

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.

GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 9 do 15.

TREŚĆ: Prof. W. Chrzanowski. Nowoczesne turbiny parowe. — St. Chrzanowski, inż. Pobieranie próbki węgla. — Z CODZIENNEJ PRAKTYKI. K. Borkowski, inż. i T. Wróblewski, inż. Pozytek z izolacji. — Badanie rurek kondensatora przy pomocy uderzenia wodnego. — Eksplozja turbiny parowej. — Eksplozja kotła. — ROZPORZĄDZENIA WŁADZ. Rozporządzenie p. Ministra Przemysłu i Handlu z dn. 12 czerwca 1928 r. — KOMUNIKATY STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE. Streszczenie protokołu Walnego Zgromadzenia Delegatów Członków Stowarzyszenia. — Wybory Delegatów Członków Stowarzyszenia. — Prof. Dr. Inż. Ryszard Baumann, wspomnienie pozgonne. — KONGRESY I ZJAZDY. Opalanie przemysłowe. — Międzynarodowy Kongres i wystawa w Paryżu.

SOMMAIRE: Proff. Dr. W. Chrzanowski. Les turbine à vapeur d'aujourd'hui. — St. Chrzanowski, ing. Le tirage d'épreuves du charbon. — INFORMATIONS PRATIQUES. — K. Borkowski, ing. et T. Wróblewski, ing. Le profit d'isolation. — Le controle des tubes des condenseurs à l'aide du choc d'eau. — Explosion d'une turbine à vapeur. — Explosion d'une chaudière. — D CRETS. Décret du Ministre de la Commerce et de l'Industrie du 12 Juin 1928. — INFORMATIONS de la SOCIÉTÉ pour la SURVEILLANCE des CHAUDIÈRES à VAPEUR de VARSOVIE. Compte rendu de la séance des délégués des membres de la Société. Election des délégués des membres de la Société. — Proff. Dr. Ing. Richard Baumann, nécrologue. — CONGRES. Le congrès international et l'exposition du Chauffage Industriel à Paris.

Prof. Dr. inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI

NOWOCZESNE TURBINY PAROWE.

(por. *Technika Ciepła*, 1928, str. 129).

B. Turbiny dwukadłubowe.

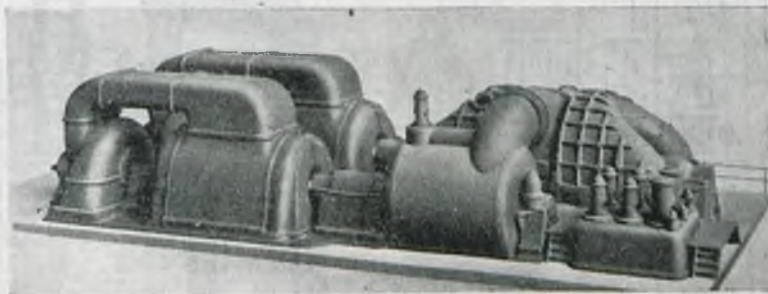
Dwukadłubowe osiowe turbiny kondensacyjne stosuje się obecnie naogół dla ciśnień wyższych od 20 atn i temperatur wyższych od 350° C. Ponieważ że względu na koszty inwestycyjne używanie zbyt wysokich ciśnień przy pracy z kondensacją nie rentuje się, przeto jako dolną granicę racjonalności dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej możnaby ustalić około 3000 kW, wychodząc z założenia, że siłownia stosuje tak wysokie ciśnienie kotłowe, aby uzyskać możliwie ekonomiczną pracę silników o

znacznie większej mocy od 3000 kW, które ustawi w przyszłości. Co do górnej granicy budowy turbin dwukadłubowych, to na ogół wykonywa się je aż do 35 atn, natomiast pod względem mocy można wykonywać jednostki bardzo wielkie, bo moc i liczbę obrotów turbogeneratorsa ogranicza budowa generatora elektrycznego. W układzie posobnym (tandem) zalecać można budowę dwukadłubowych turbin o mocy aż do

20000 kW przy $n = 3000$ obr/min, i aż do około 40000 kW przy $n = 1500$ obr/min; — obniżenie liczby obrotów w silnikach o mocy powyżej 20000 kW wprowadza się jedynie ze względu na generator elektryczny.

Przy układzie sprzężonym (compound), w którym silnik posiada dwa generatory, można oczywiście osiągnąć znacznie większą moc turbo-

zespołu. Zasadniczo w nowych instalacjach nie poleca się używać w dwukadłubowych turbinach niższej temperatury pary dołotowej od 400°C. Największy obecnie w budowie będący turbozespół parowy o największej mocy stałej 160000



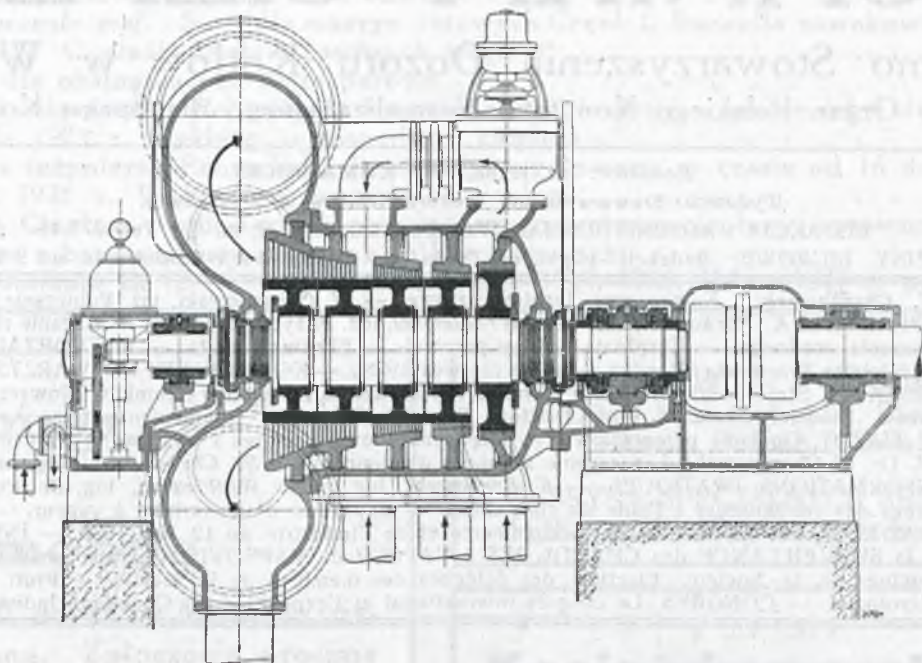
Rys. 40. Model turbiny Brown-Boveri'ego, o mocy 160.000 kW.

kW jest układu compound, jak to widzimy z rys. 40, przedstawiającego model tego turbozespołu, wykonywanego przez firmę *Brown-Boveri* dla *Hell Gate Station* w New-Yorku.

Ponieważ silnik ma otrzymywać parę z istniejącej stacji kotłowej, przeto ciśnienie i temperatura pary dołotowej były dane przez $p_1 = 18,6$ atn i $t_1 = 322^\circ\text{C}$; — próżnia ma wynosić 96,55%. Wysokoprężny cylinder turbiny

jest bezpośrednio połączony z generatorem elektrycznym o mocy 75000 kW i pracuje z liczbą obrotów $n = 1800$ na minutę, — nisko-

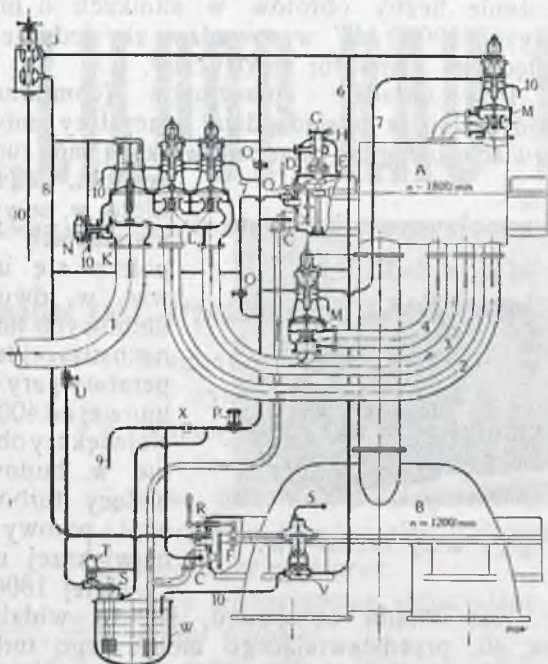
nym na rys. 41, łopatki wirnikowe są umieszczone na tarczach z rozszerzonymi wieńcami celem uniknięcia naprężeń przy szybkich zmianach



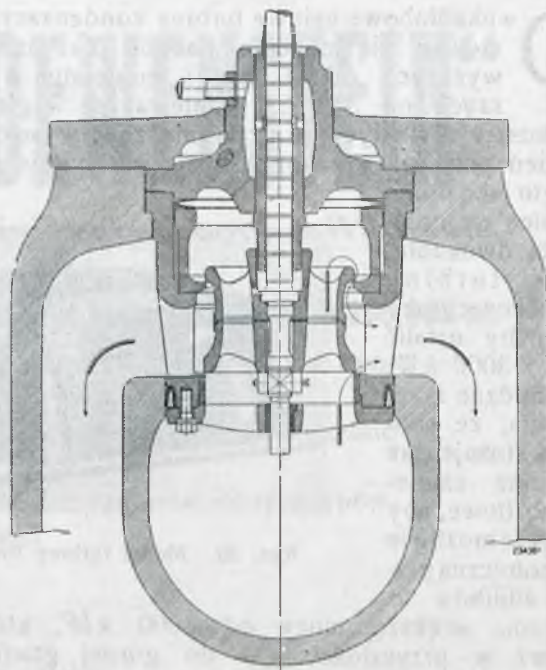
Rys. 41. Cylinder wysokoprężny turbiny 160.000 kW .

prężny cylinder, również bezpośrednio połączony z generatorem o mocy 80000 kW , pracuje z liczbą obrotów $n = 1200$ na minutę. Turbina

temperatur, — łopatki kierownicze są ułożone w tarczach stalowych, umieszczonych w stalowym cylindrze wysokoprężnym. Nacisk osiowy



Rys. 42. Schemat rozrządu turbiny 160.000 kW .



Rys. 43.

posiada łopatki wyłącznie *reakcyjne*, co w danym wypadku przy bardzo dużej ilości pary przepływającej jest bezwzględnie dopuszczalne.

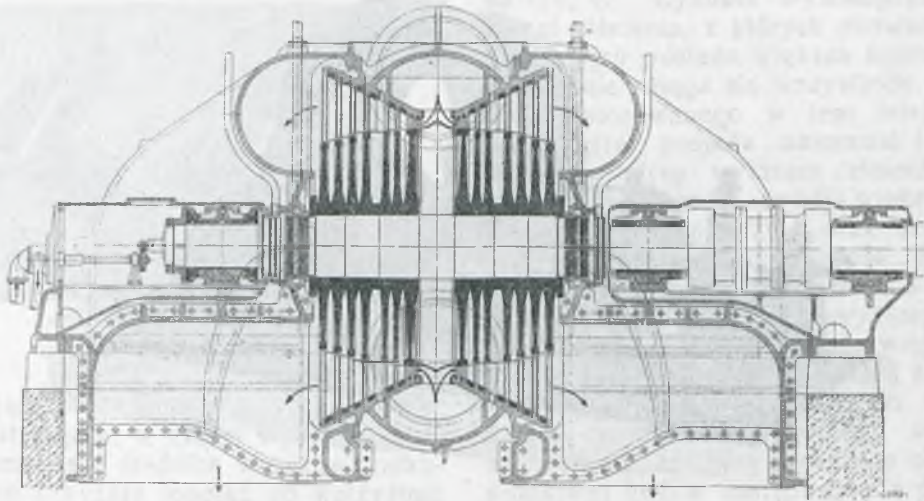
W cylindrze wysokoprężnym, przedstawio-

z powodu reakcyjności turbiny podejmuje tłok odciążający.

Ze względu na przewidywane warunki obciążenia 50000 kW , — 90000 kW i wy-

jątkowo 160000 kW silnik otrzymał odpowiednią regulację, przedstawioną na rys. 42 (patrz także rys. 40 i 41). Para świeża płynie przez dwa zawory główne K do zaworów regulacyjnych. Przy obciążeniu 50000 kW czynne są tylko dwa zawory regulacyjne L , przez które

dwudzielnego, całkowicie odciążonego uwidoczniła rys. 43. Gniazdo ustalone jest w skrzynce tylko w jednym miejscu, a druga jego część może swobodnie wydłużać się i posiada uszczelnienie zapomocą elastycznego pierścienia o kształcie litery U. Siodła zaworów są wykonane z nie-

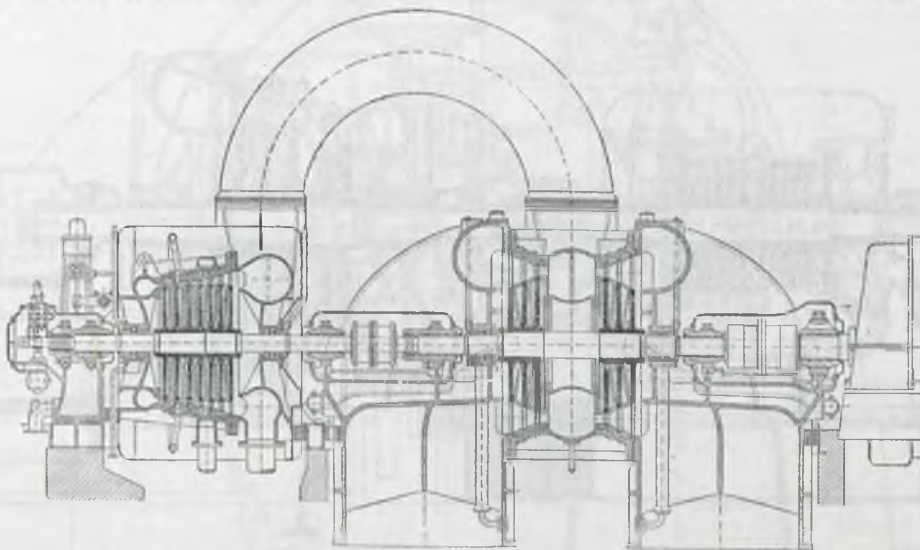


Rys. 44. Cylinder niskoprężny turbiny 160.000 kW .

dostaje się para do rury 2, prowadzącej do przestrzeni pomiędzy tłokiem odciążającym i pierwszym stopniem ciśnienia; — przy obciążeniu 90000 kW czynne są cztery zawory regulacyjne L , przez które para dopływa do rur 2 i 3, z których ostatnia doprowadza parę do przestrzeni

rdzewiejącej stali chromowej. W powyższy sposób *Brown-Broveri* chce usunąć główną wadę zaworów dwusiedzeniowych, t. j. brak dostatecznej szczelności.

Cylinder niskoprężny, przedstawiony na rys. 44, posiada dwukierunkowy przepływ pary,



Rys. 45. Dwukadłubowa turbina Escher i Wyssa.

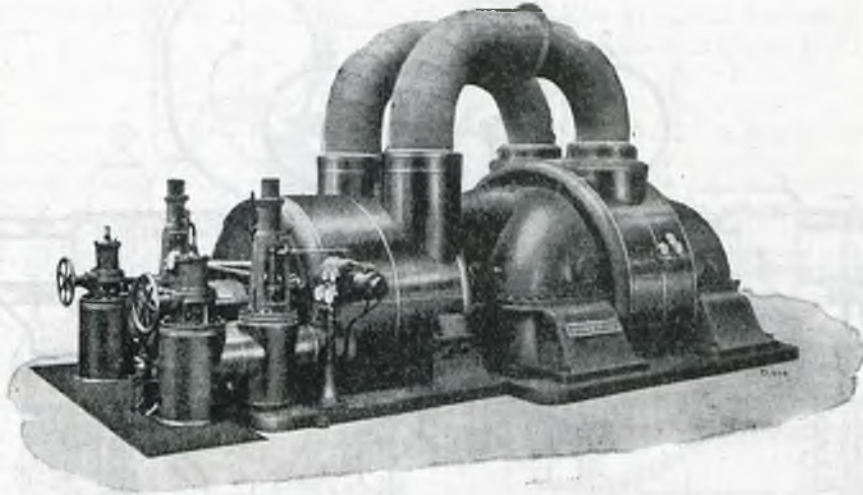
kadłuba turbiny pomiędzy pierwszym i drugim wirnikiem; przy obciążeniu 160000 kW działają jeszcze dwa dalsze zawory regulacyjne M , doprowadzające parę z rur 2 i 3 do przestrzeni kadłuba, znajdującej się pomiędzy drugim i trzecim wirnikiem. Konstrukcję zastosowanego zaworu

wobec czego tłok odciążający jest zbyteczny. Ze względu na dużą prędkość obwodową 300 $m/sek.$, łopatki wirnikowe wykonane są z dokładkami z jednej części, a wieńce ich są usztywnione zewnętrznymi bandażami oraz dwoma pierścieniami drutami. W celu należytego odwod-

nienia części niskoprężnej turbiny dokładki pomiędzy łopatkami kierowniczymi posiadają odpowiednie kanałki.

Ponieważ turbozespół powyżej opisany znajduje się dopiero w montażu fabrycznym, przeto nie można jeszcze zreferować o wynikach

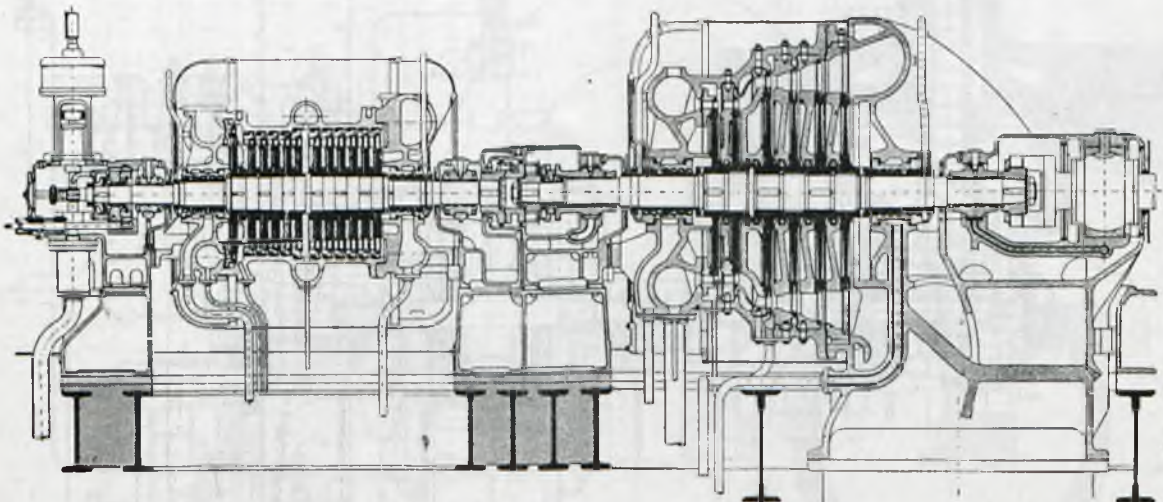
stopni ciśnienia, bo cylinder wysokoprężny posiada 7 stopni, a niskoprężny tylko 3, — czyli stosowanie wirników o dużych średnicach i praca z dużą prędkością pary. Skutkiem tego można w stosunku do tego silnika wyrazić podobne wątpliwości, jakie zaznaczono przy rozważaniu



Rys. 46.

z nim osiągniętych. Naogół można tylko zaznaczyć, że przy ciśnieniach wyższych (n. p. około 35 *atn*), jakie należałoby stosować w turbinach o bardzo wielkiej mocy, nawet kondensacyjnych, nie można ze względu na wymaganą niezawodność silnika polecać używania systemu wyłącznie reakcyjnego w turbinach osiowych.

budowy turbiny, przedstawionej na rys. 28, jedynie część niskoprężna daje większą gwarancję niezawodności silnika z powodu znacznego zmniejszenia średnic wirników i kierownic, uzyskanego przez dwukierunkowy przepływ pary. Wątpliwości co do stosowania u nas generatorów o mocy powyżej 20000 *kW* przy $n = 3000$ *obr/min*.



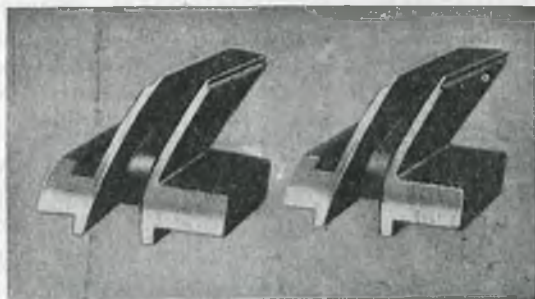
Rys. 47. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna Skody o mocy 6000 *kW*.

Dwukadłubową turbinę kondensacyjną całkowicie akcyjną budowy fabryki *Escher-Wyss* o mocy normalnej 20000 *kW*, a największej mocy stałej 27000 *kW* przy 3000 *obr/min* widzimy na rys. 45. Ciśnienie pary dolotowej wynosi 25 *atn*, a jej temperatura 350° C. Cechą charakterystyczną tej turbiny jest mała liczba

zaznaczyłem już poprzednio. Zewnętrzny widok turbiny z rys. 45 jest uwidoczniony na rys. 46. Ze względu na dużą ilość pary silnik posiada dwa regulacyjne zawory dławiące, równoległe pracujące z powodu przymusowego połączenia ich mechanizmów.

Konstrukcja dwukadłubowych turbin paro-

wych, wyłącznie akcyjnych, *Zakładów Skody* w Pilźnie różni się od turbin Zoelly'ego wykonywanych przez fabrykę *Escher i Wyss'a* zasadniczo tem, że posiada znacznie większą liczbę stopni ciśnienia, dzięki czemu para pracuje ze

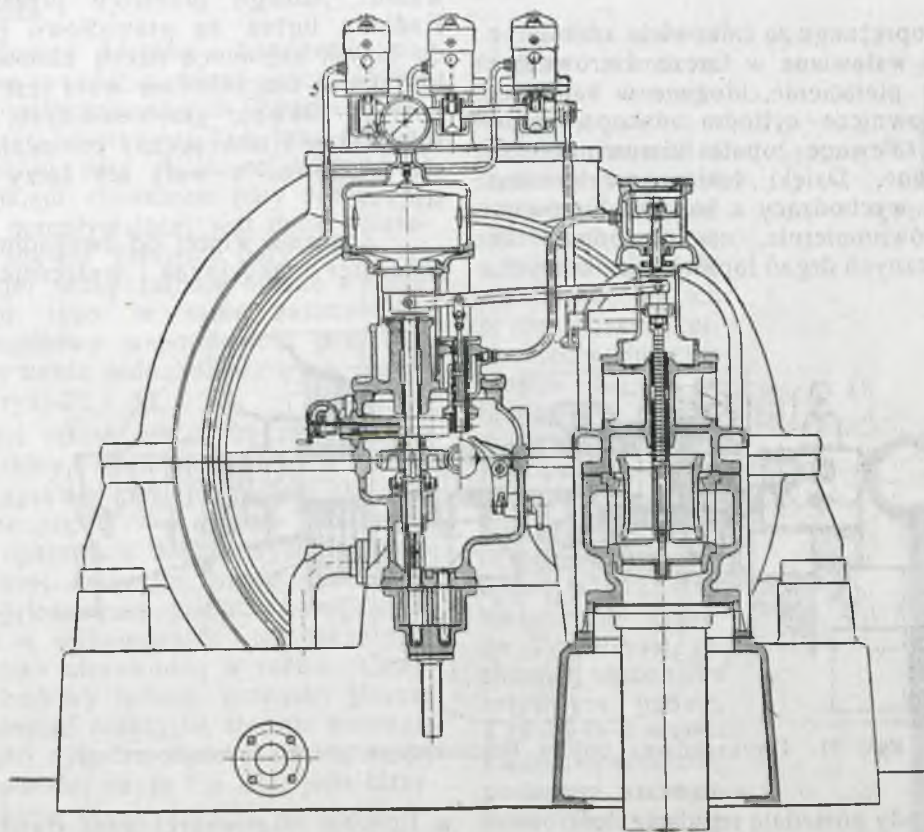


Rys. 48.

znacznie mniejszą prędkością. Korzyści stąd wynikające są następujące: w części wysokoprężnej otrzymuje się mniejsze średnice wirników całkowicie zasilanych i wyższe łopatki, co korzystnie wpływa na sprawność turbiny, a mniejsze średnice

o wielkiej mocy większych średnic, co z powodu nieuniknionego przeginięcia się tarcz kierowniczych zmniejsza niezawodność biegu silnika.

Dwukadłubową turbinę kondensacyjną *Zakładów Skody* o mocy 6000 kW przy ciśnieniu dolotowym 11 atn i $n = 3000 \text{ obr/min.}$ widzimy na rys. 47. Cylinder wysokoprężny posiada 12 stopni ciśnienia, z których pierwszy jako stopień regulacyjny posiada większą średnicę, przez co jednak nie osiąga się wszystkich zalet koła Curtis'a zastosowanego w tem miejscu. Cylinder niskoprężny posiada natomiast tylko 6 stopni ciśnienia. Przy wyższym ciśnieniu pary dolotowej Zakłady Skody używają większą liczbę stopni ciśnienia, n. p., przy $p_1 = 22 \text{ atn}$ i $t_1 = 400^\circ \text{C}$ cylinder wysokoprężny posiada 11 stopni ciśnienia, rozprężając parę do 6 atn, a cylinder niskoprężny 10 stopni. Z powyższego wynika, że w stosunku do planu łopatkowego cylindra wysokoprężnego nie można mieć żadnych wątpliwości, natomiast w stosunku do planu łopatkowego cylindra niskoprężnego można mieć te zastrzeżenia, że przy wyższych ciśnieniach pary dolotowej będzie następowało z powodu wielkiej prędkości pary zbyt szybkie zdzieranie łopatek,



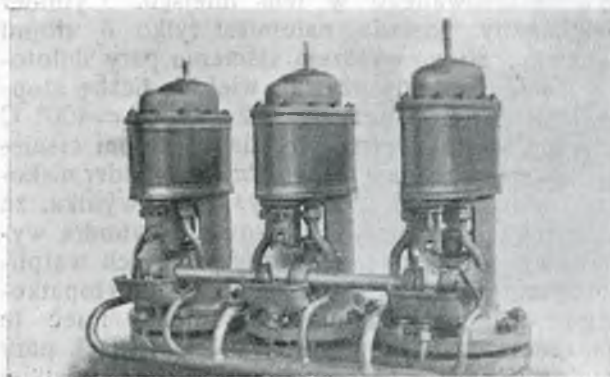
Rys. 49.

poszczególnych stopni części wysokoprężnej wpływają dodatnio na zwiększenie niezawodności silnika, natomiast mniejsze prędkości pary w części niskoprężnej zapewniają mniejsze zdzieranie łopatek, lecz drugostronnie wymagają w turbinach

a przy dużej mocy turbiny, wymagającej dużych średnic wirników, może zachodzić niebezpieczne przeginięcie się kierownic, powodujące zacieranie się ich piast o wirniki. Akcyjna część niskoprężna o kilku stopniach ciśnienia jest kosztow-

niejsza niż *reakcyjna* o znacznie większej liczbie stopni ciśnienia, która zapewnia *większą stałą sprawność silnika i przy dużej mocy większą niezawodność ruchu turbiny*.

W ogólności budowę turbin dwukadłubowych *Zakładów Skody* cechuje bardzo kosztowne wykonanie, bo wytwórnia dąży do uzyskania wysokiej sprawności silnika przez wielką precyzyjność wykonania. Łopatki kierownicze



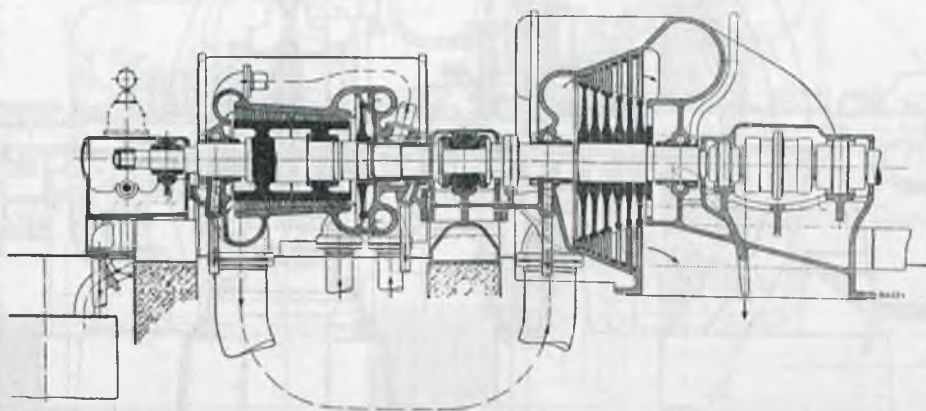
Rys. 50.

cyindra wysokoprężnego są całkowicie obrobione patrz rys. 48 i wstawiane w tarcze kierownicze i w zewnętrzne pierścienie, ułożone w kadłubie, a kanałki kierownicze cylindra niskoprężnego, posiadającego zalewane łopatki kierownicze, są ręcznie obrabiane. Dzięki takiemu wykonaniu strumień pary, wychodzący z kanałka kierowniczego, płynie równomiernie, nie powodując tak łatwo niebezpiecznych drgań łopatek wirnikowych.

rujące dopływ oliwy pod ciśnieniem do serwowatorów, połączonych z oddzielnymi zaworami regulacyjnymi (patrz rys. 50). W porównaniu z innymi mechanizmami regulacyjnymi wykonanie stosowane przez Zakłady Skody jest dość kosztowne, lecz w ruchu dawać może dobre wyniki. Przy wyższych ciśnieniach pary dolotowej Skoda umieszcza skrzynkę zaworów regulacyjnych obok kadłuba turbiny, łącząc te dwie części elastycznymi rurami.

O szczegółach konstrukcyjnych turbin dwukadłubowych Zakładów Skody dodam kilka uwag. Ponieważ turbina w celu osiągnięcia lepszej sprawności pracuje z małym stopniem reakcyjności (5% do 15%), przeto poszczególne stopnie ciśnienia posiadają odpowiednie uszczelnienia, aby zapobiedz uchodzeniu pary poza łopatkami wirników. Również ze względu na sprawność znajdują się po bokach tarcz kierowniczych tarcze blaszane, aby wirnik wirował w możliwie małej ilości pary nie działającej. Wirniki osadzone są na wale zapomocą pierścieni ze skurczem, a umocowane zapomocą dwóch klinów, umieszczonych pod kątem 180°; kliny poszczególnych po sobie następujących wirników są ze względu na nieoślabienie wału wzdłuż jednego przekroju przesunięte o 90°. Kadłuby turbin są prawidłowo przytwierdzone do łożysk zapomocą trzech klinów przy każdym łożysku, a uszczelnienie wału jest dokonane zapomocą dławnic grzebieniastych. Cylinder wysokoprężny i niskoprężny posiadają osobne łożyska stopowe, a wały ich łączy sprzęgło elastyczne.

Znacznie więcej od dwukadłubowych turbin wyłącznie reakcyjnych i wyłącznie akcyjnych są



Rys. 51. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna fabryki Brown-Boveri'ego.

Turbiny Skody posiadają regulację ilościowo-jakościową, zapewniającą nieznaczny wzrost zużycia pary przy zmniejszającym się obciążeniu (rys. 49). Pochwa regulatora odśrodkowego jest dźwignią połączona z suwakiem sterującym i z serwowmotorem oliwnym, działającym na główny zawór regulacyjny. Serwowmotor ten uruchamia także wałek, na którym znajdują się tarcze nieokrągłe, które mogą poruszać suwaki, ste-

w Europie rozpowszechnione dwukadłubowe turbiny kombinowane, akcyjno-reakcyjne.

Fabryka *Brown Boveri* buduje dla mocy aż do 15000 kW przy $n = 3000 \text{ obr/min}$, typ dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej przedstawiony na rys. 51. W cylindrze wysokoprężnym znajduje się jedno koło akcyjne, a przy wyższym ciśnieniu pary dolotowej jedno koło Curtis'a, po którym następuje bezpośrednio część reakcyjna,

umieszczona na dwóch wirnikach z rozszerzonymi wieńcami. W cylindrze niskoprężnym łopatki wirnikowe są umieszczone na tarczach wirnikowych a w celu usunięcia tłoka odciążającego zastosowano przepływ pary przez część niskoprężną o kierunku przeciwnym jak w części wysokoprężnej. Wały części wysokoprężnej i niskoprężnej połączone są sprzęgłem stałym i posiadają tylko jedno obustronnie działające łoże stopowe, natomiast połączenie z wałem generatora uskutecznione jest sprzęgłem elastycznym. Cylinder wysokoprężny jest centrowany w korpusie łożysk od wewnątrz, co ze względu na większe wydłużanie się cieplejszego cylindra niż łoża może wzbudzać poważne wątpliwości; — fabryka Brown - Broveri donosi mi jednak, że obecnie cylinder wysokoprężny turbin dwukadłubowych spoczywać będzie tak samo, jak to fabryka wykonywa w typach trójkadłubowych, na łapach, przylanych do dolnej części kadłuba w pobliżu osi geometrycznej silnika, które to wykonanie nie nastęrcza najmniejszych wątpliwości. Ostatnie można jednak wyrazić, gdyby przewód, łączący cylinder wysokoprężny z niskoprężnym, nie posiadał części sprężystej, wyrównującej nierówne wydłużenie się poszczególnych części silnika.

Dwukadłubowa turbina kondensacyjna, przedstawiona na rys. 51, powinna pracować bez zarzutu przy dostatecznie długich łopatkach wysokoprężnej części reakcyjnej, t. j. przy niezbyt wysokim ciśnieniu pary dolotowej oraz nawet przy dość wysokim ciśnieniu pary dolotowej, jeśli ilość pary przepływającej jest duża. Natomiast przy wysokim ciśnieniu pary dolotowej i niezbyt wielkiej mocy turbiny można wyrazić względem tego typu te same zastrzeżenia, o których szczegółowo wspominałem przy rozważaniu budowy turbin jednokadłubowych, przedstawionych na rys. 32 i 33.

Wątpliwości takich nie nastęrcza typ dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej, w której cylinder wysokoprężny posiada system akcyjny, a cylinder niskoprężny — system reakcyjny. Akcyjna część opanowuje dobrze wysokie ciśnienia i temperatury, reakcyjna część opanowuje dobrze duże objętości pary, posiada dobrą sprawność, jest tania w wykonywaniu i jest także przy dużej mocy silnika niezawodną w ruchu. Oczywiście koszty budowy turbiny, możnaby jeszcze zmniejszyć, stosując reakcyjne stopnie ciśnienia w ostatniej części cylindra wysokoprężnego przy ciśnieniu pary poniżej około 5,5 atn, jeśli otrzyma się dostatecznie długie łopatki wirnikowe; — niezawodność ruchu silnika nie ucierpi na takiej zmianie.

Dwukadłubowe turbiny kondensacyjne typu: cylinder wysokoprężny — akcyjny, a cylinder niskoprężny — reakcyjny — buduje *Pierwsza Brneńska Fabryka* i *Tow. A. E. G.* w Berlinie.

Plan łopatkowy turbiny dwukadłubowej *Pierwszej Brneńskiej Fabryki* dla mocy 10000

kW przy $n = 3000$ obr. min., $p_1 = 25$ atn, $t_1 = 400^\circ \text{C}$, ciśnienie pary pomiędzy cylindrami 1,6 atn, próżnia 96% widzimy na rys. 52. Cylinder wysokoprężny posiada koło Curtis'a o kształcie litery U i 17 stopni akcyjnych, pracujących z małym stopniem reakcyjności. Z powodu wielkiej liczby stopni ciśnienia para pracuje z małą prędkością, co zapewnia dużą sprawność części wysokoprężnej oraz małe średnice wirników, korzystne ze względu na niezawodność ruchu silnika.

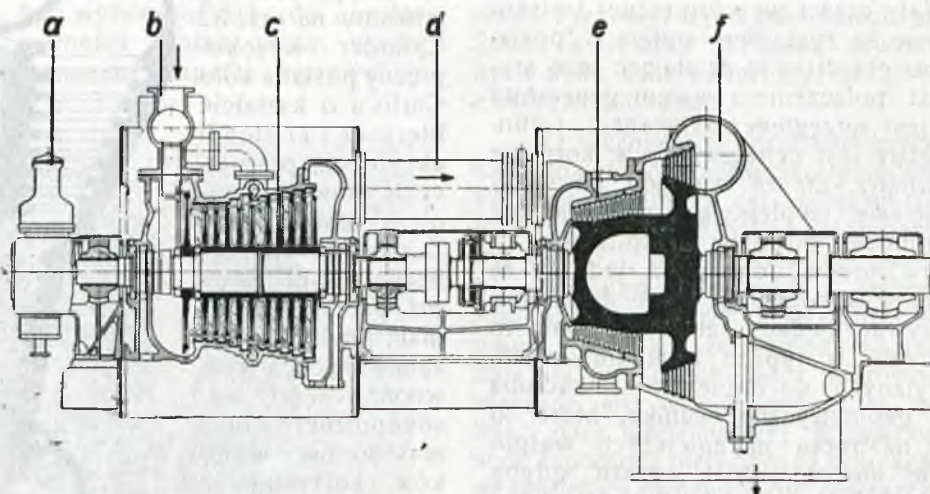
Wobec małych średnic wirników mogą być one wykonane z wałem z jednego kawała, skutkiem czego nie potrzeba obawiać się obłuznienia się wirników na wale lub nasadzenia ich ze zbyt dużym skurczem, powodującym czasem drgania w turbinie; — równocześnie łatwiej można wykonać sztywny wał turbiny pomimo wielkiej liczby stopni ciśnienia. Cylinder niskoprężny posiada 22 stopnie reakcyjne, ułożone na sztywnym bębnie, wykonane z wszelkimi ulepszeniami, podanymi szczegółowo na rys. 39; nacisk reakcyjny podejmuje łożo stopowe, wspólne dla obydwóch cylindrów. Dzięki wielkiej $\sum u^2$ typ ten powinien przy prawidłowym wykonaniu



Rys. 52. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna *Pierwszej Brneńskiej Fabryki* o mocy 10000 kW przy $n = 3000$ obr./min.

warsztatowym posiadać dużą sprawność, czyli odznaczać się małym zużyciem pary, a dzięki zastosowaniu akcji przy wysokich ciśnieniach i temperaturach, a reakcji przy niskich ciśnieniach — powinien być niezawodnym w ruchu; — oczy-

są osobno nasadzone na wał turbiny. Cylinder niskoprężny, łoże stopowe, podejmujące zamiast tłoka odciążającego nacisk reakcyjny, oraz sprzęgło stałe pomiędzy wałami są podobnie wykonane jak na rys. 52.

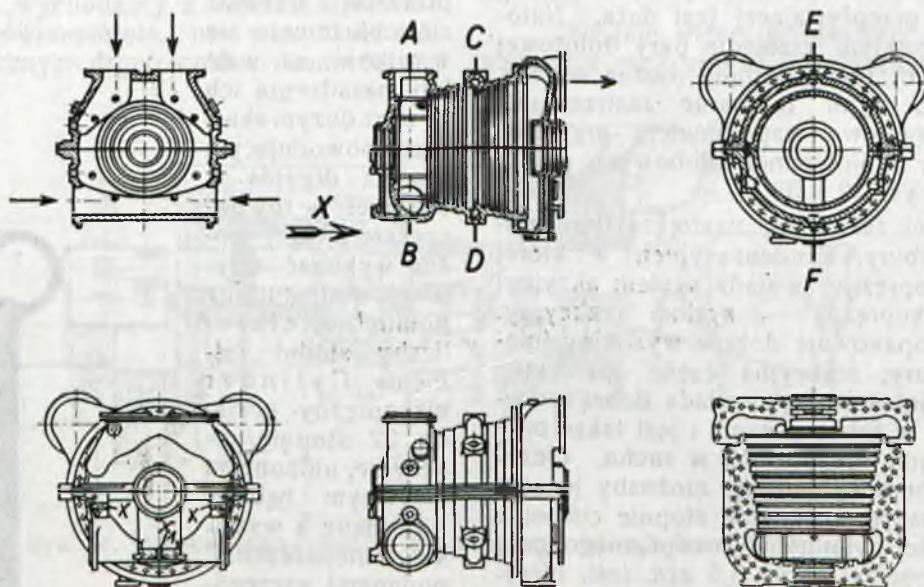


Rys. 53. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna 1-wa AEG dla mocy 32000 kW, przy $n = 1500$ obr/min.

wicie przy dużej objętości pary przepływającej cylinder niskoprężny otrzymuje dwukierunkowy przepływ pary.

Zupełnie podobny typ dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej buduje Tow. A. E. G. w Berlinie. Na rys. 53 widzimy turbinę kondensa-

Szczegółowy rysunek kadłuba wysokoprężnego turbiny przedstawionej na rys. 53, widzimy na rys. 54, niskoprężnego na rys. 55. Dwudzielny kadłub wysokoprężny, wykonany ze staliwa, spoczywa na korpusach łożysk zapomocą klinów X, natomiast klin X₁ ustala pio-



Rys. 54. Kadłub wysokoprężny turbiny 32000 kW.

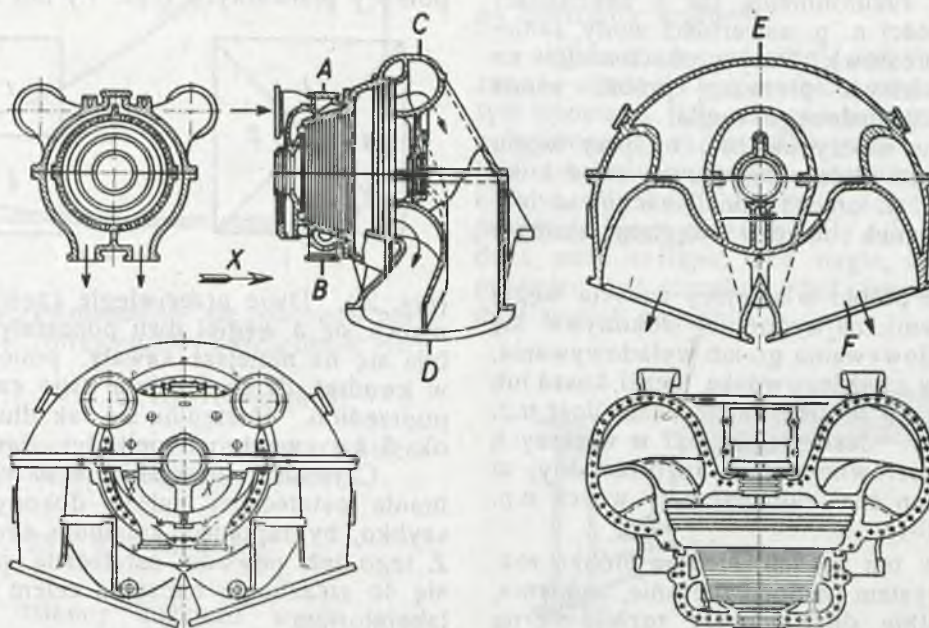
cyjną tej firmy dla mocy 32000 kW przy $n = 1500$ obr/min, przy $p_1 = 35$ atn i $t_1 = 400^\circ$ C; — konstrukcja różni się od budowy Fabryki Brneńskiej głównie tem, że cylinder wysokoprężny posiada mniejszą liczbę stopni ciśnienia. Wirniki, posiadające większe średnice,

nowe położenie kadłuba. Kadłub jest przytwierdzony do łożysk zapomocą kilku śrub. Dopływ pary do kadłuba odbywa się w czterech miejscach, a odpływ jej dwiema rurami. Kadłub niskoprężny, przedstawiony na rys. 55, a wykonany z żeliwa, jest po stronie dopływu

pary tak samo zapomocą takich klinów ustalony względem korpusu łożyska jak kadłub wysokopięny, a po stronie odpływu pary posiada łapy.

W budowie tego kadłuba zwraca szczególną

prężnym dwukierunkowy przepływ pary. Rys. 56 przedstawia taką dwukadłubową turbinę kondensacyjną o mocy 10000 do 20000 kW przy $n = 3000$ obr/min. Wirniki wysokopięne są wy-

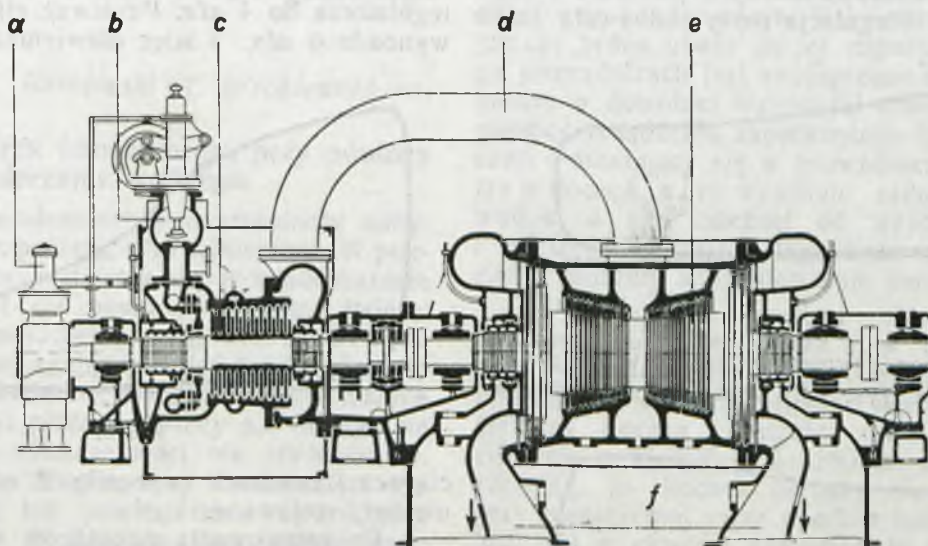


Rys. 55. Kadłub niskopięny turbiny AEG o mocy 32000 kW.

uwagę odwodnienie, uwidocznione w przekroju A — B, oraz prowadzenie pary w króćcach wylotowych.

Przy wielkich objętościach pary wylotowej

konane z wałem z jednego kawała, a wały sztywne (pracujące z mniejszą liczbą obrotów od krytycznej), połączone są sprzęgłem ślism. Turbina posiada tylko jedno łoże stopowe,



Rys. 56. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna T-wa AEG o mocy 10000 do 20000 kW. przy $n = 3000$ obr/min.

oraz przy zbyt wielkich prędkościach obrotowych wirników stosuje Tow. A. E. G. w cylindrze nisko-

a układ cylindrów względem łożysk dokonany jest zapomocą trzech klinów i śrui.