

# PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

## TREŚĆ:

Obecny stan budowy turbin parowych. nap. Dr. Inż. Wiesław Chrzanowski, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Równanie spalania. Paliwa stałe i ciekłe. nap. Inż. H. Krakowiak.

Zasady pracy i budowy pieców, ze szczególnem uwzględnieniem hutnictwa żelaza (dok.). nap. Inż. Z. Warczewski.

Przegląd pism technicznych.

Bibliografia.

## SOMMAIRE:

Progrès récents réalisés dans la construction des turbines à vapeur (à suivre), par M. W. Chrzanowski, Dr. ès. sc. techn., Professeur à l'Ecole Polytechnique de Varsovie.

L'équation de la combustion pour les combustibles solides et liquides, par M. H. Krakowiak, Ingénieur mécanicien.

Principes du travail et de la construction des fours industriels, en particulier des fours sidérurgiques (suite et fin), par M. Z. Warczewski, Ingénieur mécanicien.

Revue documentaire.

Bibliographie.

## Obecny stan budowy turbin parowych<sup>\*)</sup>.

Napisał Dr. Inż. Wiesław Chrzanowski, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Współczesna turbina parowa nie różni się zasadniczo od dawniejszej. Tak jak dawniej, mamy i obecnie turbiny akcyjne, reakcyjne i posiadające stopniowanie prędkości oraz kombinacje powyższych rodzajów. W turbinach akcyjnych odbywa się rozprężanie pary tylko w łopatkach kierowniczych przy stosunkowo niewielkich stratach, natomiast wykonywanie pracy w łopatkach wirnikowych połączone jest z poważniejszymi stratami. Ostatnie są mniejsze przy przepływie przez wieńce łopatkowe turbin reakcyjnych, ponieważ rozprężanie pary odbywa się tak w łopatkach kierowniczych, jak i wirnikowych, skutkiem czego prędkości pary są jednostajniejsze. Straty szczelinowe są natomiast większe w turbinach reakcyjnych, niż w akcyjnych.

Zapomocą stopniowania prędkości (np. w turbinie Curtis'a), którego główną zaletą jest opanowywanie dużego spadku ciepła, a zatem poważne zmniejszenie kosztów budowy silnika oraz znaczne zmniejszenie ciśnienia i temperatury pary dołotowej przed dopływem do kadłuba turbiny, — nie można uzyskać dobrej sprawności. Turbiny o stopniowaniu prędkości buduje się obecnie tylko dla niewielkiej mocy, lub też używa się koła Curtis'a jako stopnia regulacyjnego w turbinach kombinowanych z akcyjną, względnie reakcyjną częścią niskoprężną, zwłaszcza przy mocy mniejszej lub bardzo wysokim ciśnieniu pary dołotowej.

Pomimo że reakcyjne turbiny promieniowe Ljungstroema znalazły w ostatnich latach większe rozpowszechnienie, to jednak rolę dominującą od-

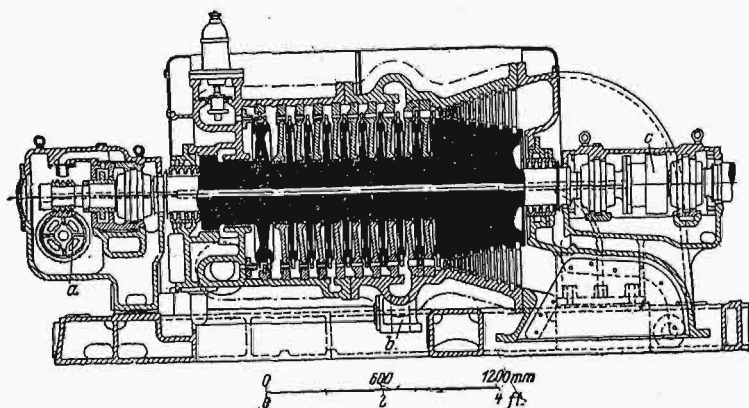
grywają obecnie turbiny osiowe. Rzadko buduje się je jako turbiny czysto reakcyjne lub czysto akcyjne, mianowicie jako czysto reakcyjne tylko przy bardzo dużych jednostkach, w których straty szczelinowe nie są duże i które ze względu na wielki kapitał zainstalowany pracują zwykle pod pełnym obciążeniem, wskutek czego nie uwydatnia się ujemnie wpływ jedynie możliwej regulacji jakościowej. Natomiast prawie wszystkie współczesne turbiny akcyjne pracują z pewnym, choć niewielkim stopniem reakcyjności, mniejszym w części wysokoprężnej, większym w części niskoprężnej. Osiąga się przez to zmniejszenie strat rozpryskiwania oraz korzystniejsze działanie pary na łopatkę, ponieważ przy reakcyjności długość ich po stronie wylotowej nie jest tak znacznie większa od długości po stronie wlotowej. Większość współczesnych turbin parowych osiowych jest typu kombinowanego: 1 koło Curtis'a lub 1 względnie 2 koła akcyjne o dużej średnicy, jako stopień regulacyjny, a następnie wielostopniowa turbina reakcyjna lub wielostopniowa akcyjna z małym stopniem reakcyjności, lub też za stopniem regulacyjnym 3 do kilkunastu stopni akcyjnych i kilkanaście stopni reakcyjnych.

Ponieważ niezawodność biegu odgrywa nie mniejszą rolę od sprawności silnika, przeto przy wyższych ciśnieniach i w turbinach o średniej mocy fabryki stosują często typ ostatnio wymieniony; osiąga się bowiem wówczas dłuższe łopatki reakcyjne, przy których straty szczelinowe są mniejsze i nie zachodzi obawa zatarcia się łopatek z powodu zbyt małych szczelin. Najlepszym na to dowodem jest turbina przedstawiona na rys. 1 o mocy 1 500 kW przy 3000 obr./min, wykonana przez Tow. Akc.

<sup>\*)</sup> Wykład wygłoszony na Kursach uzupełniających dla Inżynierów, zorganizowanych w r. b. przez SIMP.

20. 254/53

Parsons'a, które dawniej budowało wyłącznie turbiny reakcyjne.



Rys. 1.

Turbina kombinowana budowy Tow. Akc. Parsons'a, o mocy 1500 kW.

Ze względu na różnorodne warunki pracy (kondensacja, przeciwpężność, pobieranie pary), ze względu na bardzo różniące się stany pary przed turbiną i różną temperaturę wody chłodzącej, oraz ze względu na bardzo różniącą się moc turbozespołów nie powstała masowa produkcja turbin parowych, którą przepowiadali wybitni konstruktorzy jeszcze przed 20-tu laty, gdy stosowano prawie wyłącznie ciśnienie kotłowe 14 do 16 at przy temperaturze 300° do 350° C. Dziś projektuje się turbiny parowe tak samo, jak konstruowano przed 25-ciu laty wielkie maszyny parowe. Są więc pewne typy, a rzeczą konstruktora jest projektowanie tego rodzaju, aby przez odpowiedni dobór typów możliwie zmniejszyć koszty modeli odlewniczych, na czym jednakże powinna ucierpieć jak najmniej sprawność silnika. Masowa produkcja ogranicza się naogół tylko do łopatek i części regulacyjnych turbiny.

Zmiany w budowie turbin parowych, które nastąpiły w ostatnim dziesięcioleciu, obejmują:

I. Polepszenie sprawności turbiny przez zmniejszenie strat hydraulicznych przy przepływie pary przez turbinę i liczne ulepszenia konstrukcyjne.

II. Polepszenie sprawności całej instalacji silnikowej przez podwyższenie ciśnienia i temperatury pary.

III. Zmniejszenie kosztów inwestycyjnych.

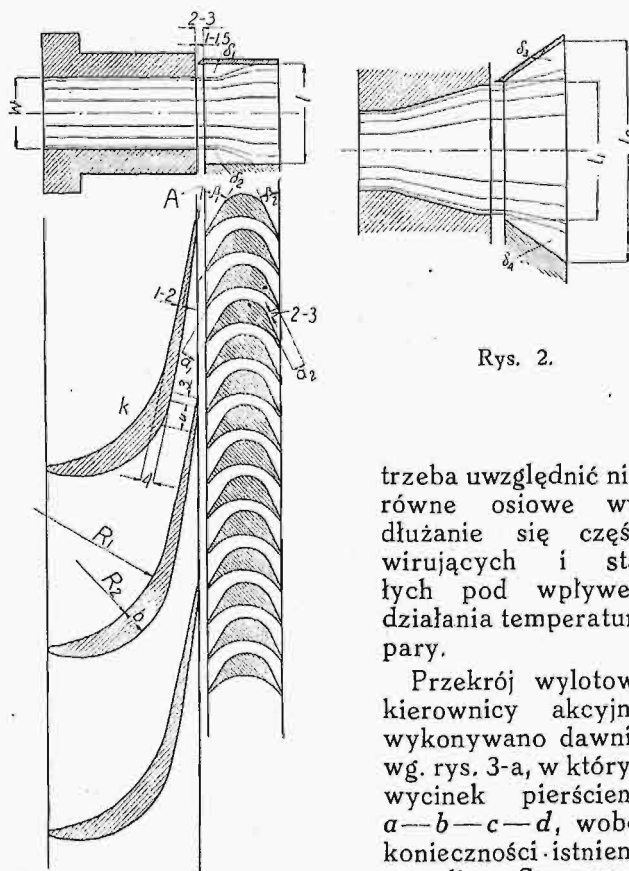
W powyższej kolejności zamierzam omówić najważniejsze zmiany charakterystyczne, które dają nam obraz współczesnej turbiny parowej, w szczególności osiowej.

### I. Polepszenie sprawności turbiny.

Osiągnięcie lepszej sprawności turbiny, uzyskane przez zmniejszenie strat przy przepływie pary przez dysze, względnie kierownice, strat w szczelinach pomiędzy kierownicami i wirnikami, strat przy dopływie pary do łopatek wirnikowych i przy przepływie jej przez nie, oraz przy przepływie pary z jednego stopnia ciśnienia do drugiego, czyli przy przepływie przez całość turbiny oraz odpływie przez króciec wylotowy.

Straty w kierownicach zmniejszono przede wszystkim przez obróbkę całkowitą kanałów przepływowych przy łopatkach niższych od około 50 mm, przez stosowanie takich kształtów łopatek, które nie wywołują wirów z powodu zbyt raptownych zmian kierunku prądu pary, — dalej przez wykonywanie kanałiku łopatkowego o możliwie dużym przekroju, zwiężającym się dopiero przy równoległym prowadzeniu, wynoszącym około 3 mm (patrz rys. 2), oraz przez stosowanie przy parze o wysokim ciśnieniu, posiadającej duży ciężar właściwy, niewielkiej prędkości pary. Dzięki ostatniej, zwiększa się długość łopatek wirnikowych, względnie zwiększa się w turbinach akcyjnych stopień zasilania wirnika, wpływający dodatnio na zmniejszenie strat wentylacji. Równocześnie wykonywa

się łopatkę kierowniczą po stronie wylotowej bardzo cienką, nawet w turbinach akcyjnych ścina się ją do 1 mm, aby strumienie pary, wypływające z dwóch sąsiednich kanałików kierowniczych, łączyły się w jeden strumień w szczelinie pomiędzy łopatkami kierowniczymi i wirnikowymi (patrz A na rys. 2), lub też pozostawiały niewypełnioną przestrzeń o szerokości najwyżej 1 mm. Z tej przyczyny, jak i ze względu na niezawodność biegu silnika, wspomniana szczelina musi wynosić 2 do 3 mm, przyczem



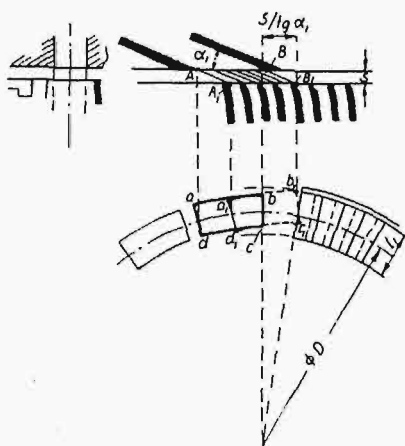
Rys. 2.

trzeba uwzględnić nierówne osiowe wydłużanie się części wirujących i stałych pod wpływem działania temperatury pary.

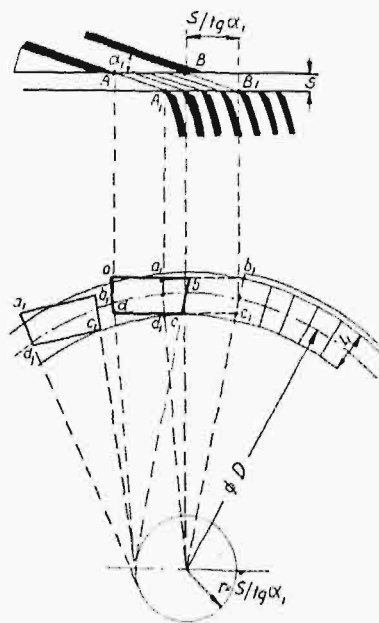
Przekrój wylotowy kierownicy akcyjnej wykonywano dawniej wg. rys. 3-a, w którym wycinek pierścienia  $a-b-c-d$ , wobec konieczności istnienia szczeliny S, rzutuje się na powierzchnię wlotowej wirnika jako  $a_1-b_1-c_1-d_1$ . Celem uchwycenia strumienia parowego, określonego wycinkiem  $a_1-b_1-c_1-d_1$ , kanałiki łopatkowe wirnika musiały otrzymać wysokość  $l$ , a strumień pa-

rowy nie wypełniał ich całkowicie, skutkiem czego powstawały straty przez wiry; — oprócz tego następowało rozbijanie strumienia o łopatki wirnika, bo nie były one równoległe do  $a_1-d_1$ , względnie  $b_1-c_1$ . Ostatnią wadę usunęła fabryka Escher-Wyss (rys. 3b), wykonując boczne ścianki kanału

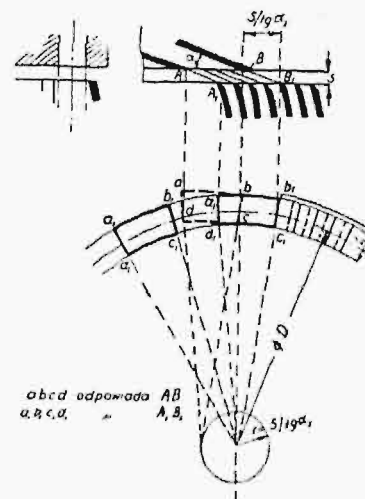
rzystniejszego, wynoszącego 0,5, kąt wlotowy  $\beta_1$  łopatki wirnikowej może przy regulacji ilościowej o większej liczbie zaworów regulacyjnych równać się teoretycznemu dla obciążenia najekonomiczniejszego, które wynosi zwykle 0,75 do



Rys. 3a.



Rys. 3b.

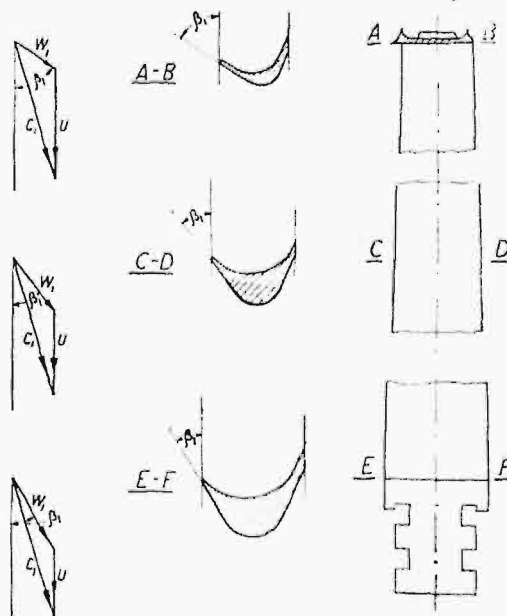


Rys. 3c.

kierowniczego  $a-d$  oraz  $b-c$  stycznie do koła o promieniu  $r = S : \tan \alpha_1$ , zatoczonego ze środka tarczy kierowniczey. Pomimo zastosowania, ze względu na ułatwienie obróbki, prostokątnego przekroju wylotowego, osiągnięto znaczne zmniejszenie wysokości łopatek  $l_1$  oraz lepsze wypełnienie kanału łopatkowego wirnika. Jeszcze korzystniejszą budowę przedstawia rys. 3-c. Boczne ścianki  $a-d$  oraz  $b-c$  przekroju wylotowego kanału kierowniczego są tak samo wykonane jak na rys. 3-b, a górna i dolna ścianka są zatoczone łukiem ze środka kierownicy. Dzięki temu kanał łopatkowy wirnika zostaje całkowicie wypełniony strumieniem parowym, bo łopatkę jego można wykonać nieznacznie dłuższą od kierowniczey.

Ponieważ duża szczelina osiowa (2 do 3 mm) mogłaby w turbinach akcyjnych z dużymi szczelinami promieniowymi spowodować uchodzenie zbyt dużej ilości pary poza łopatki, przeto bandaż łopatek wirnikowych zbliżony jest do kierownicy na odległość 1 do 1,5 mm, a ze względu na niezawodność biegu posiada ostre ściecie (rys. 2). Przy dopływie do wieńca wirnikowego uwzględnia się obecnie szereg rzeczy. Przedewszystkiem przedłużenia ścianki wewnętrznej i zewnętrznej łopatki wirnika powinny zbiegać się w szczelinie pomiędzy kierownicą i wirnikiem (rys. 2), aby uniknąć rozbijania strumienia parowego. Krawędź początkowa nie powinna być zbyt ostra, tylko powinna być lekko zaokrąglona, bo z ostrej krawędzi tworzy się po krótkim okresie pracy rodzaj piły, wpływającej ujemnie na sprawność turbiny. Pochylenie początku grzbietu łopatki wirnikowej różni się względem teoretycznego pochylecia, wynikającego z trójkąta prędkości, zależnie od stopnia ciśnienia turbiny. W akcyjnym stopniu regulacyjnym, w którym stosunek  $u : c_1$ , t. j. prędkość obwodowa: prędkość pary, powinien zbliżać się do teoretycznie najko-

0,8 mocy największej. Przy mniejszym obciążeniu zwiększa się bowiem znacznie spadek adyabatyczny, czyli zmniejsza się stosunek  $u : c_1$ , oraz zmniejsza się teoretyczny kąt  $\beta_1$ . Przy regulacji ilościowej natomiast poleca się w pierwszym stopniu ciśnienia wykonać kąt wlotowy  $\beta_1$  o 2" do 3" większy od teoretycznego. W następnych stopniach ciśnienia zmniejsza się przy zmniejszeniu obciążenia spadek adyabatyczny, skutkiem czego wykonywa się w nich kąt  $\beta_1$  o 3" do 6" większy od teo-



Rys. 4. Przekroje „zwinętej” łopatki.

retycznego, aby uniknąć hamującego wpływu uderzenia pary o grzbiet łopatki. Z ostatniego względu wykonywa się też w turbinach osiowych łopatki wirnikowe zwinęte (rys. 4) przy długości



powyżej około 170 mm, t. j. kąt wlotowy  $\beta_1$  jest przy stopie łopatki mniejszy, a zwiększa się stopniowo w kierunku zewnętrznego obwodu wirnika w miarę zwiększania się prędkości obwodowej. Zewnętrzny widok takiej łopatki widzimy na rys. 5. Oczywiście, przy ustalaniu teoretycznego kąta  $\beta_1$  dla poszczególnych średnic nie można pominąć kąta zapasowego na uderzenie.



Rys. 5.  
Zwinęte łopatki wirnikowe.

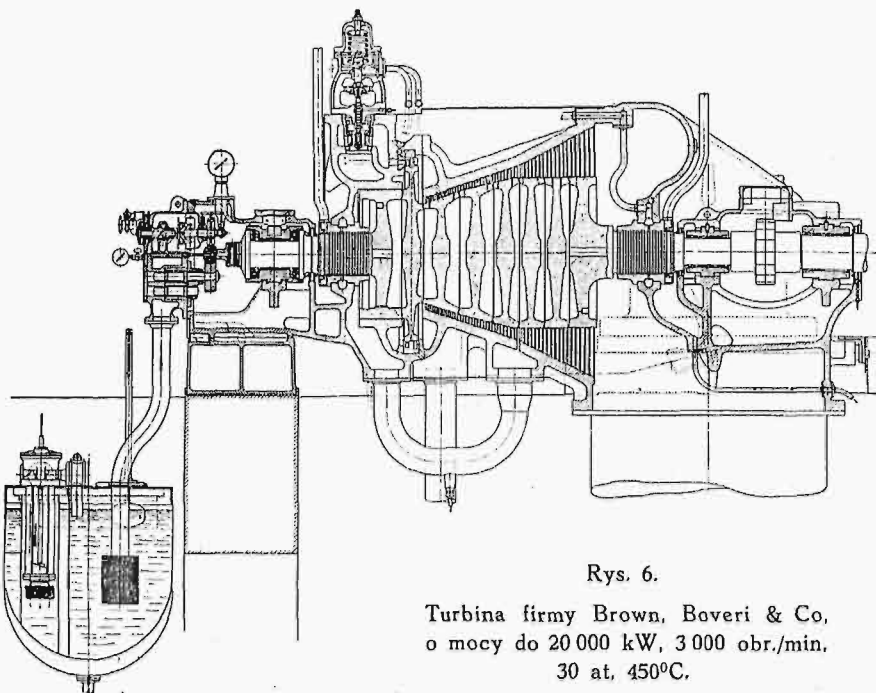
Hamujący wpływ uderzenia wody o grzbiet łopatki uwidacznia się najmocniej w ostatnich stopniach ciśnienia, w których pracuje para wilgotna. We wszystkich współczesnych turbinach o większej mocy zastosowuje się środki do odprowadzania tej wody z turbiny. Niestety, środki używane okazały się niewystarczające. Woda zostaje odrzucana do obwodu zewnętrznego i uderza z powodu swej mniejszej prędkości o grzbiet łopatki, wy-

wołując jednocześnie nadmierną erozję łopatek. Celem umożliwienia lepszego odpływu wody, stosuje się obecnie w turbinach, które nie wymagają uchwycenia strumienia parowego przez ograniczony bandażem kanalik łopatkowy, wzajemne usztywnienie nawet bardzo długich łopatek wirnikowych tylko zapomocą przylutowanych drutów. Równocześnie kąt zapasowy na uderzenie powiększa się tutaj, zwłaszcza na zewnętrznym obwodzie, do 8° a nawet do 10°.

Straty przy przepływie przez kanalik łopatkowy wirnika zależą, oprócz dobrania odpowiedniej podziałki łopatek i prędkości pary, od długości, kształtu i szerokości łopatki. Chcąc osiągnąć dobrą sprawność, nie można stosować w turbinach akcyjnych, ze względu na straty tarcia, krótszych łopatek wirnikowych od 15 mm, a w osiowych turbinach reakcyjnych z uszczelnieniem promieniowym, ze względu na straty szczelinowe, krótszych łopatek od 30 mm.

Para powinna wypełniać kanał łopatkowy na całej jego wysokości. Aby zapobiec stratom (rys. 2), uwidocznionym przy  $\delta_1$  i  $\delta_2$ , łopatka wirnikowa po stronie dolotowej powinna być tylko nieznacznie dłuższa od poprzedzającej ją łopatki kierowniczej, a powiększenie długości łopatki po stronie wylotowej w stosunku do wlotowej powinno być tylko tak duże, aby strumień pary wypełniał całą wysokość kanalik łopatkowego bez pozostawiania luk  $\delta_3$  i  $\delta_4$ . Celem uczynienia zadość tym warunkom, jesteśmy w wielu wypadkach zmuszeni stosować bandaże stożkowe, które ze względów fabrykacyjnych są kosztowne. Szerokość łopatki musi

być tak duża, aby zmiana kierunku strumienia parowego nie była zbyt raptowna i aby tarcie z powodu za dużej szerokości łopatki nie powodowało dużych strat. Po stronie wylotowej pożądane jest równoległe prowadzenie strumienia pary choć na 2 mm, jeśli przepływa on bezpośrednio do drugiego stopnia ciśnienia lub prędkości.



Rys. 6.  
Turbina firmy Brown, Boveri & Co,  
o mocy do 20 000 kW, 3 000 obr./min,  
30 at, 450°C.

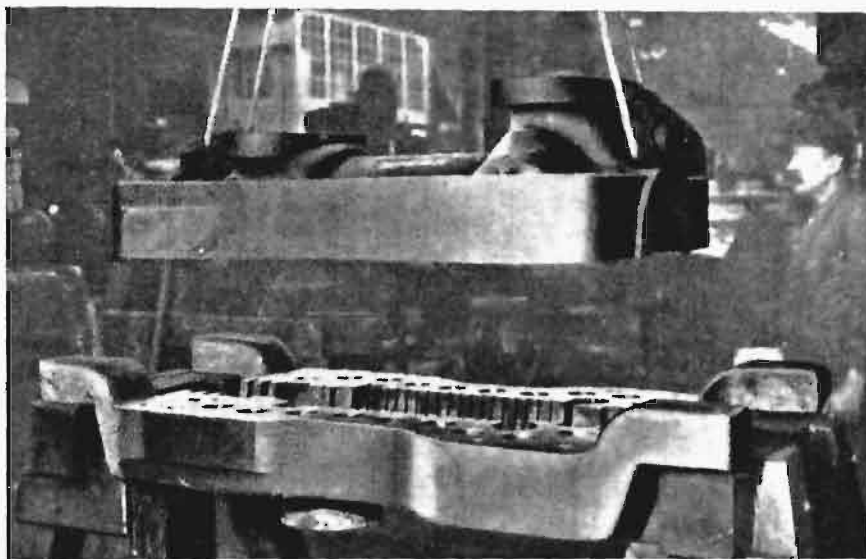
Na zmniejszenie strat wewnętrznych turbiny wpływa w poważnej mierze prawidłowy przepływ pary przez turbinę jako całość. Trzeba więc unikać uskoków średnic za poszczególnymi stopniami ciśnienia, względnie za grupami kilku stopni ciśnienia, bo powstają wówczas nie tylko straty przez wiry pary, lecz równocześnie dodatkowe straty wylotowe za każdym uskokiem. We współczesnej turbinie parowej straty wylotowe powinny zachodzić tylko w ostatnim stopniu ciśnienia i w stopniu regulacyjnym, o ile turbina go posiada. Jako przykład prawidłowego przepływu pary przez całą turbinę przy należytych doborze średnic wieńców wirnikowych dla otrzymania wymaganej długości łopatek, może posłużyć rys. 6, przedstawiający turbinę firmy *Brown-Boveri* o mocy aż do 20 000 kW przy  $n = 3000$  obr./min, ciśnieniu aż do 30 at i temperaturze do 450° C. Turbina ta jest także interesująca ze względu na budowę wirników, spawanych w wieńcach. We współczesnej turbinie parowej straty wylotowe wynoszą w wykonaniu europejskiem 0,5% do 3%, a w amerykańskiem 5% do 6% całkowitego spadku cieplnego przy obciążeniu najekonomiczniejszym. Polepszenie sprawności turbiny przez usunięcie tłoka odciążającego stosowane jest już od szeregu lat.

## II. Polepszenie sprawności całej instalacji parowej.

Powyższe udoskonalenia osiągnięto przede wszystkim przez bardzo znaczne podwyższenie ciśnienia i temperatury pary dolotowej. Zmiana ta wywarła duży wpływ na rozwój konstrukcyjny turbiny i spowodowała jednocześnie różne, poważ-

ne trudności, które przy niskich ciśnieniach i temperaturach prawie nie zachodziły. Omówię je w zależności od rodzajów turbin.

Najpierw poruszę turbiny kondensacyjne, w których stosowanie bardzo wysokiego ciśnienia jest pod względem ekonomicznym racjonalne jedynie przy jednostkach o bardzo dużej mocy. W turbinach o mocy powyżej 25 000 kW moż-



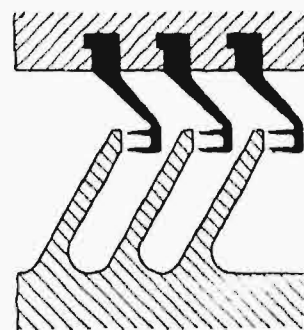
Rys. 7. Kadłub turbiny układany na łapach, spoczywających na płycie fundamentowej w osi geometrycznej silnika.

na uważać ciśnienia 28 do 55 at już za wprowadzone, a możliwe, że po opanowaniu trudności i po zmniejszeniu kosztów konserwacji osprzętu kotłowego i rurociągów, będziemy uważali za właściwe stosować w tych wypadkach 100 at. Natomiast temperatura pary dolotowej nie powiększyła się znacznie w stosunku do dawniej używanej.

Ciekawe, że zmiana ciśnienia i temperatury poszła w innym kierunku w Ameryce i w innym w Europie. W Ameryce stosuje się w nowych wielkich centralach przy jednostkach turbinowych 100 000 kW ciśnienia 100 at, lecz temperaturę tylko 380° C, a najwyżej 400° C. Skutkiem tego powstaje, w celu uniknięcia nadmiernej wilgotności pary w niskoprężnej części turbiny kondensacyjnej, konieczność stosowania podwójnego przegrzewania. Ostatnie uskutecznia się zwykle w kotłowni, prowadząc do niej parę z końca lub z pewnej części kadłuba wysokoprężnego. Wymaga to ze względu na dużą objętość pary rur o dużych przekrojach, więc kosztownych, oraz komplikujących całość instalacji rurociągów, skutkiem czego dozór instalacji jest uciążliwy i kosztowny. W Europie natomiast podwyższenie ciśnienia kotłowego naogół nie jest tak duże, bo waha się pomiędzy 28 i 55 at, natomiast temperatura pary wynosi zwykle powyżej 400° C i dochodzi do 480° C. Skutkiem tego można przy używanych ciśnieniach uniknąć podwójnego przegrzewania pary, które posiada w Europie mało zwolenników.

Wysokie ciśnienie i wysoka temperatura pary dolotowej zmusiły konstruktora, że względu na niezawodność pracy silnika, do umieszczenia wirników w kilku kadłubach, aby zapobiec zbyt du-

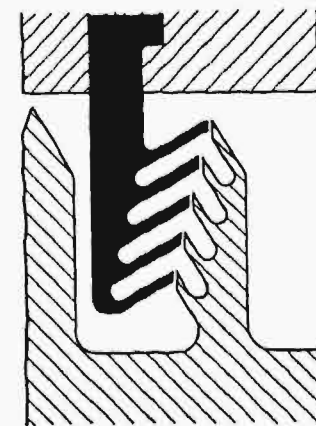
żemu spadkowi temperatury w jednym odlewie, — do nadawania kadłubom kształtów możliwie prostych, zapobiegających odkształceniom szkodliwym i umożliwiającym swobodne wydłużanie się. Ze względu na ostatnie jest bardzo korzystne ułożenie kadłuba na łapach, spoczywających na płycie fundamentowej w osi geometrycznej silnika (rys. 7). Kadłub wysokoprężny wykonywa się przy parze aż do 400° C ze staliwa wyżarzzonego jak najstaranniej według specjalnych przepisów, o granicy plastyczności (płynności) przy 400° C najmniej 18 kg/mm<sup>2</sup>, a przy wyższych temperaturach dodaje



Rys. 8. Dławnica z uszczelnieniem osiowym f-my Westinghouse.

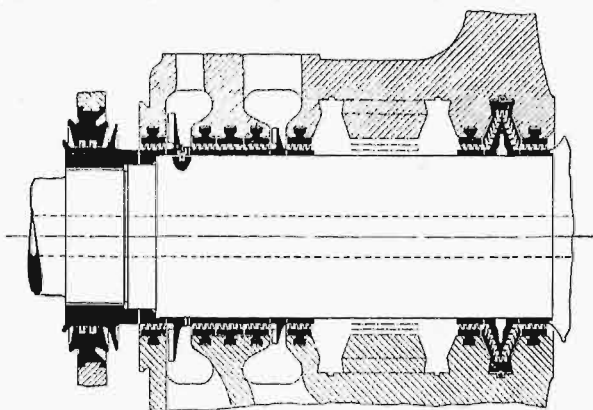
się molibdenu. Nawet przy najwyższych ciśnieniach dzieli się obecnie kadłub w osiowej płaszczyźnie poziomej, a celem zapewnienia szczelności używa się do połączenia śrub długich, które przed dociągnięciem nakrętek podgrzewa się w sposób elektryczny.

Największą trudność konstrukcyjną przy wysokich ciśnieniach i temperaturach sprawiają dławnice, które wykonywa się zwykle jako grzebienie. Przy uszczelnieniu ze szczeliną promieniową zachodzą wówczas, zwłaszcza w turbinach pracujących z częściowym zasilaniem pierwszego wirnika, łatwo odkształcenia pierścieni dławnicy, spowodowane nierównym wydłużaniem się dużej masy tych pierścieni, a przyczyniające się do zatarcia się ich o wał. Z tej przyczyny stosuje się obecnie po stronie wysokoprężnej, przy umieszczeniu łoża stopowego po tej stronie, przeważnie dławnice z



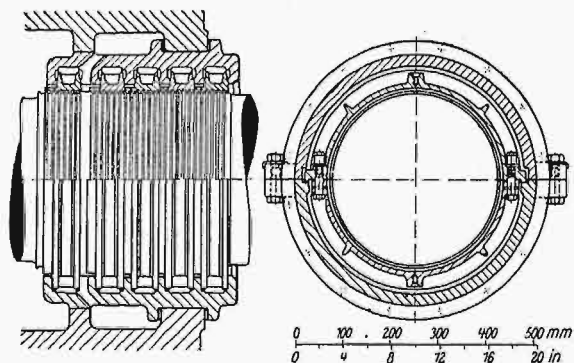
Rys. 9. Dławnica firmy Vickers z uszczelnieniem osiowym.

uszczelnieniem osiowym. Jako przykłady, mogą służyć: rys. 8 (dławnica firmy *Westinghouse*), rys. 9 (dławnica firmy *Vickers*) i rys. 10, przedstawiający dławnicę *Pierwszej Berneńskiej Fabryki* z u-



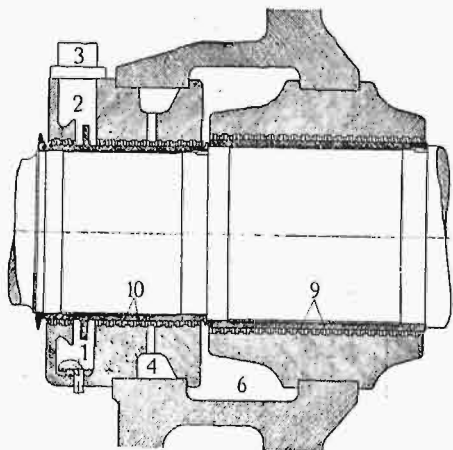
Rys. 10. Dławnica Pierwszej Berneńskiej Fabryki z uszczelnieniem promieniowo-osiowym.

uszczelnieniem promieniowo-osiowym. Przy dławnicach z uszczelnieniem promieniowym trzeba albo umożliwić swobodne ustawianie się tulejki grzebienia



Rys. 11. Dławnica z uszczelnieniem promieniowym firmy A. E. G.

niastej, jak to czyni *Tow. A. E. G.* (rys. 11), lub trzeba stosować bardzo małą masę grzebienia, jak to wykonywa za wzorem *Ljungstroema* firma *Brown-Boveri* (rys. 12). Pewna liczba wytwórni



Rys. 12. Dławnica Ljungström-Brown, Boveri.

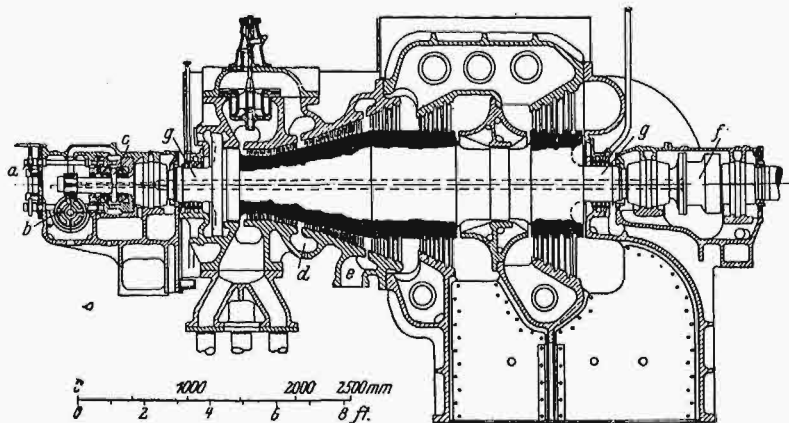
dąży do używania dławnic węglowych przy najwyższych ciśnieniach i temperaturach, np. Sp. Akc. *Oerlikon*.

Osiągnięcie bardzo dużej mocy w jednym silniku przy określonej dużej liczbie obrotów ograniczone jest możliwością wykonania prądnicy, bo konstruktor turbiny może duże objętości pary opierać przez zastosowanie podwójnego, potrójnego lub poczwórnego przepływu pary przez cylinder, względnie cylindry niskoprężne. Jako moc krańcową turbiny dla pojedynczego przepływu pary można uważać 12 000 kW, a przy wysokim ciśnieniu 20 000 kW przy  $n = 3000$  obr/min, dla której to liczby obrotów wykonano już turbiny przy kilkakrotnym odpływie pary o mocy 60 000 kW. Największa dotychczas osiągnięta moc w jednym silniku z trzema prądnicami przy użyciu jednego cylindra wysokoprężnego i dwóch równolegle pracujących cylindrów niskoprężnych, wynosi 208 000 kW przy  $n = 1800$  obr/min; — turbinę tę zbudowała firma *General Electric Co* dla  $p_1 = 42,2$  atn,  $t_1 = 388^\circ \text{C}$ ,  $p_2 = 0,0345$  ata, a posiada ona podwójne przegrzanie.

Następujące konstrukcje, których rysunki podane są według katalogów firm wymienionych, względnie według publikacji inż. *Baumanna* w czasopiśmie firmy *Vickers*, przedstawiają typy turbin kondensacyjnych, jakie stosuje się obecnie dla większej mocy oraz wysokich ciśnień i temperatur.

Turbiny reakcyjne widzimy na rys. 13, 14 i 15. Rys. 13 uwidocznia turbinę jednokadłubową fabryki *Parsons'a* o mocy 12 000 kW przy  $n = 3000$  obr/min z osiowym uszczelnieniem łopatek, nastawnym zapomocą przyrządu *a*. Turbina posiada dławnice węglowe, łożo stopowe *c* systemu *Michella*, pobieranie pary do podgrzewania wody zasilającej przy *e*, widoczny na rysunku zawór na przeciążenie, który komplikuje odlew kadłuba, oraz podwójny, jednakże jednokierunkowy przepływ pary przez ostatnie stopnie ciśnienia. Kształt kadłuba jest zawyżony i może wzbudzać wątpliwości co do trwałości przy stosowaniu wyższych temperatur. Wał wykonany z bębna i tlokiem odciążającym z jednego kawałka.

Dwukadłubową turbinę tej samej wytwórni o mocy największej 30 000 kW przy  $n = 3000$



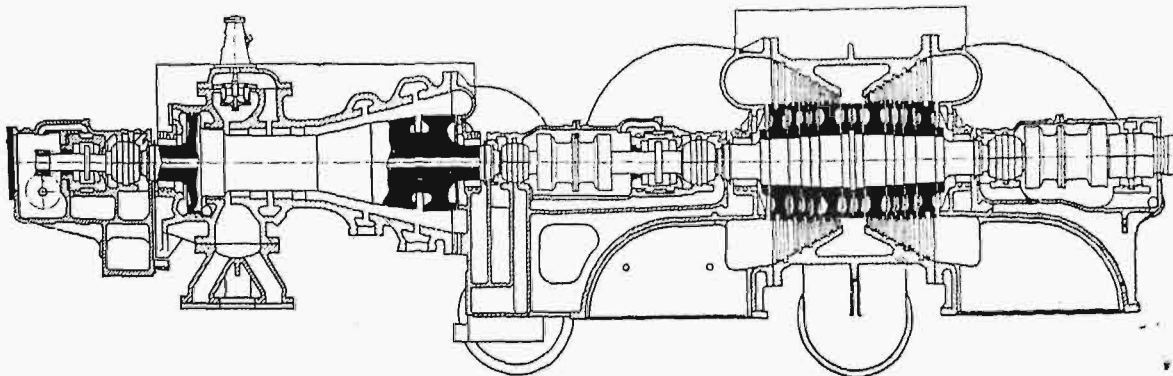
Rys. 13. Reakcyjna turbina jednokadłubowa Parsons'a o mocy 12000 kW przy 3000 obr./min.

obr/min, uruchomioną w r. 1931, widzimy na rys. 14. Zbudowana dla mocy najekonomiczniejszej 24 000 kW, ma ona pracować przy  $p_1 = 24,6$  atn,  $t_1 =$



399° C,  $p_1 = 0,0448$  ata. Wał części wysokoprężnej tworzy jedną całość z bębnem i z tłokiem odciążającym, a w części niskoprężnej, posiadającej dwu-

dołotowej konieczne jest podwójne przegrzewanie pary. W tym celu odpływa ona z kadłuba wysokoprężnego dwiema rurami *a* do kotłowni, skąd po-

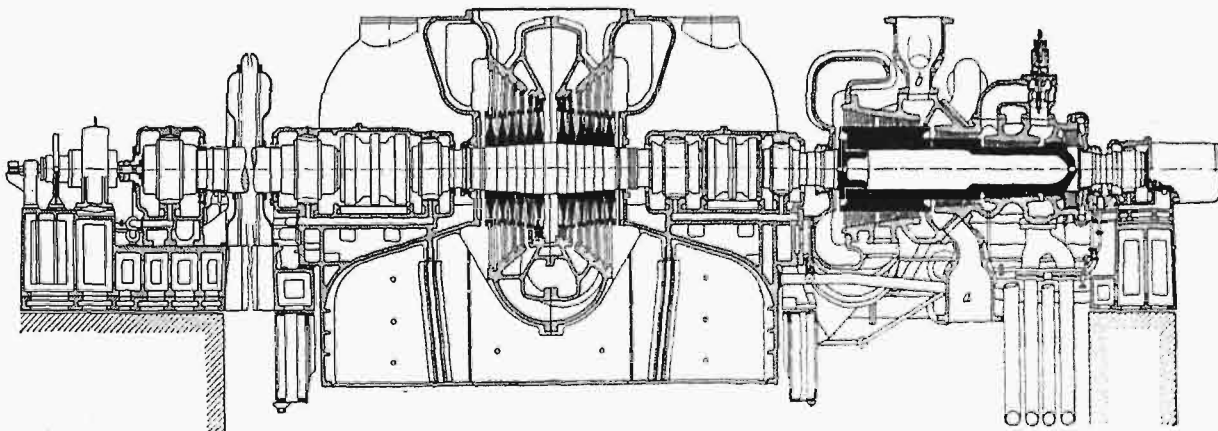


Rys. 14. Dwukadłubowa reakcyjna turbina Parsonsa o mocy najw. 30 000 kW przy 3000 obr./min, 24,6 atn, 399° C.

kierunkowy przepływ pary, łopatki wirnikowe umieszczone są na tarczach. Wały są sztywne.

Budowę dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej z dwukierunkowym przepływem pary w części

wraca rurami *b*, posiadając temperaturę 385° C. Spadek ciśnienia, spowodowany tem przegrzewaniem pary, wynosi około 3 at. Z powodu kanałów prowadzących do zaworu przeciążającego oraz z



Rys. 15. Dwukadłubowa turbina reakcyjna budowy fabr. Allis-Chalmers (U. S. A.) o mocy 65 000 kW, 1800 obr./min., 42,2 atn, 385° C.

niskoprężnej, stosowaną przez fabrykę *Allis-Chalmers*, przedstawia rys. 15. Moc tego silnika wynosi 65 000 kW przy  $n = 1800$  obr./min; — para dołotowa posiada 42,2 atn i 385° C, para wylotowa 0,0345 ata. Ze względu na niską temperaturę pary

powodu króćców dla podwójnego przegrzewania, kształt kadłuba wysokoprężnego jest skomplikowany i może wzbudzać obawę o odkształcenie się jego w ruchu. Wały są sztywne, a bęben tworzy jedną całość z wałem po stronie dołotowej.

(d. n.).

## Nowe wydawnictwa<sup>\*)</sup>.

Księga pamiątkowa ku uczczeniu zasług D-ra h. c. Prof. Maksymiljana Thulliego, wyd. staraniem Wydz. Inżynierji Lądowej i Wodnej Politechniki Lwowskiej i Polsk. T-wa Politechnicznego. Księga zawiera 24 prac i liczy 328 str. Lwów 1932.

Wisła środkowa. Inż. M. Majewski i Inż. T. Tillinger. Ref. na I Nar. Kongres Żeglugi. Wyd. Stow. członków Kongresów gosp. wodnej. Serja B, zes. 3. Str. 43. Warszawa 1932. Cena zł. 3.

<sup>\*)</sup> Wszystkie podawane w tym dziale wydawnictwa są do nabycia w Księgarni Technicznej „Przeglądu Technicznego”, Warszawa, ul. Czackiego 3.

Port na Żeraniu. Inż. T. Tillinger. Ref. na I Nar. Kongres Żeglugi. Wyd. Stow. członków Kongresów gosp. wodnej. Serja B, zes. 4. Str. 39. Warszawa 1932. Cena zł. 3.

Elektrownia Łódzka, 1907—1932. Zarys historyczny i opis techniczny zakładów elektrowni, wydany dla upamiętnienia 25-letniej jej działalności. Opis wykonany pod kier. dyr. prof. inż. E. Ulmanna i dyr. inż. L. Tołłoczki (str. 74 z licznymi rysunkami), uzupełniony szeregiem tablic rys. i cyfrowych za tekstem. Łódź 1932.

Mémoires de l'Association Internationale des Ponts et Charpentes. Tom I Str. 517 (40 prac). Zurych 1932.

Premier Congrès International des Ponts et Charpentes, Paris, 19—25 mai 1932. Publication préliminaire, publiée par le Secrétariat Général à Zurich. Str. 683 (26 prac). Zurych 1932.