

Znacznie krótsza jest budowa łożysk stopowych według konstrukcji Michell'a, Kingsbury'ego i Brown-Boveri'ego. Konstrukcję ostatniej fabryki widzimy na rys. 149 i 150. W łożu tem dwa szeregi hartowanych kulek stalowych tworzą system, zapewniający równomierne przenoszenie ciśnienia na wszystkie segmenty. Kulki opierają się na płytkach z hartowanej stali, włożonych w segmenty, względnie w korpus łoża. Każdy segment spoczywa na dwóch kulkach, a zewnętrzna, pracująca jego powierzchnia jest wyłożona białym metalem. Krawędzie segmentów są zaokrąglone, tak, że można używać łoża dla obydwóch kierunków biegu. Łoże tej budowy o średnicy 216 mm dla umieszczenia kulek posiada 218 cm² powierzchni pracującej i może przy $v = 34$ m/sek podjąć przy średnim ciśnieniu 50 atm. nacisk 14 t.

VII. Zastosowanie turbin parowych.

§ 43. Turbiny zasilane parą świeżą, pracujące z kondensacją.

Powyższy rodzaj turbin jest najwięcej rozpowszechniony, a w warunkach normalnych zarazem korzystniejszy, niż tłokowa maszyna parowa, jeśli chodzi o moc powyżej 800 do 1000 koni efektywnych w jednym silniku. W porównaniu z maszynami tłokowymi turbina parowa o wielkiej mocy odznacza się małym zapotrzebowaniem miejsca, małymi kosztami zakładowymi, małym zapotrzebowaniem smaru i materiałów do czyszczenia, tanią i dogodną obsługą. Spotrzebowanie pary przez turbinę parową o mocy wielkiej 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 mocy przy zmniejszającym się obciążeniu.

Para skroplona może być przy zastosowaniu kondensacji powierzchniowej 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 mocy wielkiej znalazła szerokie rozpowszechnienie w wielkich elektrowniach, w których zajmuje stanowisko dominujące, jeśli wielka tłokowa maszyna spalinowa nie może być uwzględniona.

Używana w turbinach liczba obrotów zależy od generatora elektrycznego. Liczba obrotów turbogeneratorów o prądzie stałym dla wielkiej mocy nie jest ograniczona przez turbinę, lecz przez generator elektryczny, gdyż elektrotechnicy potrafią obecnie zbudować takie generatory o mocy 2000 kW przy liczbie obrotów nie większej od $n = 2000$ obr./min; — chcąc pędzić turbinę o większej mocy z większą liczbą obrotów, celem lepszego wyzyskania pary, stosuje się obecnie pomiędzy turbiną a generatorem elektrycznym przekładnię zębatą. Natomiast w turbogeneratorach o prądzie zmiennym, ze względu na obniżenie ceny sprzedażnej, jest bardzo pożądane osiągnięcie dużej liczby obrotów, mianowicie $n = 3000$ obr./min, która to liczba jest najwyżej dopuszczalną w generatorach wielkich przy częstotliwości 50 okresów/sek. Obecnie buduje się przy $n = 3000$ obr./min. takie turbogeneratory o mocy aż do 25 000 kW. Przy większej mocy w jednym silniku stosuje się, ze względu na wytrzymałość wirników i łoż-

patek, mniejsze liczby obrotów, np. $n = 1500$ obr./min. przy mocy 30 000 do 40 000 kW, $n = 1000$ obr./min. przy mocy 50 000 do 60 000 kW.

Streszczając rozważania, wypowiedziane w rozdziale III, można wypowiedzieć zaopatrywanie, że w następnych latach znajdą w Europie największe rozpowszechnienie jako turbiny parowe o wielkiej mocy (ponad 4000 kW) przy dużej liczbie obrotów typy, przedstawione na rys. 15, 32, 33, 34, 35, 40, 41, 45. Po całkowitem opanowaniu kwestji materiału wirników i ich łopatek spodziewać się należy, że rolę dominującą odgrywać będą turbiny możliwie prostej konstrukcji i krótkiej budowy, więc typy, przedstawione na rys. 15, 32, 33 i 45.

Obecnie niektóre fabryki europejskie zaczynają także budować turbiny o wielkiej mocy w dwóch osłonach, — część wysokoprężną — Zoelly, część niskoprężną — Parsons (patrz str. 15). Wprawdzie osiąga się w typie takim mniejsze zużycie pary, lecz koszty budowy są znacznie (około 100%) większe, całość jest dłuższa, a przeprowadzanie pary z osłony wysokoprężnej do niskoprężnej dwiema lub czterema rurami niedogodne. System taki jest odpowiedni, jeśli turbina ma pracować z dwoma głównymi stopniami ciśnienia (§ 44 b), a być może, że będziemy zmuszeni stosować go w turbinach, pracujących z ciśnieniem admissyjnym 30 do 40 atm., lecz przy obecnie używanem ciśnieniu adm. poniżej 20 atm. trudno uważać go za najracjonalniejszy, pomimo pewnych oszczędności pary.

Pewien pogląd na zużycie pary przez turbiny, gwarantowane przez fabryki wzgl. stwierdzone w pomiarach odbiorczych, daje poniżej umieszczona tabelka, w której oznaczono przez G_{ku} — zużycie pary w kg na 1 elektr. kW—godz, przez G_e — zużycie pary w kg na 1 KM_e—godz., bez uwzględnienia pracy pomp kondensacyjnych, lecz z uwzględnieniem strat w dławnicach i tłokach odciążających, przez p_1 — ciśnienie admissyjne w atm. abs. i t — temperaturę w °C, przez p_2 — ciśnienie wylotowe w atm. abs., przez η_v — termodynamiczny efektywny współczynnik sprawności w stosunku do mocy w KM_e; — liczba obrotów $n = 3000$ obr./min.

Rodzaj turbiny	moc kW	p_1	t_1	p_2	G_{ku}	G_e	η_v
Curtis-Parsons.	1000	15	300	0,06	6,9	4,75	61,2 ^o / _o
Zoelly-Parsons	1000	13,5	324	0,058	6,02	4,15	67,6 ^o / _o
Ljungstroem	1000	13,22	322	0,0632	5,42	3,785	76,4 ^o / _o
Parsons	1200	15	296	0,073	6,06	4,13	72,5 ^o / _o
Curtis-Zoelly	1500	15	300	0,072	5,96	4,11	72 ^o / _o
Curtis-Zoelly ($n = 5000$ obr./min. z prze- kładnią do generatora)	1500	15	300	0,072	5,5	3,7	78 ^o / _o
Zoelly.	1700	15,5	354,6	0,067	5,936	3,99	69,7 ^o / _o
Zoelly	2500	13,8	306	0,088	5,98	4,18	74 ^o / _o
Curtis-Parsons	3000	12	320	0,05	5,38	3,76	76 ^o / _o
Ljungstroem	3000	15,77	353,4	0,086	5,18	3,61	79 ^o / _o
Zoelly-Parsons	5000	15	350	0,06	5,3	3,72	74 ^o / _o
Curtis-Parsons	5000	13	350	0,06	5,3	3,72	75,2 ^o / _o
Curtis-Zoelly	5000	13	350	0,06	5,3	3,72	75,2 ^o / _o
Zoelly-Parsons w 2 osłonach	5000	13	350	0,06	4,7	3,3	84,8 ^o / _o
Curtis-Parsons	6000	12	350	0,085	5,42	3,82	77,6 ^o / _o
Zoelly	8400	14,79	354	0,078	5,27	3,7	74,9 ^o / _o
Zoelly ($n = 1500$ obr./min.)	20000	14,23	321,6	0,047	4,93	2,79	82,6 ^o / _o

W turbinach pracujących z regulacją jakościową zwiększa się dość znacznie zużycie pary przy zmniejszającym się obciążeniu.

§ 44. Turbiny zasilane parą wylotową.

Tłokowa maszyna parowa pracuje najkorzystniej przy wysokich ciśnieniach pary, stosowanie większej próżni niż około 85% nie przynosi znaczniejszych korzyści. Z powodu powiększenia wymiarów cylindrów niskoprężnych, tłoków i stawideł zmniejsza się bowiem sprawność mechaniczna, a straty przez nieszczelności jak i kondensacja wstępna zwiększają się. Turbina parowa pracuje natomiast najekonomiczniej przy wielkiej próżni, opanowując ją bez wszelkich strat mechanicznych. Tę cenną zaletę turbin wyzyskano przez zasilanie ich parą wylotową, uchodzącą z tłokowych maszyn parowych, przeważnie nawrotnych, jak wyciągowych i walcowniczych, w których kondensacja nie przynosi tak wielkich korzyści, jak w maszynach normalnych. Dzielnym pionierem na tem polu był prof. Rateau z Paryża.

Ilość pary wylotowej, którą dostarczają maszyny tłokowe, zwykle waha się zwłaszcza w maszynach nawrotnych, pracujących z przerwami, skutkiem czego nie można ich pary wylotowej doprowadzić bezpośrednio do turbiny. Przy dużem obciążeniu maszyn tłokowych powstawałaby znaczna przeciwpężność, ponieważ dostarczyłyby większą ilość pary, niż wynosi zapotrzebowanie turbiny. Przy małym obciążeniu i w czasie postojów maszyn tłokowych trzeba by natomiast zasilać turbinę zdławioną parą świeżą, co jest połączone z pewnymi stratami. Oprócz zmiennej ilości pary, dostarczanej przez maszyny tłokowe, zachodzi także w ruchu zwykłym zmienne obciążenie turbiny, które wymaga zmiennej ilości pary zasilającej. Aby zadość uczynić wyżej wymienionym warunkom pracy, należy umieścić pomiędzy silnikami 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 przeciwpężności w maszynach tłokowych.

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

Pomimo zastosowania zbiornika parowego pomiędzy maszynami tłokowymi a turbiną, para wylotowa wystarcza w bardzo nielicznych tylko wypadkach do zasilania turbiny, a najczęściej trzeba dopuszczać także parę świeżą. Zależnie od ilości i równomierności w dostarczeniu 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 (rys. 42).

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 w turbinach akcyjnych około cztery do pięciu. Jako przykład turbiny reakcyjnej może służyć turbina, przedstawiona na rys. 13. Oczywiście można również wykonywać wielostopniowe turbiny reakcyjne, w których para płynie w jednym kierunku, więc posiadające tłoki odciążające.

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.

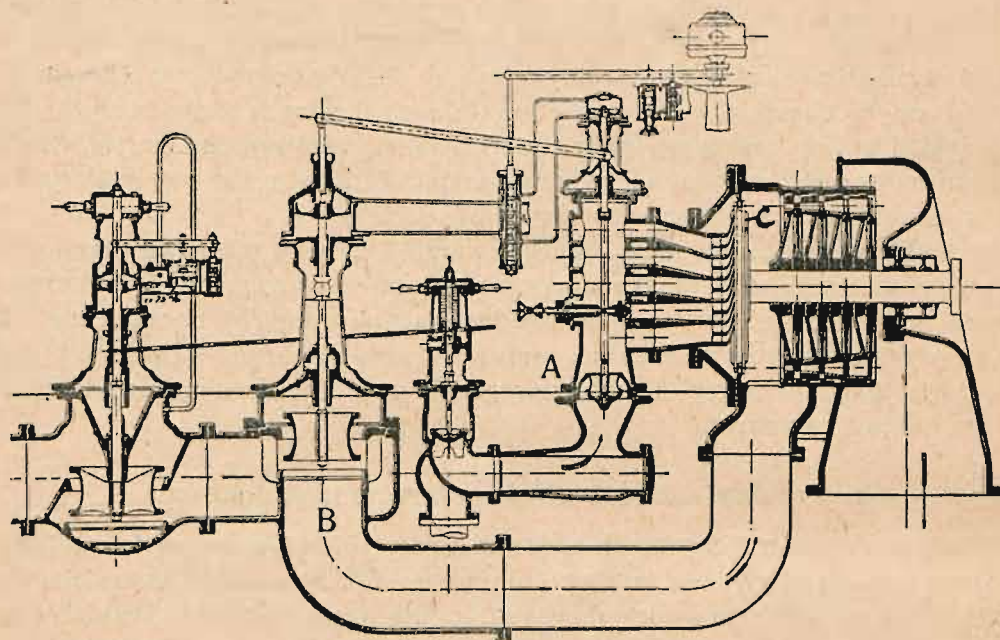
b) Turbiny o dwóch głównych stopniach ciśnienia.

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. abs., 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. 151). Część wysokoprężną tworzy tutaj koło Curtis'a *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 pochywy regulatora steruje więc wentyl *B*, dolna natomiast wentyl *A*. Regulacja jest tutaj połączona z dopływami do dysz, zamykanymi ręcznie (obecnie nieużywany rodzaj regulacji). 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 Curtis'a, płynąć do zbiornika. Aby zapobiec 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 turbin o dwóch głównych stopniach ciśnienia tworzy zwykle koło Curtis'a o dwóch do trzech stopniach prędkości lub kilka kół Zoelly'ego, część niskoprężną turbina akcyjna o czterech do pięciu stopniach ciśnienia lub wielostopniowa turbina reakcyjna, posiadająca stosunkowo nieznaczłą liczbę stopni. Połączenie koła Curtis'a z turbiną reakcyjną można wykonać podobne do konstrukcji, pokazanej na rys. 36, sto-



Rys. 151.

sując tłok odciążający, lub też można użyć wykonania bez tłoka odciążającego według rys. 39. Turbiny o dwóch głównych stopniach wykonywa się także w dwóch osłonach (patrz § 43).

§ 45. 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 sprawność 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 o mocy aż do

600 kW wykonywa się obecnie najczęściej jako turbiny o jednym kole Curtis'a z dwoma lub trzema stopniami prędkości, np. według rys. 22 i 24.

Nie małe trudności trzeba przewyżyczyć przy ustaleniu racjonalnej fabrykacji tych małych turbin, które powinny być wyrabiane masowo, aby obniżyć ich cenę i móżd dostarczyć silnik w czasie najkrótszym ze składu. Pomimo, że warunki, w których silniki te muszą pracować, są w praktyce pod względem ciśnienia i temperatury pary admissyjnej, przeciwpężności oraz wymaganej mocy i żądanej liczby obrotów bardzo różnorodne, fabryki powinny z przyczyn wyżej podanych ograniczyć liczbę budowanych typów, które po wstawieniu odpowiednich dysz i odpowiedniego regulatora można dostosować z dostatecznie dobrym wynikiem do warunków, jakie odbiorca stawia w poszczególnym wypadku.

Np. fabryka Brown-Boveri buduje obecnie dla mocy od 2 do 600 Kilowatt następujące typy turbin parowych:

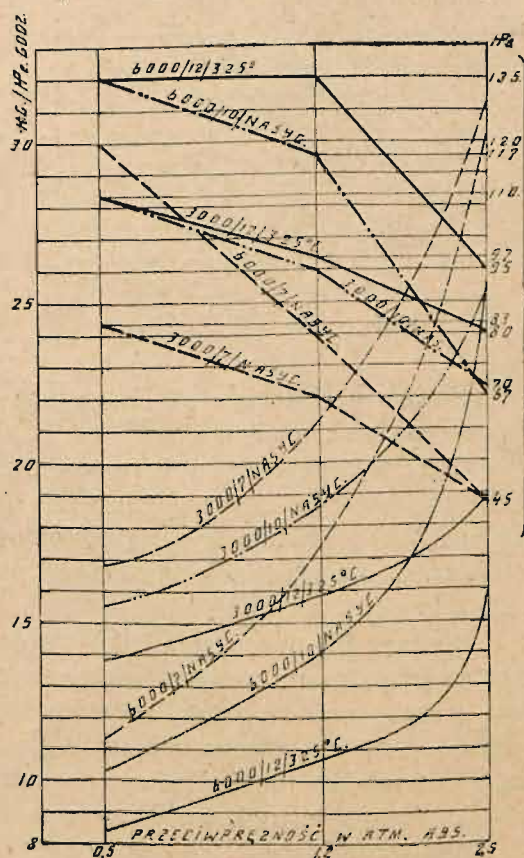
- | |
|---|
| 1) typ A. 2 dla skutku do 25 Kłowatt przy liczbie obrotów 3000 do 6000 na minutę, |
| 2) " A. 4 " " " 100 " " " " 3000 do 6000 " " " |
| 3) " A. 5 " " " 400 " " " " 3000 do 5000 " " " |
| 4) " A. 6 " " " 600 " " " " 3000 do 5000 " " " |

Pewien pogląd na zużycie pary przez turbiny A. 4 w kg na 1 KM_e -godzinę i ich maksymalną moc w KM_e daje rys. 152; — moc mechaniczna nie została oznaczona krzywymi, tylko linjami prostymi, ponieważ posiadałem dane tylko co do mocy przy przeciwpężnościach 0,5, 1,2 i 2,5 atm. abs. W rysunku oznacza: 3000 względnie 6000 — liczbę obrotów na minutę, 7, 10, 12-ciśnien. pary admissyjnej w atm. nadciśnien., nasyc. — parę suchą, 325° — temperaturę pary dopływowej w stopniach Celsjusza.

Na podstawie tych krzywych można, o ile tego dozwala maszyna napędzana, dobrać najodpowiedniejszą liczbę obrotów turbiny dla normalnych warunków pracy, a ewentualnie nawet wybrać dla turbiny najracjonalniejszą liczbę obrotów i zastosować przekładnię zębata do uruchomienia maszyny napędzanej.

Turbiny wielkości A. 6 nadają się w szczególności do pracy z większą przeciwpężnością pary, używanej do celów fabrykacyjnych, zwłaszcza, że z powodu posiadania serwowatoru oliwnego można z łatwością zastosować regulator ciśnienia, który nastawia stałą przeciwpężność wylotową.

Rys. 153 przedstawia dla typu A. 6 zużycie pary o ciśnieniu admissyjnym 7, 10 i 12 atm. nadciśn. w kg na KM_e -godz. przy $n = 3000$ i $n = 5000$ obr./min. i zwiększającym się przeciwcisnieniu, oraz mocy silnika przy przeciwpężnościach 0,5, 1,2 i 2,5 atm. abs. Z rys. 152 i 153 widzimy, że przy zwiększającej się przeciwpężności, a małym



Rys. 152.

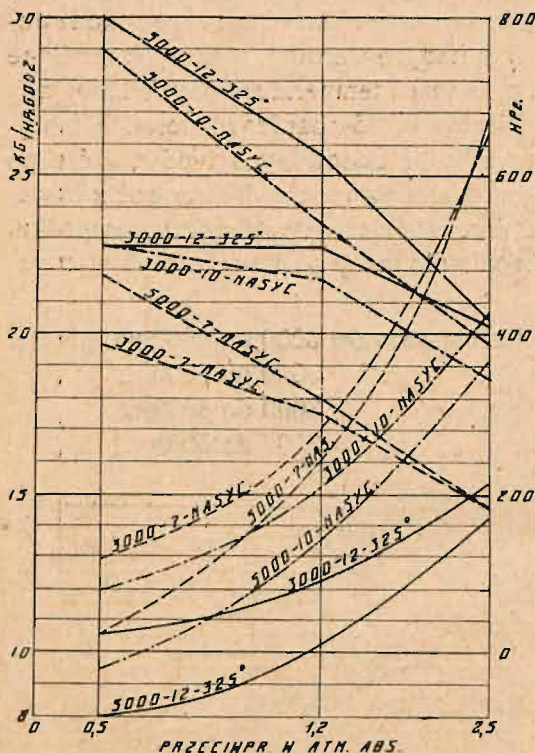
ciśnieniu admissyjnym, stosowanie zbyt dużej liczby obrotów nie przynosi korzyści. W ogólności spożycie pary przez tę jednostopniową turbinę nie może być małe;—

w razie potrzeby uzyskania małego zużycia pary trzeba zastosować w turbinach o średniej mocy system wielostopniowy, akcyjny lub reakcyjny.

Przy zwiększającej się przeciwpężności wzrasta zapotrzebowanie pary przez turbinę szybciej, niż w tłokowej maszynie. W ogólności może ostatnia współzawodniczyć z powodzeniem z turbiną parową, pracującą z przeciwpężnością, aż do mocy około 1500 KM. 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



Rys. 153.

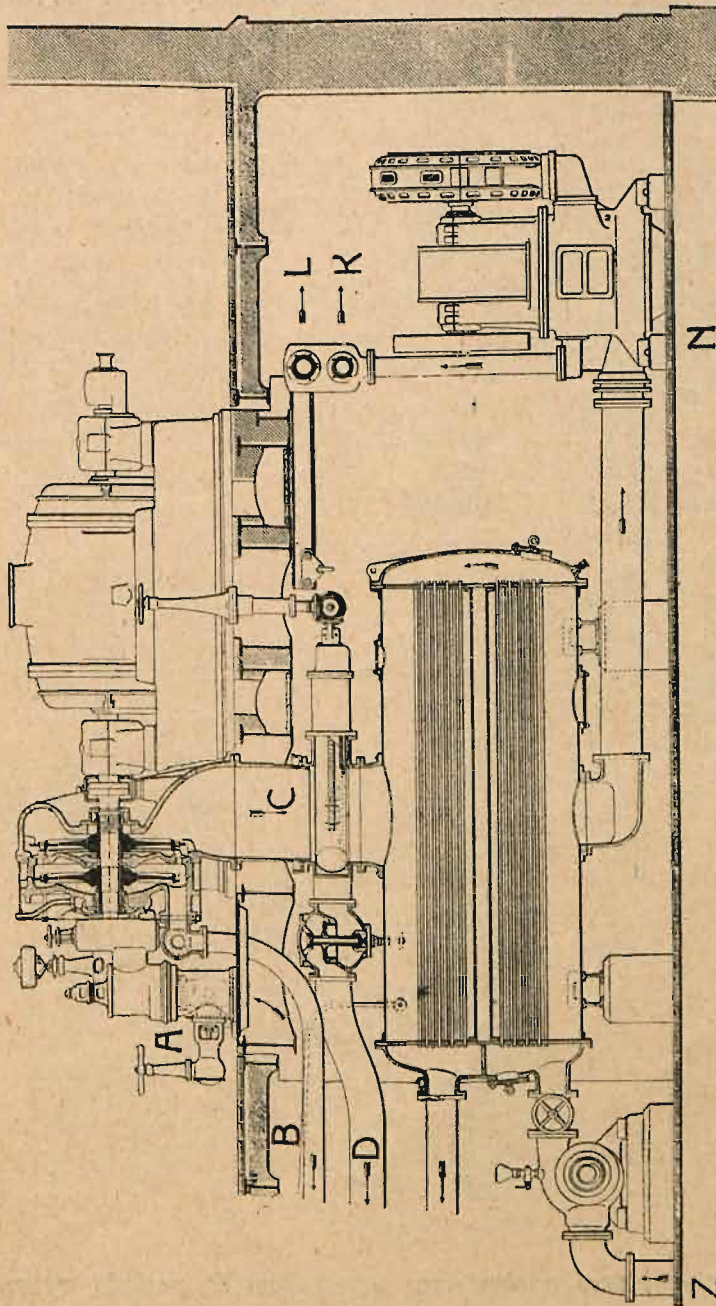
z chwilowym obciążeniem silnika, wykonywa się turbinę, pracującą z pobieraniem pary i prawie zawsze z kondensacją.

Część wysokoprężną turbiny powyższego rodzaju tworzy koło Curtis'a lub kilka kół Zoelly'ego, część niskoprężną jedno lub dwa koła Curtis'a lub kilkustopniowa turbina akcyjna (Zoelly, Rateau), lub wielostopniowa turbina reakcyjna (Parsons), lub też jedno koło Curtis'a z wielostopniową turbiną reakcyjną. Pobieranie pary odbywa się za kołem Curtis'a części wysokoprężnej.

Rysunek 154 uwiidocznia jedno z wykonań 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 moką pompę powietrzną; kondensat odpływa przy *K*, a powietrze przy *L*. Pompa odśrodkowa *Z* dostarcza kondensatorowi wody skraplającej.

Konstrukcję fabryki Tosiego w Legnano przedstawia rys. 155. Litera *A*, *B* i *C* oznaczają to samo, co na rysunku poprzednim. Część wysokoprężną tworzy tutaj koło Curtis'a, część niskoprężną koło Curtis'a w połączeniu z wielostopniową turbiną reakcyjną. Turbina ta pracuje pod względem zapotrzebowania pary ekonomiczniej, niż przedstawiona na rys. 154, 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*. Odpływ nadmiernej ilości pary z rury *B*₁ umożliwia wen-

tyl bezpieczeństwa *M* rurą *P*. Zapomocą 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 zmniejsza się. Dostaniu się pary w razie zupełnego odciążenia turbiny przez wentyl *F* do osłony turbi-

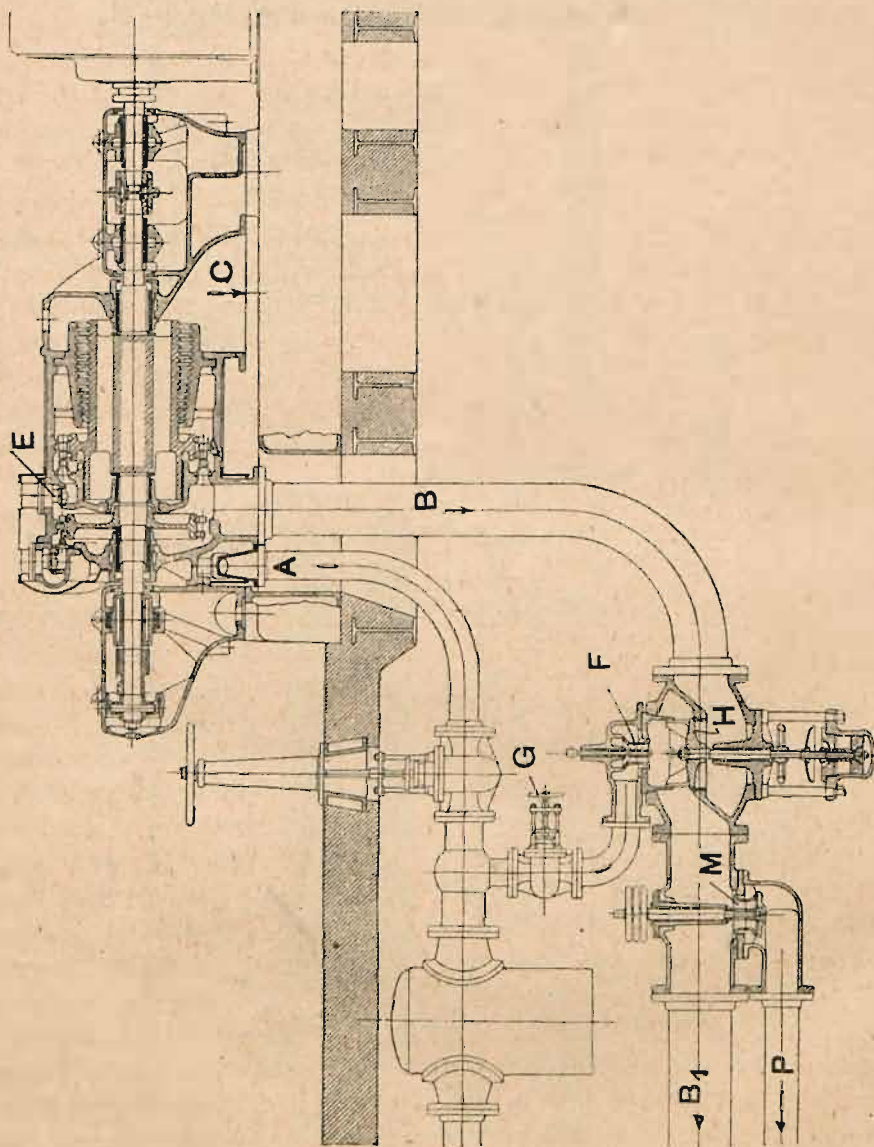


Rys. 154.

nowej zapobiega 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 przeciwpężnością. Przez część niskoprężną musi jednakże przepływać 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



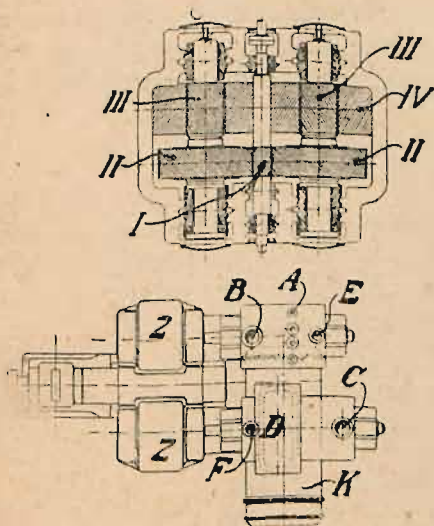
Rys. 155.

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 mocy powyżej około 1200 KM, zwykle korzystniejsze od tłokowych maszyn parowych, a w razie pobierania większej ilości pary niż 7 do 8 kg na 1 konia i godzinę nawet o mocy mniejszej, niż powyżej zaznaczono.

§ 46. Turbiny do celów komunikacyjnych.

Z powodu równomiernego biegu, małej wagi i małego zużycia pary, turbiny parowe zdobyły duże znaczenie jako silniki, służące do napędu okrętów, pomimo zachodzących trudności. Ze względu na uzyskanie dobrej sprawności, turbina parowa wymaga stosowania wielkiej, natomiast śruba okrętowa stosunkowo małej liczby obrotów. Chcąc śrubę okrętową uruchomić bezpośrednio turbiną, trzeba wybrać kompromisowo pomiędzy najodpowiedniejszymi liczbami obrotów dla turbiny i dla śruby okrętowej, skutkiem czego zmniejsza się sprawność obydwóch; — oprócz tego nie udało się zbudować do-tychczas turbiny nawrotnej. Z tej przyczyny wykonywa się zwykle osobne turbiny dla ruchu powrotnego, a w celu polepszenia sprawności stosuje się, zwłaszcza na wolno chodzących okrętach, przekładnie mechaniczne, elektryczne lub hydrauliczne.



Rys. 156.

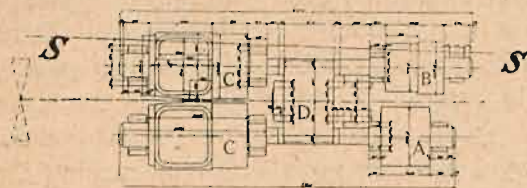
Ciekawym pomysłem w tej dziedzinie jest transformator hydrauliczny prof. Foettingera, który miał umożliwić ekonomiczną pracę turbiny i śruby okrętowej, oraz ruch powrotny okrętu przy biegu turbiny w jednym kierunku, lecz w praktyce nie dał spodziewanych wyników. Obecnie naj-więcej rozpowszechnione są przekładnie zapo-mocą kół zębatach, ponieważ posiadają dobrą sprawność.

W okrętach handlowych, które należą do grupy wolnochozących, spotykamy często układ z podwójną przekładnią, przedstawiony schematycznie na rys. 156. Turbina składa się z części wysokoprężnej i niskoprężnej, umiesz-czonych w osobnych osłonach, a pędzących osob-ne wały, które pracują równolegle. Na końcu ka-żdego z tych wałów znajduje się małe kółko zębate I (skośne zazębienie), które równocześnie urucho-

mia dwa większe kółka zębate II, osadzone na dwóch oddzielnych wałkach; — na tych ostatnich umieszczone są znowu mniejsze kółka (razem cztery) III, które pędzą jedno duże koło zębate IV, osadzone na końcu wału *W*, pędzącego śrubę okrętową. Para świeża dopływa do osłony wysokoprężnej przy *A*, a odpływa otworem *B*, który jest połączony rurą z dopływem *C* do osłony niskoprężnej, z której uchodzi przy *D* do kondensatora *K*; — literą *Z* oznaczono przekładnie zębata. Do ruchu nawrotnego służą osobne turbiny, osadzone na tych samych wałach turbinowych, a znajdujące się zwykle w tych samych osłonach; — w części wysokoprężnej są one jednakże przeważnie oddzielone ścianką od tur-biny, wytwarzającej ruch naprzód. Przy biegu powrotnym para świeża, dopływająca przy *A*, odpływa otworem *E*, połączonym rurą z otworem *F*, a z osłony niskoprężnej otworem *D* do kondensatora. Turbiny dla ruchu powrotnego są więc umieszczone w przestrzeniach pomiędzy *A* — *E* i *F* — *D*.

Napęd okrętów wojennych zapomocą turbin parowych jest więcej zawiły, a wynika z potrzeb ruchu tych okrętów. W czasie zwykłej jazdy (marszu) bieg okrętu jest dość wolny i wymaga stosunkowo małej mocy napędowej, — w czasie forsownej jazdy zapotrzebowanie mocy jest natomiast bardzo duże. Napędy okrętów wojennych zapo-

mocą turbin są różnorodne, np. na rys. 157 widzimy napęd, w którym cała moc turbin zostaje przenoszona zapomocą przekładni na śruby okrętowe. Okręt, którego środek oznaczono przez $S-S$, posiada dwa agregaty turbinowe (po około 20000 KM), z których każdy pędzi jedną śrubę okrętową. Każdy agregat składa się z części wysokoprężnej A , średnioprężnej B , i dwóch niskoprężnych C ,



Rys. 157.

w których osłonach znajdują się turbiny dla ruchu nawrotnego; — przekładnie oznaczono literą D . Liczba obrotów turbin A i B wynosi 4200, turbin C — 3200 przy liczbie obrotów wału śruby okrętowej 480 obr./min.

Przy bardzo wielkiem zapotrzebowaniu mocy wykonywa się także układ, w którym turbiny główne w czasie jazdy forsownej pędzą bezpośrednio śruby okrętowe, a przy wolnej jeździe mniejsze, szybko biegnące turbiny uruchamiają zapomocą przekładni wały głównych turbin niskoprężnych, które są połączone ze śrubami okrętowymi; — turbin głównych nie zasila się wtedy parą.

Jako turbiny parowe do napędu okrętów można stosować wszystkie rodzaje turbin po wprowadzeniu zmian, których wymaga napęd okrętowy.

Również do napędu lokomotyw można używać turbin parowych. Najciekawsze w tej dziedzinie są budowy, wykonane w Szwajcarii przez Zoelly'ego i w Szwecji przez Ljungstroem'a. W obydwóch wypadkach turbina uruchamia lokomotywę zapomocą przekładni zębatych oraz pracuje z kondensacją, dzięki której umożliwia znaczną oszczędność opału i wody. Wykonania te można uważać za pierwsze próby, które, nawet w razie nieosiągnięcia pożądanych wyników w ruchu praktycznym, mogą przyczynić się do ulepszenia tłokowych silników lokomotygowych w kierunku lepszego wyzyskania pary, np. do zastosowania przy nich również kondensacji.



MP. 112



SPROSTOWANIE.

Na str. 11, wiersz 4 od dołu ma być „cieplika“ zamiast „ciśnienia“.

Wykaz literatury.

Skróty:

- B B C = Brown Boveri & C-ie Mitteilungen.
 Z. D. V. I. = Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure.
 E. & M. = Elektrotechnik und Maschinenbau.
 El. World = Electrical World.
 Eng. = Engineering.
 Siemens = Siemens Zeitschrift.
 G. 'C. = Le Génie Civil.

- A. Stodola, Dampf — und Gasturbinen, V wydanie 1922.
 O. Lasche, Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen und Turbodynamos, 1920.
 W. Schuele, Technische Thermodynamik, 1917.
 H. Döbel, Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen, 1921.
 A. Pohlhausen, Die Dampfmaschinen. (Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen), 1912.
 J. Morrow, Entwerfen und Berechnen der Dampfturbinen, 1914.
 Löliger, Untersuchung des Druck — und Strömungsverlaufs in Schaufeln, Zürich 1913.
 Prandtl, Verhandl. d. III. intern. Math. Congr., 1905.
 E. Mach und E. Salcher, Optische Untersuchungen der Luftstrahlen. Wiedemanns Annalen 1890, Bd. 41.
 Christlein, Unters. üb. d. Verhalten v. Geschwindigkeitskoeff. Dissert. München, Oldenbourg, 1911.
 Zerkowicz, Zur Beurteilung der Leitvorrichtungen. Z. D. V. I. 1917.
 Wagner, Der Wirkungsgrad von Dampfturbinen — Beschaufelungen. Berlin 1913.
 M. A. Rateau, Mode de calcul des turbines à vapeur, Paris, Gauthier — Villars, 1909.
 B B C, 1919, № 8 i 9 B B C — Kleinturbinen.
 „ , 1920, № 6 i 7, I. Gastpar, Austrittsverluste der Dampfturbinen.
 „ , 1920, № 10 i 11, B B C — Dampfturbinen mit Übersetzungsgetrieben.
 „ , 1917, № 1, 2, 3 i 4, v. Freudenreich, Untersuchungen an Lagern.
 „ , 1921, № 3/4 i 10; 1922, № 3, v. Freudenreich, Die Strömungsverluste in den Leitvorrichtungen und Schaufelkanälen der Dampfturbinen.
 „ , 1922, № 6 i 7, Baasch, Die Brown Boveri — Schiffsturbinen.
 Z. D. V. I., 1916 № 32 i 33, Baer, Zur Frage der Erweiterung der Düsen von Dampfturbinen.
 „ , 1916 № 38 i 39, Loschge, Die Verwendung der Zoelly — Leiträder von Dampfturbinen für überkritische Dampfgeschwindigkeiten.
 „ , 1921 № 50, Duffing, Erfahrungen im Betrieb grosser Dampfturbinen.
 E. & M., 1921, № 44, Versuche an einer 30 000 kW — Dampfturbine.
 El. World, 1921, № 15, Tests on 30 000 — kW. Steam Turbines.
 Z. D. V. I., 1921, № 50, Dampfturbinen — Lokomotive mit Kondensation.
 Eng., 1921, № 2917, The Belluzzo Steam — Turbine Locomotive.
 Power, 1922, № 7, Governing Mechanism for Mixed — Pressure Turbine.
 „ , 1922, № 11, Efficiency Tests of a 60 000 kW — Turbine.
 Z. D. V. I., 1922, № 8, Untersuchungen über die Zerstörung einer Dampfturbine.
 The Engineer, 1922, № 3456, The Ramsay Condensing Turbine Electric Locomotive.
 Eng., 1921, № 2920, Failure of A 30 000 kW — Turbine at Philadelphia.
 Z. D. V. I., 1922, № 14, Lokomotive mit turbinenelektrischem Antrieb.
 Power, 1922, № 23, Effects of Heating and Cooling in Steam Turbines.
 Eng., 1922, № 2942, Nozzle Losses in Compound Turbines.
 „ , 1922, № 2956, Tests of A 60 000 — kW Cross — Compound Triple — Cylinder Steam Turbine.
 Siemens, 1922, № 7, 8 i 9, Ueber den Dampfverbrauch und die Wirtschaftlichkeitsgrenzen von Kolbenmaschinen und Dampfturbinen für Heissdampftrieb.
 Eng., 1922, № 2951, 2953, 2954, 2955, The Ljungström Turbine Locomotive.
 G. C., 1922, № 7, Locomotive électrique Ramsay — Oerlikon, à turbine et à condenseur.
 Z. D. V. I., 1922, № 46/47, Melneke, Turbolokomotive von Ljungström.



MP. 112