2 mm, uwidocznione przy konstrukcji III, rys. 65, ma zapobiedz ściśnięciu łopatek, lecz jest bardzo rzadko wykonywane.

Koła Curtisa turbin kombinowanych nie potrzebują posiadać zewnętrznej średnicy piasty o kształcie cylindrycznym dla uszczelnienia U . Tarcza koła może przechodzić dużym łukiem M (rys. 69) w piastę, co jest tutaj bardzo pożądanym, ponieważ wirniki te posiadają zwykle wielką średnicę i wielką prędkość obwodową.

Ułożenie poszczególnych kół na wale turbinowym uwidoczniła rys. 70, przedstawiająca turbinę kombinowaną Tow. A. E. G. w Berlinie. Pierścień ostatni, znajdujący się po stronie wylotowej, opiera się o tuleję dławikową P , a ta o obrzeże na wale. Pierścienie poszczególne opierają się o siebie, a pierwszy z nich, więc po stronie koła Curtisa, jest dociskany nakrętką przy pomocy rów-



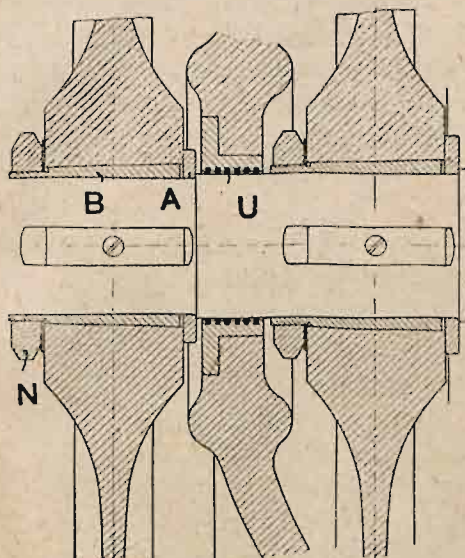
Rys. 69.



Rys. 70.

niez tulei dławikowej *T*. Położenie wszystkich wirników względem wału jest więc ustalone.

U turbin kilkostopniowych, np. posiadających tylko dwa lub trzy stopnie ciśnienia, korzystniejsze jest umocowanie poszczególnych kół na wale. Tow. A.

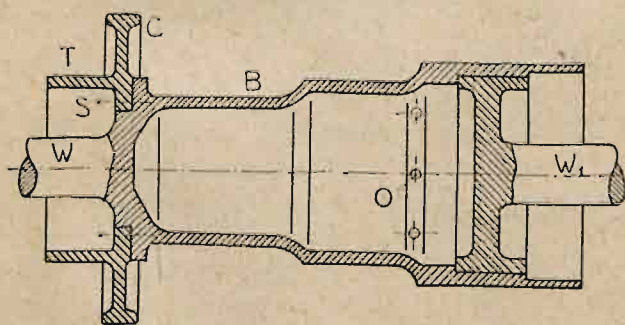


Rys. 71.

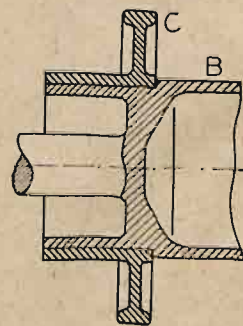
E. G. stosuje konstrukcję, pokazaną na rys. 71. Wirnik spoczywa tutaj na rozciętej tulei *B*, której powierzchnia zewnętrzna jest stożkowa, a opiera się z jednej strony na pierścieniu stalowym *A*, który spoczywa na występie wału turbinowego. Do przytwierdzenia koła służy nakrętka stalowa *N* zabezpieczona przeciw obłożeniu podkładką miedzianą. Uszczelnienie kierownicy *U* znajduje się tutaj przy wale turbinowym.

Bębny, używane w wielostopniowych turbinach reakcyjnych i kombinowanych z niskoprężną częścią reakcyjną, wykonywa się obecnie przy prędkości obwodowej $u \leq 180$ m/sek. ze stali zlewnej Siemens-Martina, przy $u = 180$ do 300 m/sek. ze stali tyglowej, a jedynie przy prędkościach obwodowych $u \geq 300$ m/sek., używa się stali niklowej. W celu uzyskania dobrego wyrównania mas obrabia się bębny całkowicie, nie tylko zewnątrz, lecz także i wewnątrz.

Przy budowie bębna turbinowego najtrudniejszym zagadnieniem konstrukcyjnym jest dobre połączenie bębna z wałem. Zwykle dokonywa się powyższe-



Rys. 72.

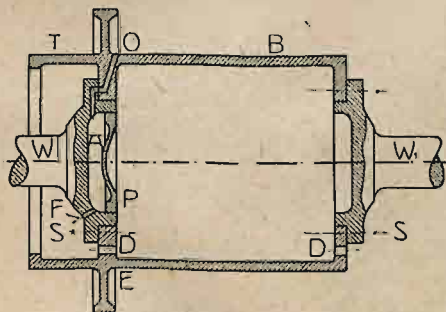


Rys. 73.

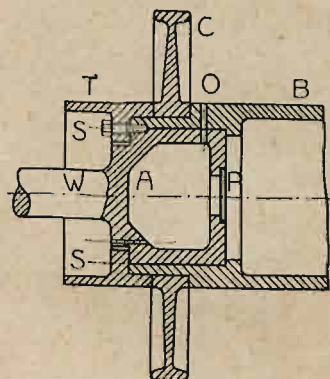
go połączenia zapomocą skurezu, licząc na 1 metr średnicy około 1 mm skurezu. Po stronie niskoprężnej nie zachodzą przy wykonaniach tego rodzaju żadne trudności, natomiast po stronie wysokoprężnej połączenie czasem obłożnia się, z powodu nierównego wydłużania się poszczególnych części. Zachodzi to oczywiście najłatwiej przy parze przegrzanej, a przyczynia się do drgań wału, uniemożliwiających ruch turbogenerators.

Aby zapobiedz powyższym trudnościom, wykonywa się u turbin mniejszych i wielkości średniej wał W po stronie wysokoprężnej (rys. 72) razem z bębniem B z jednej części. Jest to konstrukcja dobra, lecz kosztowna. Po stronie niskoprężnej wkłada się bęben, rozgrzany zapomocą lamp gazowych, ze skurczem na wał W_1 . Para dochodzi kilku otworami O do wnętrza bębna, przez co zapobiega się jego odkształceniu. Koło Curtisa C , wykonane z tłokiem odciążającym T z jednej części, jest przysrubowane do bębna zapomocą śrub S . Zamiast tego można także koło Curtisa C włożyć na bęben B ze skurczem, według rys. 73. Konstrukcje tego rodzaju nie są odpowiednie przy większych średnicach bębna. Cienki stosunkowo wał W ostyga bowiem po odkuciu szybciej, niż ciężki bęben. Skutkiem tego łatwo powstają przy przejściu wału w ściankę bębna rysy, uniemożliwiające wogóle użycie odkutej, kosztownej części. Dalsze wątpliwości mogą nasunąć się i z tego względu, że materiał bębna, podlegającego wysokim naprężeniom, jest mniej przekuty, niż wał.

Połączenia skurczowe nie zawodzą w ruchu tylko wtedy, o ile na poszczególne części działa para o tej samej temperaturze. Trudności w tym względzie zachodzą



Rys. 74.

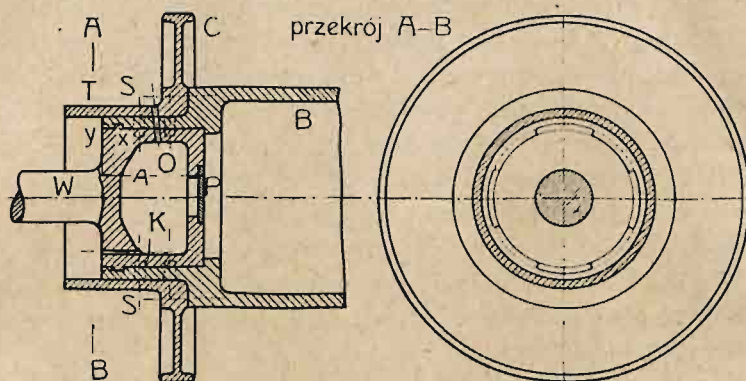


Rys. 75.

dzące starają się usunąć konstrukcje, uwidocznione na rys. 74 do 78. W budowie według rys. 74 tworzy bęben B , koło Curtisa C i tłok odciążający T jedną całość, którą nasadzono ze skurczem na końce wałów. Połączenia są jeszcze ubezpieczone śrubami S . Kilka otworów D umożliwia przepływ pary od strony tłoka odciążającego do wylotu. Na bęben działa w okolicy E para o wysokiej temperaturze, skutkiem czego ta część bębna mogłaby się więcej wydłużać, niż czop końcowy wału W . Aby zapobiedz obluźnieniu się połączenia skurczowego, wprowadza się parę o wysokiej temperaturze czterema otworami O , równomiernie na obwodzie rozdzielonymi, do przestrzeni A . Ostatnia jest zamknięta pokrywą wprasowaną P , a odwodnienie jej uskutecznia otworek F . Po stronie niskoprężnej nie potrzeba obawiać się o obluźnienie się połączenia skurczowego, ponieważ na poszczególne części działa para o mniej więcej równej temperaturze. Czop wału W_1 może być więc otwarty.

Połączenie, pokazane na rys. 75, jest bardzo podobne do poprzednio omówionego. Bęben B nasadzono tutaj ze skurczem na koniec wału W , a po ostygnięciu nałożono koło C i tłok T także ze skurczem. Śruby S ubezpieczają połączenie.

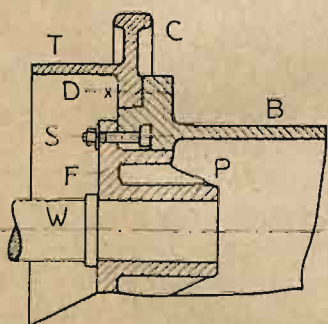
Do przestrzeni *A*, zamkniętej wprasowaną pokrywą *P*, dopływa para kilkoma otworkami *O*. Również rys. 76 przedstawia połączenie skurczowe bardzo podobne do poprzednich. Ubezpieczenia połączenia pomiędzy bębniem *B* a wałem *W* dokonano tutaj zapomocą kilkunastu doszlifowanych kołków stożkowych *K*, a koło Curtisa *C* wraz z tłokiem odciążającym *T* przyśrubowano do bębna. Położenie wału *W* w bębnie *B* ustalono jeszcze zapomocą zamknięcia *x*. Przy końcu bębna znajdują



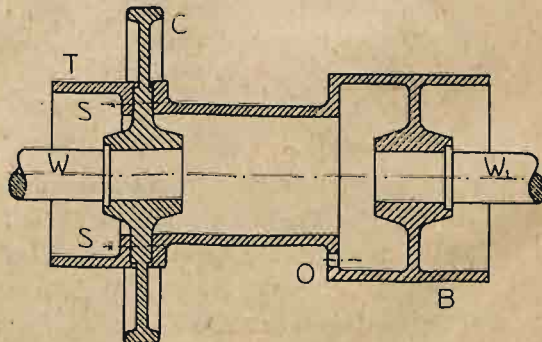
Rys. 76.

się wpustki *y*, przez które można włożyć występy *x*. Potem okręca się wał względem bębna, aby występy *x* chwyciły za materiał bębna.

Przy wielkich średnicach bębna można według rys. 77 (konstrukcja fabryki Willans-Robinson) wprasować wał *W* w część *F*, wykonaną ze stali lanej, lub też



Rys. 77.



Rys. 78.

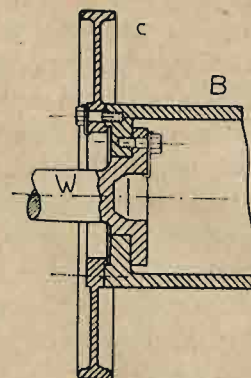
nałożyć ją na wał ze skurczem, a inne połączenia uskutecznić zapomocą śrub *S* względnie *D*. Ponieważ wewnątrz bębna znajduje się para o ciśnieniu wylotowym, połączenie piasty *P* z wałem *W* nie obluźnia się. Również wykonanie, uwidocznione na rys. 78, wymaga stosunkowo dużej średnicy bębna *B*, który z kołem Curtisa *C* i tłokiem odciążającym *T* jest połączony śrubami *S*. Końce wałów *W* i *W*₁ są wprasowane w piasty lub włożone ze skurczem.

Niektóre fabryki, np. Brush El. Eng. Comp., Sulzer i t. d., unikają zasadniczo połączeń skurczowych, a uskuteczniają połączenia zapomocą śrub dopasowanych, które wymagają bardzo dokładnego wykonania. Konstrukcję Sulzera

przedstawia rys. 79. Ubezpieczenia śrub dokonano za pomocą podkładek miedzianych.

Oprócz powyżej podanych konstrukcji egzystują najróżniejsze inne połączenia, oparte jednakże na tych samych zasadach. Wykonanie bębnow sprawnia przede wszystkim duże trudności przy wielkich wymiarach, które przeważnie zachodzą u turbin okrętowych.

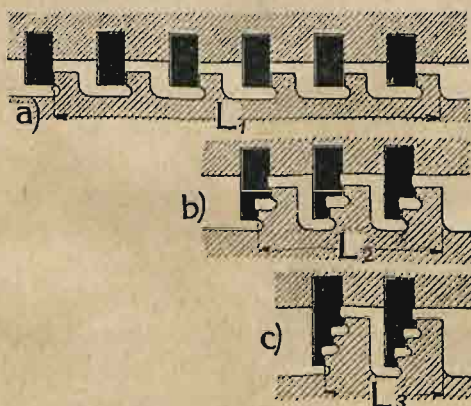
Sprawdzania wyrównania mas przeprowadza się u bębnow najczęściej w sposób dynamiczny, czyli przy bębnie wirującym, co wymaga starannie obmyślanych przyrządów pomocniczych.



Rys. 79.

4. Dławnice.

Dławnice turbin parowych pracują w warunkach bardzo niekorzystnych. Wał turbinowy biegnie z bardzo wielką liczbą obrotów, styka się z parą lub znajduje się w bezpośrednim sąsiedztwie pary o wysokiej temperaturze, a nie ochładza się przez promieniowanie, jak np. drąg tłokowy u maszyn tłokowych.



Rys. 80.



Rys. 81.



Rys. 82.

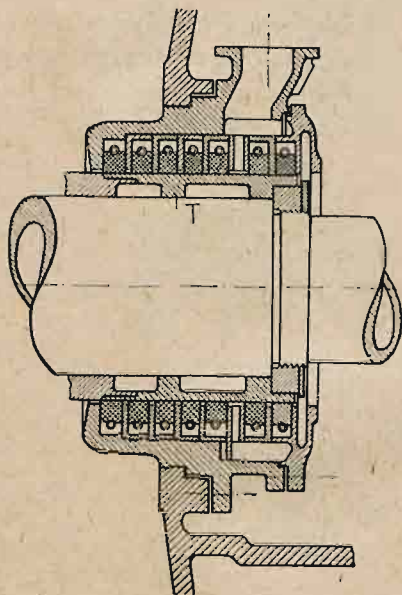
W celu uniknięcia wszelkiego tarcia uszczelnienia dławikowego o wał, większość konstruktorów stosuje u turbin parowych uszczelnienie grzebieniaste, którego działanie omawiano już szczegółowo na podstawie rys. 11. Układając poszczególne pierścienie obok siebie, otrzymuje się jednakże bardzo długą dławnicę, jak to wynika z rys. 80 przy *a*. Długość dławnicy, a zatem i turbiny można zmniejszyć, wykonując dławnicę według *b* lub *c*; — L_2 względnie L_3 jest znacznie krótsze niż L_1 .

Zamiast szczeliny uszczelniającej w kierunku osiowym, można stosować także szczelinę uszczelniającą w kierunku promieniowym podług rys. 81. Wał *W* posiada występy pierścieniowe, a w osłonie turbiny *O* jest umocowana tuleja *T* ze spiżu, zaopatrzona wewnątrz w grzebień z ostrymi krawędziami. Szczelina *s* wynosi zwykle 0,2 do 0,3 mm. W razie zetknięcia się wału z tuleją, ścierają się tylko ostre krawędzie grzebienia, nie powodując przytem zniszczenia innych części tur-

biny. W ogólności można uważać dławnice z promieniową szczeliną uszczelniającą za racjonalniejsze, niż z osiową. Niektóre fabryki używają także połączeń obydwóch rodzajów szczelin według rys. 82, którą to konstrukcję trudno jednakże uznać za lepszą od przedstawionej na rys. 81.

Zadaniem dławnicy po stronie niskoprężnej jest niedopuszczenie powietrza do osłony, które wpłynęłoby ujemnie na wysokość próżni. Dławnica po stronie wysokoprężnej winna natomiast w ogólności zapobiegać uchodzeniu pary z osłony; u turbin pracujących z tłokiem odciążającym, musi jednakże dławnica po stronie wysokoprężnej również tylko zapobiegać dostawaniu się powietrza do osłony, jeśli przestrzeń, znajdująca się przy końcu tłoka, jest połączona z rurą wylotową. W celu uzyskania możliwie korzystnych wyników, przedewszystkiem w celu zapobieżenia dochodzeniu powietrza do osłony, stosuje się zwykle doszczelnienie parowe.

Całość podobnego urządzenia można najlepiej omówić na podstawie rys. 70. Razem z wałem turbinowym wirują tutaj tuleje T i P ; na zewnętrznej ich powierzchni obwodowej znajdują się uszczelnienia grzebieniaste.



Rys. 83.

W pokazanej turbinie dławnica po stronie wysokoprężnej (przy T) musi zapobiegać uchodzeniu pary z turbiny. W celu uzyskania uszczelnienia parowego doprowadza się do przestrzeni D parę zdławioną na ciśnienie nieznacznie większe, niż 1 atmosfera absolutna, tak, że strumień pary, uchodzący rurą R , jest ledwo widoczny. W zupełnie ten sam sposób doprowadza się po stronie niskoprężnej do przestrzeni E parę zdławioną, która uchodzi rurą R_1 . Przy N znajdują się odwodnienia dławnic. Jeśli dławnica po stronie wysokoprężnej ma, jak na rys. 70, zapobiegać uchodzeniu pary z turbiny, to można użyć pary, która przedostała się do przestrzeni H , do doszczelnienia dławnicy niskoprężnej, czyli połączyć przestrzenie H i E rurką. Oprócz tego należy jednakże pozostawić możliwość

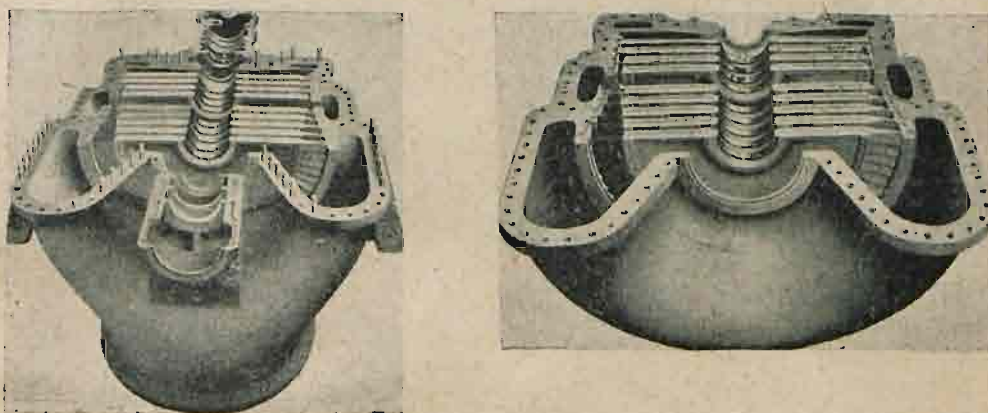
doprowadzenia pary zdławionej do przestrzeni E ponieważ ilość pary, dopływająca z przestrzeni H , nie zawsze wystarcza na doszczelnienie parowe. Zamiast ostatniego można także stosować doszczelnienie zapomocą wody, które jest jednakże mało rozpowszechnione.

W celu usunięcia wad dławnic z uszczelnieniem grzebieniastym, jak np. niezupełna szczelność, możliwość zatarcia się grzebieni, niektóre fabryki używają obecnie za przykładem Curtisa dławnic z pierścieniami, wykonanymi z mieszanki węgla z grafitem, które również nie wymagają smarowania. Konstrukcję tego rodzaju uwidocznia rys. 83. Razem z wałem turbinowym wiruje tuleja T z żelaza lanego, a na niej pracują pierścienie, ściskane sprężynkami obwodowymi i umieszczone w komórkach z żelaza lanego. Tutaj używa się również doszczelnienia parowego.

5. Osłony i łoża turbinowe.

Osłony turbin parowych wykonywa się prawie wyłącznie z żelaza lanego, a pokrywę *h'* (patrz rys. 24), w której umieszczone są dysze, wykonywa się czasem ze stali lanej. Jedynie u bardzo wielkich turbin spotyka się wykonania osłon ze stali lanej, lecz tylko u systemów, u których dopływa do osłony para o wysokim ciśnieniu.

Osłony turbinowe są zwykle dzielone w osi poziomej, w celu ułatwienia względnie umożliwienia montażu kierownic i wirników (rys. 84). Bardzo wielkie

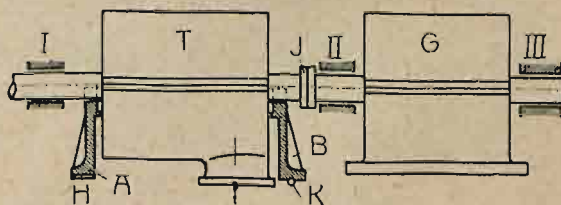


Rys. 84.

osłony składają się ze względów odlewniczych z kilku części. Przy kołnierzach nie używa się żadnych uszczeltek; powierzchnie uszczelniające są frezowane, dotuszowane i najwyżej posmarowane pokostem lnianym.

Układ turbiny na ramie fundamentowej zależy od rodzaju turbiny i od rodzaju sprzęgła pomiędzy wa-

łem turbinowym a generatorowym. U turbin akcyjnych (rys. 42) można stosować sprzęgło stałe *J*, przez co cały wał turbogeneratorski spoczywa tylko w trzech łożyskach. Nogi, na których spoczywa osłona na ramie fundamentowej, winny być

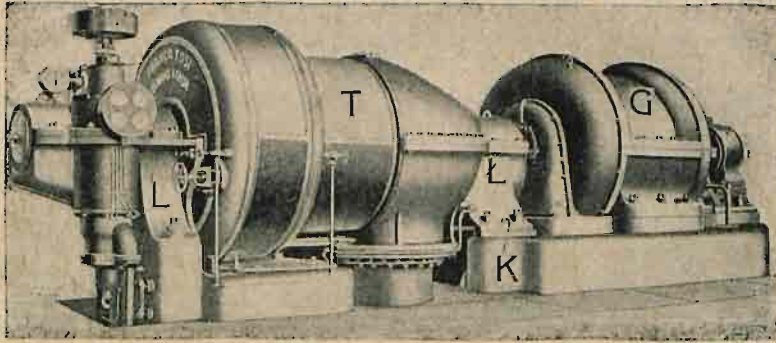


Rys. 85.

wtedy jednakże tak wykonane, aby wydłużanie się ich pod wpływem ciepła nie przyczyniało się do zmiany położenia wału. Można więc wykonać nogi krótkie, umieszczone według rys. 84, tuż przy kołnierzu dolnej części osłony. Korzystniejsza jest jednakże konstrukcja, uwidoczona schematycznie na rys. 85. Wał turbiny *T* i generatora elektrycznego *G* jest połączony stałym sprzęgłem *J*, a spoczywa w trzech łożyskach I, II i III, ułożonych na ramie fundamentowej. Osłona turbinowa *T* spoczywa na osobno przystawionych nogach *A* i *B*, uchwycających osłonę

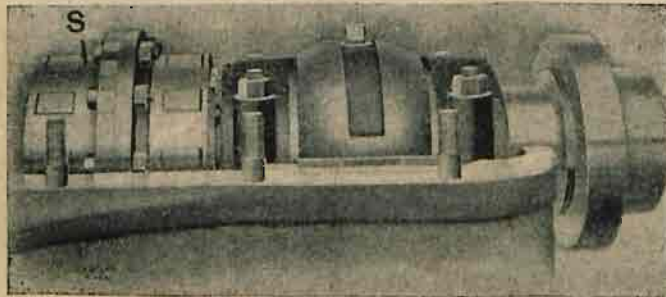
w pobliżu wału, aby umożliwić swobodne promieniowe wydłużanie się osłony. Wydłużanie się nóg *A* i *B* pod wpływem ciepła nie wpływa więc wcale na położenie wału turbogeneratora. Położenie nogi *B* względem ramy fundamentowej ustala klin *K*, natomiast klin podłużny *H* zapewnia przy wydłużaniu się osłony współosiowe przesuwanie się nogi *A*, znajdującej się po stronie wysokoprężnej.

U wielostopniowych turbin reakcyjnych i kombinowanych z niskoprężną częścią reakcyjną należy dbać o możliwie dokładne zachowanie



Rys. 86.

wielkości szczelin pomiędzy łopatkami a osłoną, aby zapobiedz wyłamaniu się łopatek. W tym celu podstawy łożysk są zwykle przyłane do dolnej części osłony (rys. 86) lub też podstawa łoża *L* po stronie wysokoprężnej jest przysrubowana do osłony (patrz także rys. 26 i 27). Połączenie łożysk z osłoną winno być dokonane



Rys. 87.

w pobliżu osi turbinowej, aby umożliwić swobodne promieniowe wydłużanie się osłony turbinowej pod wpływem ciepła. Ponieważ podstawy łożysk wydłużają się pod wpływem ciepła, trzeba zastosować przy połączeniu wału turbiny *T* z wałem generatora *G* sprzęgło elastyczne, co wymaga zastosowania czterech łożysk. Dwa z nich można umieścić w podstawie łoża *L*, układając pomiędzy nimi według rys. 87 elastyczne sprzęgło *S* (patrz także rys. 26). Położenie podstawy *L* względem ramy fundamentowej ustalają kołki *K*, natomiast nie należy dociągać nakrętek śrub u podstawy *L*.

Wykonywując cztery łoża dla wału turbogeneratorsa, można oczywiście także u turbin akcyjnych (rys. 14, 24, 70) używać sprzęgła elastycznego. Długość agregatu wypada jednakże wtedy większa.

Kształt korpusów łożysk podano już na rysunkach poprzednich, wypada natomiast dodać jeszcze kilka uwag o panewkach. Panwie są zwykle dwudzielne, wykonane z żelaza lanego z wyłożeniem białym metalem. Zewnętrzny kształt panewki jest u turbin akcyjnych najczęściej cylindryczny, u wielostopniowych turbin reakcyjnych i kombinowanych z niskoprężną częścią reakcyjną zwykle kulisty, aby panew mogła się lepiej dostosowywać do zmian położenia wału turbinowego, wywołanych wydłużaniem się poszczególnych części pod wpływem działania ciepła.

U małych jednostopniowych turbin stosuje się przeważnie ze względu na tanióść wykonania smarowanie pierścieniowe czopów, u turbin większych natomiast odbywa się smarowanie oliwą, będącą pod ciśnieniem. Ten ostatni rodzaj smarowania nie wystarcza tutaj nawet, tylko należy oprócz tego chłodzić panwie. Dawniej używano do chłodzenia panwi najczęściej wody, obecnie używa się prawie wyłącznie oliwy, która później smaruje czopy, pracujące w panwiach.

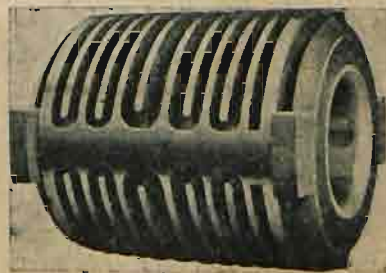
Całość instalacji, służącej do smarowania i chłodzenia panwi, działa w sposób następujący. Pompka, składająca się z dwóch kół zębatach, całkowicie obrobionych, a pracujących w szczelnie zamkniętej osłonie (rys. 88), ssie oliwę z chłodnicy, umieszczonej w piwnicy, oraz tłoczy pod ciśnieniem 1 do 2 atmosfer do łożysk. Oliwa płynie najpierw wokoło grzbietów panwi, chłodząc je, a potem dopiero dopływa w środku górnej panwi do czopa. Oliwa ciepła płynie z łożysk do zbiornika, w którym znajdują się sita mosiężne do oczyszczania jej, a stamtąd do chłodnicy. W najniższym miejscu rurociągu powinien znajdować się kurek, aby mógł wypuścić i odnowić wszystką oliwę.

Ciekawy rodzaj chłodzenia panwi stosuje Tow. A. E. G. w Berlinie. Oliwa dopływa do łoża przy *K* (rys. 70), płynie w kanałkach, znajdujących się zewnątrz panwi dolnej, przechodzi do kanałków, umieszczonych na grzbiecie panwi górnej, potem wchodzi w środku panwi górnej do czopa, a odpływa rurą *L*. Zewnętrzny widok panwi przedstawia rys. 89. Panwie nie posiadają zwykle żadnych wpustek oliwnych, z wyjątkiem jednej podłużnej w panwi górnej i ścięcia krawędzi przy zetknięciu się panwi górnej z dolną.

Oprócz łożysk, na których spoczywa wał turbinowy, wszystkie turbiny posiadają łoża stopowe, umieszczone zwykle po stronie wysokoprężnej (patrz rys. 70,

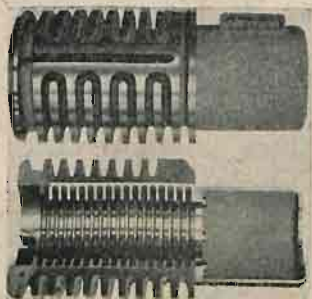


Rys. 88.



Rys. 89.

litera S). Głównym zadaniem ich jest umożliwienie dokładnego nastawiania szczelin pomiędzy częściami wirującymi a nieruchomymi. W turbinach akcyjnych nie potrzebują łoża stopowe podejmować wielkich nacisków, natomiast w turbinach reakcyjnych i kombinowanych z częścią reakcyjną muszą one opanować także nieuniknione zmiany nacisku, działającego równoległe do osi. Panwie należy wykonać więc nastawne, a czop stopowy łatwo wymienialny, ze względu na nieuniknione ścieranie się. Panwie są zwykle dwudzielne ze stali lanej z osobno wsadzonymi pierścieniami ze spżu twardego, a chłodzone i smarowane oliwą będącą pod ciśnieniem. Konstrukcję, używaną przez Tow. A. E. G. uwidoczniła rys. 90.



Rys 90.

X. Zastosowanie turbin parowych.

1. Turbiny, pędzone parą świeżą, pracujące z kondensacją.

Powyższy rodzaj turbin jest najwięcej rozpowszechniony, a w warunkach normalnych zarazem korzystniejszy, niż tłokowa maszyna parowa, jeśli chodzi o skutek powyżej 800 do 1000 koni efektywnych w jednym silniku. W porównaniu z maszynami tłokowymi turbina parowa o wielkim skutku odznacza się małym zapotrzebowaniem miejsca, małymi kosztami zakładowymi, zwłaszcza przy uwzględnieniu kosztów generatora elektrycznego, małym zapotrzebowaniem oliwy i materiałów do czyszczenia, tanią i dogodną obsługą. Spotrzebowanie pary przez turbinę parową o skutku wielkim jest mniejsze, niż przez równie wielką tłokową maszynę parową. Również pod względem regulacji dostosowuje się turbina parowa dobrze do zmiennego obciążenia, nie powodując znacznego zwiększenia zapotrzebowania pary na jednostkę skutku przy zmniejszającym się obciążeniu.

Para skroplona może być przy zastosowaniu kondensacji bezpośrednio użyta do zasilania kotłów, ponieważ nie posiada żadnych domieszek oliwy. W celu uzyskania możliwie najlepszej próżni w turbinie, umieszcza się kondensator tuż pod turbiną.

Skutkiem wyżej wymienionych zalet, turbina parowa o skutku wielkim znalazła szerokie rozpowszechnienie w wielkich elektrowniach, w których zajmuje stanowisko dominujące, jeśli wielka tłokowa maszyna spalinowa nie może być uwzględniona.

2. Turbiny, pędzone parą wylotową.

Tłokowa maszyna parowa pracuje najkorzystniej przy wysokich ciśnieniach pary, stosowanie większej próżni niż około 85% nie przynosi jednakże korzyści. Z powodu powiększenia wymiarów cylindrów niskoprężnych, tłoków i stawideł

zmniejsza się bowiem wydajność mechaniczna, a straty przez nieszczelności jak i kondensacya wstępna zwiększają się. Turbina parowa pracuje natomiast naj-
 ekonomiczniej przy wielkiej próżni, opanowując ją bez wszelkich strat mechanicz-
 nych. Tę cenną zaletę turbin wyzyskano przez pędzenie ich parą wylotową, ucho-
 dzącą z tłokowych maszyn parowych, przeważnie nawrotnych, jak wyciągowych
 i walcowniczych, u których kondensacya nie przynosi tak wielkich korzyści, jak
 u maszyn normalnych. Dzielnym pionierem na tem polu był prof. Rateau z Pa-
 ryża.

Ilość pary wylotowej, którą dostarczają maszyny tłokowe, zwykle waha się
 zwłaszcza u maszyn nawrotnych, pracujących z przerwami, skutkiem czego nie
 można ich pary wylotowej doprowadzić bezpośrednio do turbiny. Przy dużem
 obciążeniu maszyn tłokowych powstawałaby znaczna przeciwprężność, ponieważ
 dostarczyłyby większą ilość pary, niż wynosi zapotrzebowanie turbiny. Przy ma-
 łem obciążeniu i w czasie postojów maszyn tłokowych trzeba by natomiast zasilac
 turbinę zdławioną parą świeżą, co jest połączone z wielkimi stratami. Oprócz
 zmiennej ilości pary, dostarczanej przez maszyny tłokowe, zachodzi także w ruchu
 zwykłym zmienne obciążenie turbiny, które wymaga zmiennej ilości pary zasilają-
 cej. Aby zadość uczynić wyżej wymienionym warunkom pracy, należy umieścić
 pomiędzy maszynami tłokowymi a turbiną zbiornik pary. Zadaniem jego jest
 wyrównywanie ciśnień pary wylotowej, aby umożliwić trwały ruch turbiny parą
 wylotową o mniej więcej tej samej prężności, a drugostronnie, aby przeciwdziałać
 wzrostowi przeciwprężności w maszynach tłokowych.

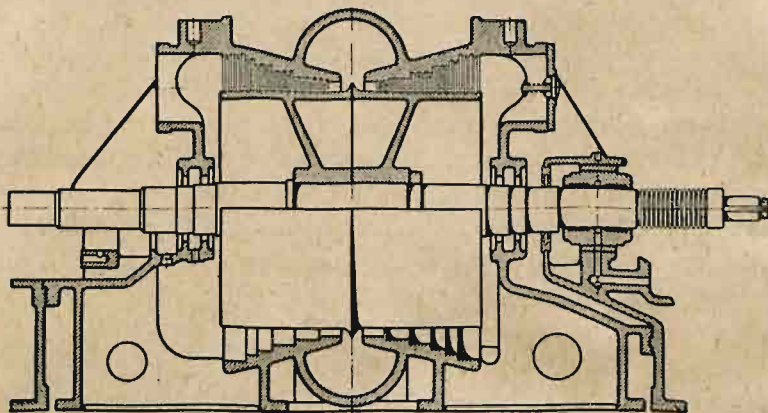
Dawniej używano do powyższego celu t. zw. akumulatora cieplnego
 napełnionego wodą. W razie nadmiaru pary wylotowej wzrasta ciśnienie w zbiorn-
 niku, para skrapla się, a temperatura wody wzrasta. W razie niedostatecznej
 ilości pary wylotowej zmniejsza się natomiast ciśnienie, woda odparowuje, a tem-
 peratura wody opada. Zbiorniki, zbudowane na zasadzie zaznaczonej, zawiodły
 w praktyce, gdyż mało odparowywały, wywierały znaczną przeciwprężność
 na maszyny tłokowe, nie wyrównywały zmiennych ciśnień pary i nawadniały
 parę, gdy tymczasem para mokra działa ujemnie na trwałość łopatek wirni-
 ków. Skutkiem powyższych wad zastąpiono akumulator opisany w nowszym
 czasie dzwonowym zbiornikiem parowym systemu Harlé, który posiada
 zupełnie podobny ustrój do zbiorników gazowych, używanych w gazowniach.
 Ciśnienie, panujące w tym zbiorniku, zależy od przeciwprężności maszyn tł-
 kowych i od ciężaru dzwonu, a wynosi około 1,3 do 1,4 atmosfer absolut-
 nych. Zbiornik należy bardzo starannie izolować, aby zapobiedz stratom, spowo-
 dowanym przez promieniowanie. W praktyce osiągnięto ze zbiornikiem dzwono-
 wym systemu Harlé dobre wyniki.

Pomimo zastosowania zbiornika parowego pomiędzy maszynami tłokowymi
 a turbiną, para wylotowa wystarcza w bardzo nielicznych tylko wypadkach do za-
 silania turbiny, a najczęściej trzeba dopuszczać czasem także parę świeżą. Zależnie
 od ilości i równomierności w dostarczaniu pary wylotowej przez maszyny tłokowe,
 wykonywa się turbinę jako:

a) turbinę, zasilaną wyłącznie parą o ciśnieniu pary wylotowej; b) turbinę
 o dwóch głównych stopniach ciśnienia, t. j. zasilaną częściowo parą wylotową,
 a częściowo parą świeżą.

a) Turbiny, zasilane wyłącznie parą o ciśnieniu pary wylotowej.

Turbiny powyższego rodzaju można stosować w wypadkach, w których para wylotowa maszyn tłokowych prawie zupełnie wystarcza do pokrycia zapotrzebowania pary przez turbinę, w których więc dodawanie pary świeżej do pary wylotowej bardzo rzadko zachodzi. W razie potrzeby wpuszcza się tutaj parę świeżą, odpowiednio zdławioną do zbiornika parowego. Turbinę wykonywa się jako wielostopniową turbinę akcyjną (Zoelly, Rateau) lub wielostopniową turbinę reakcyjną (Parsons), pracującą z kondensacją. Stosownie do małego ciśnienia pary, turbiny powyższe posiadają oczywiście znacznie mniejszą liczbę stopni ciśnienia, która wynosi u turbin akcyjnych około cztery do pięć. Jako przykład turbiny reakcyjnej



Rys. 91.

ma służyć turbina, przedstawiona na rys. 91. Jest to konstrukcja fabryki Westinghouse Machine Co. w East Pittsburg, unikająca zastosowania tłoków odciążających.

Oczywiście wielostopniowe turbiny reakcyjne, u których para płynie w jednym kierunku, więc posiadające tłoki odciążające, można również wykonywać.

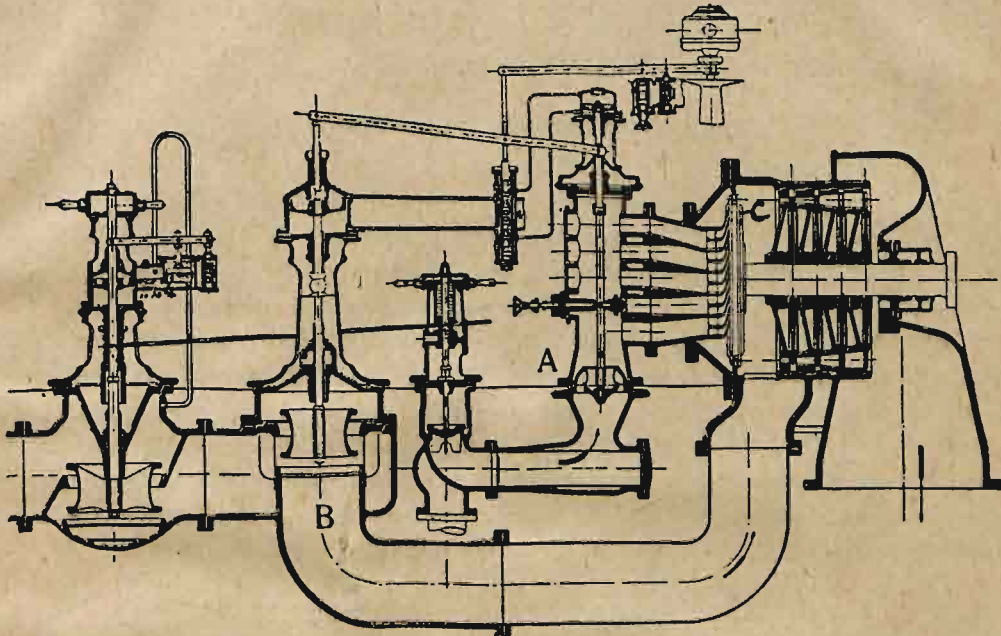
W praktyce rzadko zachodzą jednakże warunki, któreby umożliwiły ekonomiczny ruch turbin opisanego rodzaju, skutkiem czego obecnie bardzo rzadko są wykonywane. Używania bowiem pary, uchodzącej ze zwykłych (nie nawrotnych), nowoczesnie zbudowanych maszyn tłokowych, do zasilania turbiny parowej nie można w ogólności polecać, ponieważ nie przynosi korzyści pod względem ekonomicznym, pomimo możliwych korzyści termiczno-technicznych.

b) Turbiny o dwóch głównych stopniach ciśnienia.

W razie konieczności częstszego dodawania pary świeżej do pary wylotowej i często zachodzącej zmiany obciążenia turbiny, które to wypadki w praktyce najczęściej zachodzą, wykonywa się turbiny o dwóch głównych stopniach ciśnienia. W części niskoprężnej pracuje wciąż para wylotowa silników tłokowych o ciśnieniu 1,2 do 1,3 atm. absol., a gdy ilość jej nie wystarcza do pokrycia obciążenia turbiny, samoczynnie wpuszcza się parę świeżą do części wysokoprężnej. Para świeża oddaje najpierw pracę w części wysokoprężnej, a potem razem z parą wylotową

w części niskoprężnej, skąd uchodzi do kondensatora. Oczywiście pomiędzy maszynami tłokowymi a turbiną należy również umieścić zbiornik parowy.

Działanie turbiny powyższego rodzaju można wytłumaczyć na podstawie schematycznego rysunku Tow. A. E. G. (rys. 92). Część wysokoprężną tworzy tutaj koło Curtisa *C*, część niskoprężną turbina akcyjna o czterech stopniach ciśnienia. Para wylotowa dopływa ze zbiornika pary przez wentyl *B*, para świeża przez wentyl *A*. Obydwa wentyle dławiące opanowuje regulator zapomocą serwowatorów oliwnych. Wentyl *A* zaczyna się dopiero wtedy otwierać, gdy wentyl *B* zbliża się do swego górnego położenia krańcowego. Górna część skoku pochwy regulatora steruje więc wentyl *B*, dolna natomiast wentyl *A*. Regulacja jest tutaj



Rys. 92.

połączona z dopływami do dysz, zamykanymi ręcznie. Zamiast wentyla dławiącego *A*, można oczywiście zastosować także regulację ilościową zapomocą samoczynnie otwieranych i zamykanych dysz.

W razie całkowitego wypróżnienia zbiornika pary mogłaby para, wychodząca z koła Curtisa, płynąć do zbiornika. Aby zapobiedz temu, zamyka się w takich razach samoczynnie wentyl, znajdujący się po lewej stronie wentyla *B*. Turbina posiada także regulator bezpieczeństwa, który w razie nadmiernego przekroczenia dopuszczalnej liczby obrotów zamyka samoczynnie wentyl główny do pary świeżej i wentyl, znajdujący się po lewej stronie wentyla *B*.

Część wysokoprężną turbiny o dwóch głównych stopniach ciśnienia tworzy zwykle koło Curtisa o dwóch lub trzech stopniach prędkości, część niskoprężną turbina akcyjna o czterech do pięciu stopniach ciśnienia lub wielostopniowa turbina reakcyjna, posiadająca stosunkowo nieznaczną liczbę stopni. Połączenie koła Curtisa z turbiną reakcyjną można wykonać podobnie do konstrukcji, pokazanej na rys. 26, stosując tłok odciążający, lub też można użyć wykonania bez tłoka odciążającego według rys. 29.

3. Turbiny, pracujące z oddawaniem pary.

Zakłady przemysłowe, w których para, wytwarzająca w silnikach pracę mechaniczną, służy równocześnie do ogrzewania, gotowania lub suszenia, posiadają zwykle bardzo korzystną wydajność ekonomiczną. Zachodzi to przeważnie w cukrowniach, w browarach, w różnych fabrykach chemicznych i włókienniczych, w cegielniach, farbiarniach, pralniach, fabrykach papieru i t. p.

Zależnie od tego, czy wszystka para, zapotrzebowana przez turbinę, lub też tylko część jej może być wyzyskana do celów powyżej podanych, wykonywa się turbinę jako:

- a) turbinę, pracującą z przeciwprężnością;
- b) turbinę, pracującą z pobieraniem pary.

a) Turbiny, pracujące z przeciwprężnością.

Para, uchodząca z turbiny, po wykonaniu w niej pracy mechanicznej, posiada prężność, wymaganą przez aparaty, w których ma być dalej wyzyskana, w każdym razie więc większą, niż jedna atmosfera absolutna. Turbiny powyższego rodzaju wykonywa się obecnie najczęściej jako turbiny o jednym kole Curtisa, posiadającym rzadziej jeden, a przeważnie kilka stopni prędkości, np. według rys. 21.

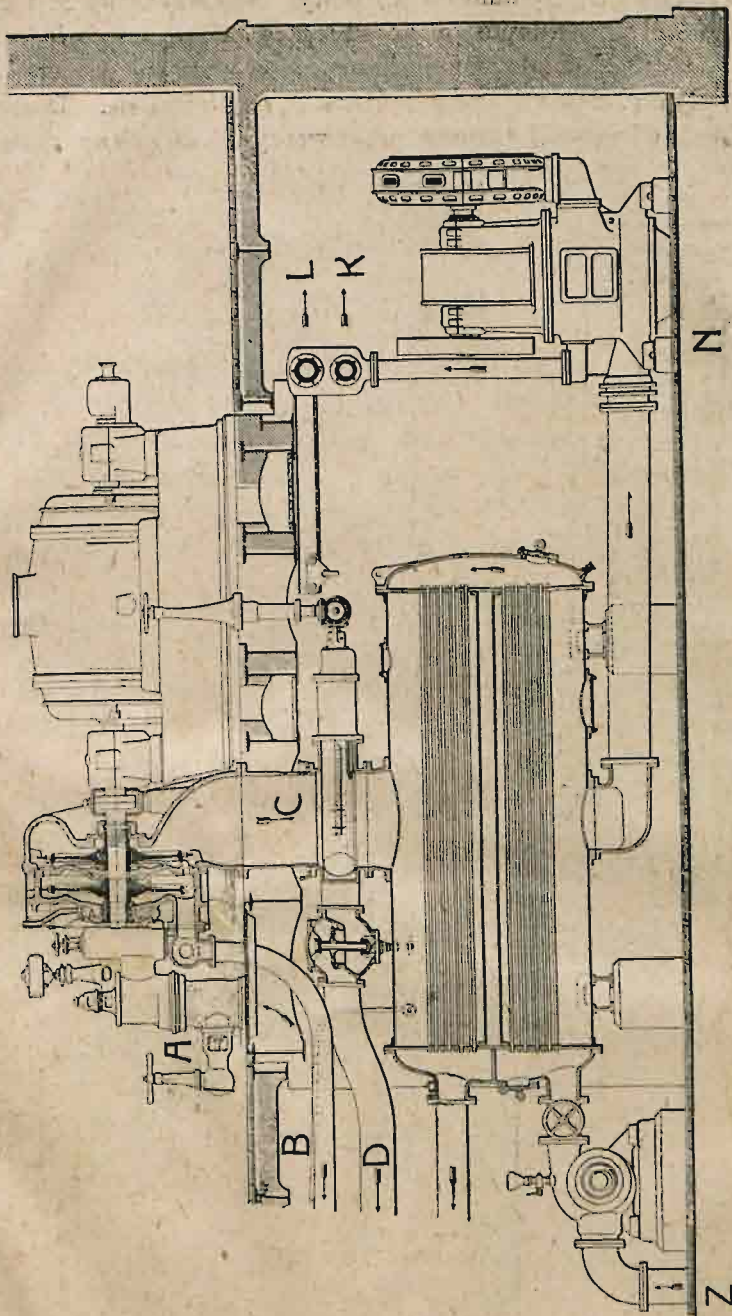
Przy zwiększającej się przeciwprężności wzrasta zapotrzebowanie pary przez turbinę szybciej, niż u tłokowej maszyny. W ogólności może ostatnia współzawodniczyć z powodzeniem z turbiną parową, pracującą z przeciwprężnością, aż do skutku około 1500 koni efektywnych. Jeśli jednakże w danym zakładzie przemysłowym istnieje większe zapotrzebowanie pary wylotowej do celów fabrykacyjnych, niż jej dostarcza silnik, lub też jeśli para wylotowa ma być czysta, nie zanieczyszczona oliwą, to turbina parowa jest silnikiem najodpowiedniejszym.

b) Turbiny, pracujące z pobieraniem pary.

W wypadkach, w których wszystka para wylotowa silnika nie może być wyzyskana do celów fabrykacyjnych, lub też w których zapotrzebowana ilość pary do celów fabrykacyjnych jest zmienna i nie pokrywa się z chwilowym obciążeniem silnika, wykonywa się turbinę, pracującą z pobieraniem pary i prawie zawsze z kondensacją.

Część wysokoprężną turbiny powyższego rodzaju tworzy zwykle koło Curtisa, część niskoprężną jedno lub dwa koła Curtisa lub kilkustopniowa turbina akcyjna (Zoelly, Rateau), lub wielostopniowa turbina reakcyjna (Parsons), lub też jedno koło Curtisa w połączeniu z wielostopniową turbiną reakcyjną. Pobieranie pary odbywa się za kołem Curtisa części wysokoprężnej.

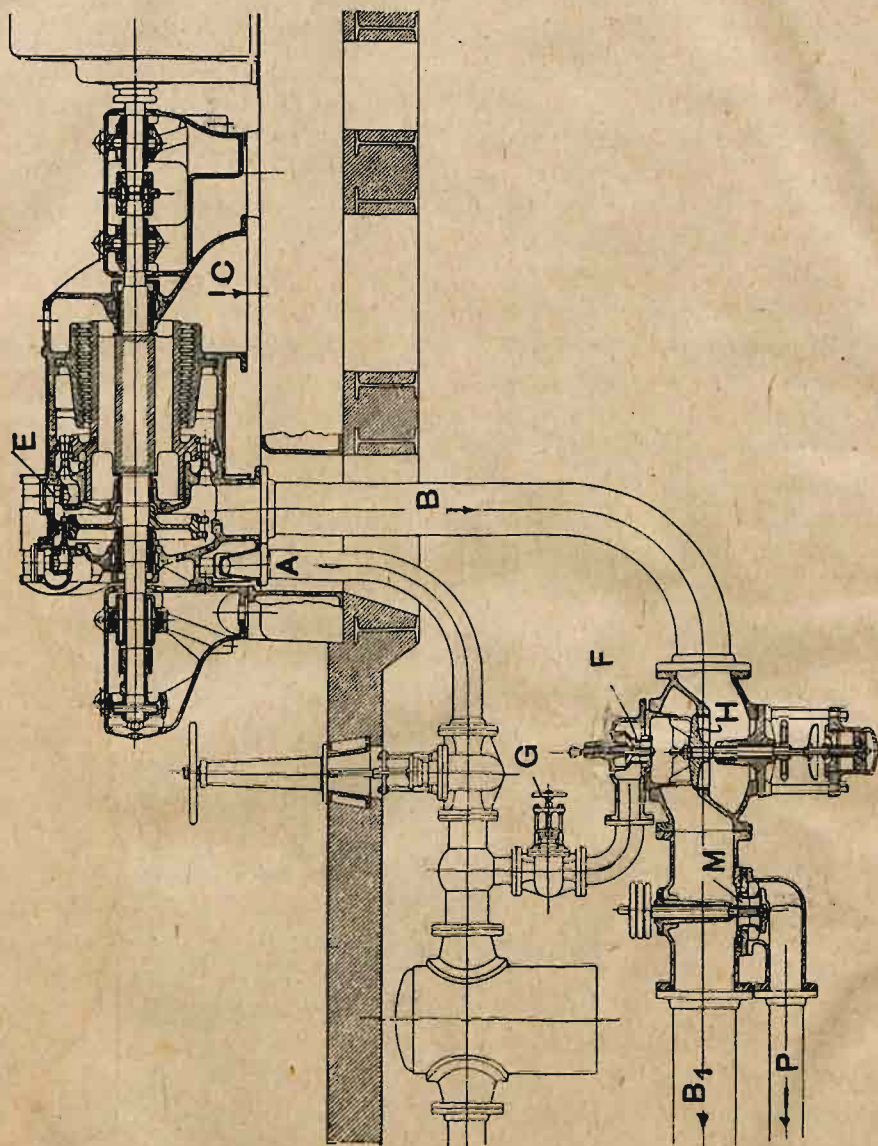
Rysunek 93 uwidocznia jedno z wykonañ fabryki A. E. G. w Berlinie. Para świeża dopływa przy *A*, para zapotrzebowana do celów fabrykacyjnych odpływa rurą *B*, z turbiny parowej uchodzi natomiast para rurą *C* do kondensatora powierzchniowego, lub w razie zamknięcia suwaka, znajdującego się nad kondensatorem rurą wydmuchową *D*. Literą *N* oznaczono mokrą pompę powietrzną; kondensat odpływa przy *K*, a powietrze przy *L*. Pompa odśrodkowa *Z* dostarcza kondensatorowi wody skraplającej.



Rys. 93.

Konstrukcję fabryki Tosiego w Legnano przedstawia rys. 94. Litery *A*, *B* i *C* oznaczają to samo, co na rysunku poprzednim. Część wysokoprężną tworzy turbinę koło Curtisa, część niskoprężną koło Curtisa w połączeniu z wielostopniową turbiną reakcyjną. Turbina ta pracuje pod względem zapotrzebowania pary ekonomiczniej, niż przedstawiona na rys. 93, lecz jest znacznie kosztowniejsza. W razie konieczności zachowania możliwie stałego ciśnienia pary w rurze *B*, względnie *B*₁, należy wykonać samoczynnie działający wentyl przepływowy *E*. Odływ nad-

miernej ilości pary z rury B_1 umożliwia wentyl bezpieczeństwa M rurą P . Z pomocą wentyli G i F można dopuszczać także parę świeżą, odpowiednio zdławioną, do rury B_1 . Wentyl F działa samoczynnie, a otwiera się dopiero, gdy pomimo zamknięcia wentyla E ciśnienie pary w rurze B_1 zmniejszy się. Dostaniu się pary w razie zupełnego odciążenia turbiny przez wentyl F do osłony turbinowej zapo-



Ryb. 94.

biega wentyl H również samoczynnie działający, uniemożliwiając tem samem rozbieganie się turbiny.

Jeśli z turbiny nie pobiera się rurą B wcale pary, to pracuje ona jako zwykła turbina z kondensacją, jeśli natomiast rurą B odpływa prawie wszystka para, to otrzymujemy turbinę, pracującą z przeciwpęźnością. Przez część niskoprężną musi jednakże przepłynąć choć mała ilość pary, aby zapobiedz uszkodzeniu pomp kondensacyjnych. Ilość pary, zapotrzebowanej do celów fabrykacyjnych, można

więc regulować w bardzo szerokich granicach. W wyjątkowych wypadkach pracują turbiny równocześnie z pobieraniem pary i z przeciwpężnością, a otrzymuje się wtedy do celów fabrykacyjnych równocześnie parę o różnych ciśnieniach; para, odpływająca przewodem *B* posiada wyższe ciśnienie, niż przeciwpężność, panująca w przewodzie *C*.

Turbiny parowe, pracujące z pobieraniem pary i kondensacją, są przy skutku powyżej około 1200 koni efektywnych zwykle korzystniejsze, niż tłokowe maszyny parowe, a w razie pobierania większej ilości pary niż 7 do 8 *kg* na 1 konia i godzinę nawet o skutku mniejszym, niż powyżej zaznaczono.

4. Turbiny okrętowe.

Duże znaczenie zdobyły turbiny parowe jako silniki, służące do napędu okrętów, pomimo że posiadają wielką liczbę obrotów i nie są nawrotne. Pierwsza wpływa ujemnie na sprawność śrub okrętowych, a nawrotnej turbiny nie udało się dotychczas zbudować. Z tej przyczyny wykonywa się zwykle osobne turbiny dla ruchu powrotnego, a w celu polepszenia wydajności śrub okrętowych stosuje się, zwłaszcza na wolno chodzących okrętach, przenośnie mechaniczne, elektryczne lub hydrauliczne.

Najciekawszym pomysłem na tem polu jest transformator hydrauliczny prof. Föttingera, umożliwiający ekonomiczną pracę turbiny i śruby okrętowej, a zarazem także ruch powrotny okrętu przy biegu turbiny w jednym kierunku. Bliższe rozpatrywanie turbin okrętowych jest jednakże poza zakresem pracy niniejszej.



T R E Ś Ć

	<i>Str.</i>
I. Wstęp	1
II. Pojęcia zasadnicze	
1) Jednostopniowa turbina akcyjna	2
2) Jednostopniowa turbina reakcyjna	5
III. Turbina de Laval	7
IV. Turbina Parsons	11
V. Wielostopniowe osiowe turbiny akcyjne (Rateau, Zoelly)	15
VI. Turbiny akcyjne o stopniowaniu prędkości	
1) Turbina Curtisa	19
2) Turbina Elektra	23
VII. Turbiny kombinowane:	
1) Koło Curtisa w połączeniu z wielostopniową turbiną akcyjną	24
2) Koło Curtisa w połączeniu z wielostopniową turbiną reakcyjną	28
3) Kilkostopniowa turbina akcyjna z wielostopniową turbiną reakcyjną	30
VIII. Regulacja turbin:	33—43
1) Regulacja jakościowa	33
2) Regulacja ilościowa	38
3) Regulacja kombinowana	40
4) Regulacja bezpieczeństwa	42
IX. Pogląd na części konstrukcyjne:	43—62
1) Dysze	43
2) Łopatki i koła kierownicze	44
3) Łopatki wirnikowe i wirniki:	
a) Łopatki	49
b) Koła i bębny	51
4) Dławnice	57
5) Osłony i łoża turbinowe	59
X. Zastosowanie turbin parowych:	62—69
1) Turbiny pędzone parą świeżą, pracujące z kondensacją	62
2) Turbiny, pędzone parą wylotową:	62
a) Turbiny, zasilane wyłącznie parą o ciśnieniu pary wylotowej	64
b) Turbiny o dwóch głównych stopniach ciśnienia	64
3) Turbiny, pracujące z oddawaniem pary:	66
a) Turbiny, pracujące z przeciwprężnością	66
b) Turbiny, pracujące z pobieraniem pary	66
4) Turbiny okrętowe	69