

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ: *Wiesław Chrzanowski.* — Spółczesne wielkie turbiny parowe. — *Ludwik Uzarowicz.* Metodyczny sposób prowadzenia zajęć w warsztatach średnich szkół technicznych. — *R. Witkiewicz.* Dział mechaniczny na II-ch Targach Wschodnich we Lwowie (5/IX—15/IX 1922 r.). — Wiadomości gospodarcze. — Kronika.
Z 10-ma rysunkami w tekście.

SPÓŁCZESNE WIELKIE TURBINY PAROWE.

Napisał Dr. inż. Wiesław Chrzanowski.

Z licznych systemów turbin parowych, powstałych w dwunastoletnim okresie ich rozwoju na początku wieku bieżącego, pozostały z początku roku 1914 jako silniki o wielkiej mocy przy pracy z kondensacją właściwie tylko dwa typy, różne pod względem budowy przebiegu pracy, lecz równorzędne sobie pod względem niezawodności biegu i ekonomicznego wyzyskania pary, mianowicie osiowe turbiny kombinowane:

Typ I. koło Curtis'a o dwóch lub rzadziej trzech stopniach prędkości jako część wysokoprężną z wielostopniową turbiną *Parsonsa* jako częścią niskoprężną;

Typ II. koło Curtis'a o dwóch stopniach prędkości jako część wysokoprężną z wielostopniową turbiną akcyjną systemu *Zoelly'ego* lub *Rateau'a* jako częścią niskoprężną.

Przez zastosowanie koła *Curtis'a* osiągnięto w obydwóch wypadkach, w przeciwstawieniu do turbin, posiadających w części wysokoprężnej wieńce łopatkowe *Parsonsa* względnie *Zoelly'ego* lub *Rateau'a*, — liczne znane korzyści:

a) pomimo możności zastosowania mniejszej liczby obrotów bardzo znaczne skrócenie silnika, a więc zmniejszenie kosztów budowy (zwłaszcza w porównaniu z turbiną *Parsonsa*, w której oprócz tego zbyt niskie łopatki części wysokoprężnej wpływają ujemnie na współczynnik sprawności, głównie z powodu niekorzystnego wpływu ścianek i końców łopatek na końcowe partje wąskiego, pierścieniowego strumienia pary);

b) z powodu częściowego zasilania wirnika *Curtis'a*, zaopatrzonego w niezbyt niskie łopatki, możność zastosowania regulacji ilościowej lub ilościowo-jakościowej zamiast regulacji jakościowej, dławiącej parę dolotową;

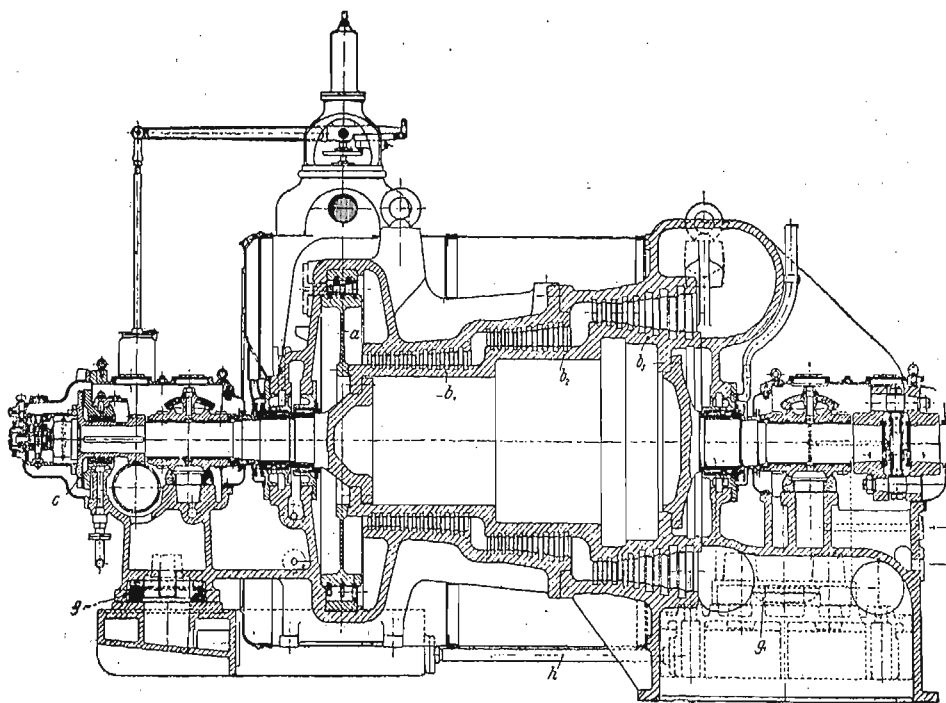
c) możność używania bardzo wysokiego przegrzania pary, a pomimo to, z powodu spadku ciśnienia w dyszach przed kołem *Curtis'a* na 3 do 2 atm. abs., działanie pary tylko o niskim ciśnieniu i niskiej temperaturze na dławnicę wysokoprężną i na osłonę turbiny.

Pomimo że w wirniku akcyjnym o jednym stopniu prędkości osiąga się znacznie lepszy współczynnik sprawności niż w wirniku *Curtis'a* o dwóch stopniach prędkości, powyżej wspomniane typy turbin kombinowanych posiadają, z powodu odpowiedniej budowy części niskoprężnej, ogólny współczynnik sprawności turbiny, pomimo większych strat w kole *Curtis'a*, bynajmniej nie gorszy niż osiągnięty w innych systemach.

Znacznie mniej rozpowszechnione były w okresie wspomnianym wielostopniowe turbiny akcyjne systemu *Zoelly'ego* lub *Rateau'a*, a to głównie z powodu większego zdzierania się łopatek w części niskoprężnej, którego przyczyną były wielkie prędkości pary w tej części. Nazwijmy te turbiny *Typem III*.

Po ustaleniu normalnych, w praktyce wypróbowanych typów, dążenie konstruktorów zwróciło się nie tylko w kie-

runku ulepszenia tych turbin pod względem ekonomicznej pracy i uproszczenia, czyli zarazem potania budowy, lecz również w kierunku podniesienia wytwarzanej w jednym turbogeneratorze mocy przy równoczesnym podwyższeniu jego liczby obrotów. 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 niż $n=2000$ obr. na min.; — chcąc pędzić turbinę o większej mocy z większą liczbą obrotów, celem lepszego wyzyskania pary, stosuje się obecnie pomiędzy turbiną parową a generatorem elektrycznym przekładnię zębatą. Natomiast w *turbogeneratorach o prądzie zmiennym* jest ze względu na obniżenie ceny sprze-



Rys. 1.

dażnej bardzo pożądane osiągnięcie dużej liczby obrotów, mianowicie $n=3000$ obr./min., liczba zaś taka jest najwyższą dopuszczalną w generatorach wielkich przy częstotliwości 50 okresów/sek. Wysiłki konstruktorów turbin parowych osiągnęły w tym względzie w ostatnich latach bardzo dodatnie wyniki, bo gdy w roku 1912 budowano przy $n=3000$ obr./min. takie turbogeneratory o mocy 6000 kW, obecnie buduje się je już aż do mocy 25000 kW. Przy większej mocy w jednym silniku stosuje się, ze względu na wytrzymałość wirników i łopatek, mniejsze liczby obrotów, naprzykł. $n=1500$ obr./min. przy mocy 30000 do 40000 kW, $n=1000$ obr./min. przy mocy 50000 do 60000 kW.

Rozwój budowy turbin typu I.

Po roku 1912 ujawniło się w budowie tego typu, składającego się z koła *Curtis'a* o 2 lub 3 stopniach prędkości jako części wysokoprężnej i turbiny *Parsonsa* jako części niskoprężnej (rys. 1), najpierw dążność do osiągnięcia mniej-

szego zużycia pary i do usunięcia, względnie znacznego zmniejszenia, tłoka odciażającego. Myśl tę urzeczywistnił najpierw inżynier francuski Barbezat. Jako przykład turbiny parowej tego rodzaju może posłużyć rys. 2, przedstawiający konstrukcję *Pierwszej Brneńskiej Fabryki* w Brnie. W silniku tym zastąpiono koło Curtis'a i średnioprężną część bębna trzema lub czterema kołami akcyjnymi, tak, że składa się on z kilku kół Zoelly'ego jako części wysoko i średnioprężnej i z turbiny Parsons'a jako części niskoprężnej. Przewodnią myślą przy budowie tej kombinowanej turbiny była dążność do zmniejszenia zużycia pary. Koła Zoelly'ego, o ile możności zasilane na całym obwodzie, więc wyzyskujące prędkość

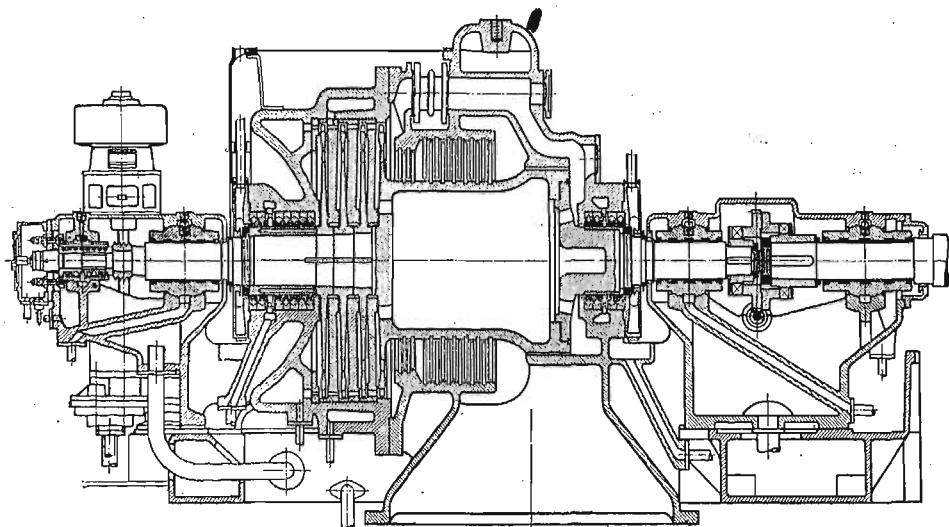
spotrzebowanie pary na 1 kW-godz. wzrasta w stosunku do zużycia pary przy pełnym obciążeniu:

Przy obciążeniu	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$
Przy regulacji ilościowo-jakościowej o	4,5%	11%
Przy regulacji jakościowej o	8%	28%

Widzimy więc, że stosowanie regulacji kombinowanej przynosi tutaj znaczne korzyści i że pierwszy wirnik powinien być całkowicie zasilany tylko przy obciążeniu większym niż $\frac{3}{4}$ pełnego.

b) *Turbina* 9000 kW, $n = 1440$ obr./min. ustawiona w r. 1917 w Wiedniu, posiadająca regulację ilościowo-jakościową (patrz tablica na str. 313-ej).

Oprócz zmniejszenia zużycia pary, przedstawiona na rys. 2 turbina kombinowana posiada jeszcze inne dodatnie strony. Przedewszystkiem z powodu usunięcia reakcyjnej części średnioprężnej nacisk osiowy w kierunku prądu pary nie jest zbyt wielki, skutkiem czego można zamiast zwykłych tłoków odciażających zastosować łożysko stopowe, podejmujące wspomniany nacisk zapomocą stojącej pod ciśnieniem oliwy, lub też tylko jeden tłok odciażający po stronie niskoprężnej, więc chłodnej części osłony, według metody Fullagar'a (rys. 2), co przedstawia bezwątpienia pewną zaletę. Zamiast uszczelnienia grzebieniastego, dławnice posiada



Rys. 2.

wylotową wirnika poprzedniego, posiadają bowiem większy współczynnik sprawności, gdyż rozprężanie pary mniej odbiega od ekspansji adyabatycznej niż przy użyciu koła Curtis'a, czyli mniej powiększa się entropja. Przy zastosowaniu najkorzystniejszego stosunku prędkości obwodowej wirników do prędkości pary, współczynnik sprawności jest dla kół Zoelly'ego korzystniejszy niż dla kół Curtis'a.

O wynikach, osiągniętych w turbinach tego typu, a potwierdzających słusność wprowadzonej zmiany, fabryka wspomniana podaje następujące dane:

a) *Turbina* 1000 kW, $n = 3000$ obr./min. (publikacja z r. 1916).

ją pierścienie z mieszaniny węgla z grafitem z doszczelnieniem parowym.

W wielkich turbinach tego rodzaju umocowanie długich łopatek (około 350 mm) wirnikowych części niskoprężnej wymaga wielkiej staranności. Pierwsza Brneńska Fabryka stosuje tutaj budowę (patent fabryki), przedstawioną na rys. 3, w której łopatki w miejscu przytwierdzenia ich do bębna nie są osłabione żadnymi wcięciami, a trzymane są silnie przez odpowiednio wygięte dokładki. Dokładki wypełniają przestrzeń *A B C D E F G H*, końce łopatek wirnikowych natomiast przestrzeń *A m n H*.

Numer doświadczenia.	1	2	3	4	5
Stopień obciążenia.	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$
Moc turbogeneratorsa w kW	502	499,5	754	754,2	992,15
Ciśnienie pary przed wentylem wlotowym w atm. nadciśn.	12,15	12,2	12,1	11,9	12,5
Temperatura pary przed wentylem wlot. w ° Cels.	319	321	323	320,5	324
Ciśnienie pary przed 1-szą kierownicą w atm. nadciśn.	6,2	12,1	8,3	11,65	11
Temperatura pary przed 1-szą kierownicą w ° Cels.	312	320	313	320	321
Próżnia w procentach %	95,5	95,3	95	94,8	94,2
Zużycie pary na 1 kW — godz. w kg	7,7	6,66	6,49	6,26	6,02
Spółczynnik sprawności generatora elektrycznego	0,9	0,9	0,93	0,93	0,94
Zużycie pary na 1 kW — godz. przy sprzęgle w kg.	6,93	5,994	6,04	5,82	5,66
Zużycie pary na 1 HPe — godz. w kg.	5,09	4,4	4,44	4,25	4,15

Doświadczenia 1, 3 i 5 wykonano przy regulacji jakościowej zapomocą dławienia pary admisyjnej bez zmniejszania stopnia zasilania pierwszego wirnika, natomiast doświadczenia 2 i 4 przy regulacji ilościowo-jakościowej przez zastosowanie mniejszego stopnia zasilania pierwszego wirnika zapomocą zamknięcia dopływu pary świeżej do części pierwszej kierownicy. Pomimo, że w ostatnim wypadku opory wentylacyjne wzrastają i, że prędkość wylotowa pary, wychodzącej z pierwszego wirnika, nie zostaje całkowicie wyzyskana, zużycie pary jest mniejsze niż przy zwykłym dławieniu pary dolotowej. Jak z tabelki poprzedniej wynika,

Osiągnięcie wielkiej mocy ponad 4000 kW w jednym silniku przy dużej liczbie obrotów $n = 3000$ obr./min. co ze względu na generator elektryczny o prądzie zmiennym i na obniżenie kosztów wytwórczych jest bardzo pożądane, wymagało zastosowania innych środków konstrukcyjnych od tych, których urzeczywistnienie widzimy na rys. 2. Maksymalna moc turbiny parowej przy pewnej liczbie obrotów jest bowiem określona przez wolny przekrój przepływowy dla pary w wieńcu łopatkowym ostatniego wirnika, więc przez średnicę tegoż wirnika i długość jego łopatek. Śwobodna, więc wystająca długość l łopatek ponad wirniki wy-

Numer doświadczenia	1	2	3
Stopień obciążenia	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{4}{4}$
Moc turbogeneratorsa w kW	4660	6800	9250
Ciśnienie pary przed wentylem wlotowym w atmosferze nadciśnienia	13,05	13,02	12,8
Temperatura pary przed wentylem wlotowym w ° Cels.	302	300	298
Próżnia w rurze wylotowej turbiny atm. abs.	0,044	0,051	0,058
Zużycie pary na 1 kW — godz. w kg.	5,8	5,56	5,52
Spółczynnik sprawności generatora elektrycznego	0,931	0,95	0,955
Zużycie pary na 1 kW — godz. przy sprzęgle w kg	5,4	5,28	5,27
Zużycie pary na 1 HPe — godz. w kg	3,98	3,89	3,88
Termodynamiczny współczynnik sprawności turbiny	0,703	0,74	0,756

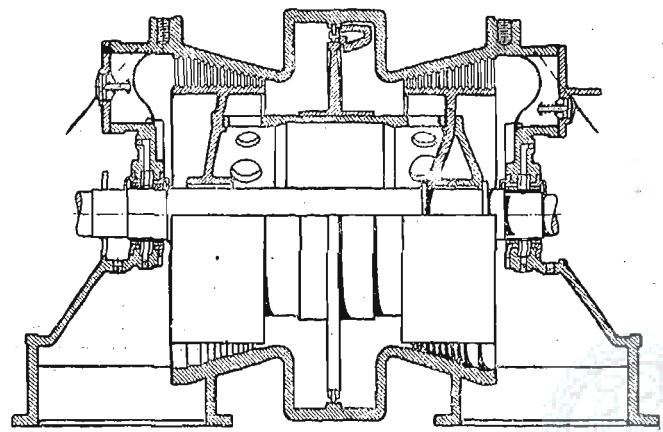
konywa się zwykle w zależności od średniej średnicy wirnika D_m , mierzonej do środka wysokości łopatek, mianowicie spotykamy najczęściej:

$$l \leq \frac{D_m}{5}$$

Stosowanie większej długości łopatek jest naogół niewłaściwe, gdyż wolny przekrój przepływowy pomiędzy łopatkami wirnika byłby wtedy przy zewnętrznej średnicy wieńca znacznie większy niż przy wewnętrznej średnicy i naprężenia jednostkowe łopatek, zwłaszcza przy prędkościach obwodowych wirnika ponad 200 m/sek. i D_m ponad 1,2 m, byłyby bardzo duże, a prócz tego zbyt długie łopatki łatwo podlegałyby drganiom niebezpiecznym. Nie mogąc dowolnie powiększać długości łopatek, należało powiększyć średnicę wirnika, a gdyby to było niemożliwe, podzielić jeden wirnik na dwa, pracujące równolegle.

W turbinach rozważanego typu I, część niskoprężną tworzyła turbina Parsons'a, w której wirnik posiadał kształt bębna. Naprężenie zwykłego bębna zależy w bardzo nieznacznej mierze od grubości jego ścianki, a prawie wyłącznie tylko od jego prędkości obwodowej. Ze względu na dopuszczalne naprężenie (około 1000 kg/cm² dla żelaza zlewne- go), wywołane działaniem siły odśrodkowej, mogą bębny

podobnego ustroju stosowała dawniej amerykańska fabryka *Westinghouse Machine Co w East Pittsburg* (rys. 4), lecz nie ze względu na dopuszczalną prędkość obwodową u , gdyż



Rys. 4.

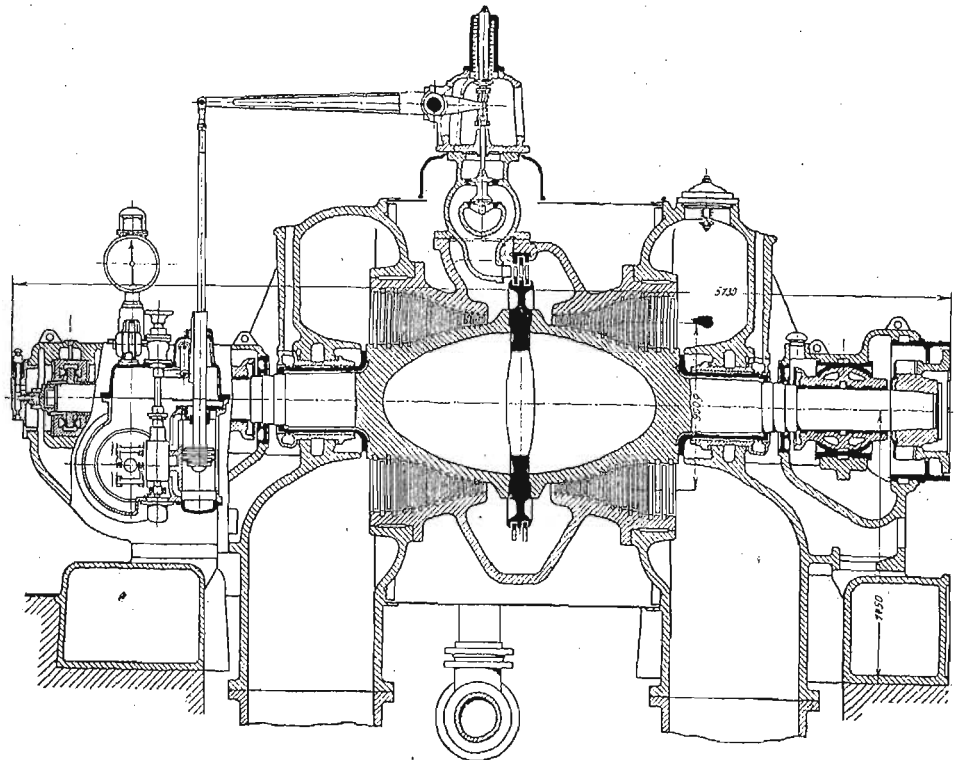
biegły one z $n=1000$ obr./min., a z powodu dążności do usunięcia tłoków odciażających. Po wyjściu z kotła Curtisa'a para płynie do jednej części wielostopniowej turbiny reakcyj-



Rys. 3.

pracować przy prędkości obwodowej $u \leq 125$ m/sek., czyli powinny przy $n=3000$ obr./min. posiadać średnicę $D \leq 800$ mm (mierzoną do środka wieńca bębna).

Chcąc więc przy $n=3000$ obr./min. zachować, ze względu na sztywność układu całości, wirnik o kształcie bębna, należało parę, wychodzącą z kotła Curtisa'a prowadzić dwiema drogami w części niskoprężnej. Budowę wielkich turbin

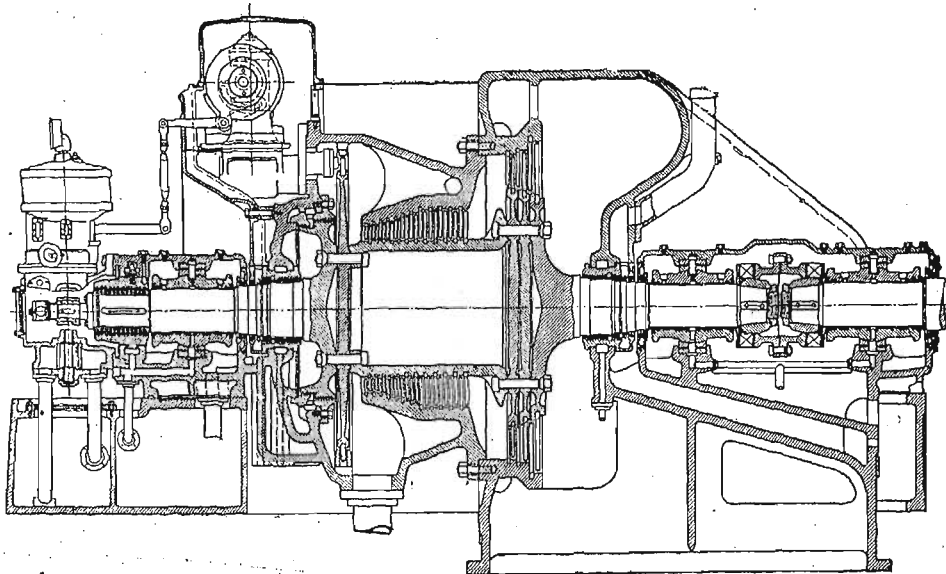


Rys. 5.

nej bezpośrednio, a do drugiej przez otwory, znajdujące się w bębnie. Ponieważ para przepływa części niskoprężne w kierunkach przeciwnych, znosi się nacisk, powstający z powodu reakcyjności turbiny, skutkiem czego tłoki odciażają-

jące są zbędne i odpadają straty przez nie spowodowane. Słabą stroną podobnej budowy jest natomiast trudność zapewnienia swobodnego wydłużania się osłony turbiny ze względu na podwójny wylot pary; — celem umożliwienia swobodnego wydłużania należy rury wylotowe elastycznie połączyć z kondensatorem.

Ten sam ustrój silnika pod względem przepływu pary stosują obecnie niektóre fabryki w turbinach parowych o wielkiej mocy przy $n = 3000$ obr./min., np. na rys. 5 widzimy budowę, używaną przez fabrykę *Melms & Pfenniger'a* w Monachium dla turbiny o mocy 10 000 kW przy próżni 95%. Pod względem konstrukcyjnym jest tutaj ciekawe wykonanie bębna, którego średnica D jest ze względów wytrzymałościowych, w przeciwstawieniu do normalnych konstrukcji bębnow *Parsonsa*, największa w środku, ponieważ



Rys. 6.

tutaj bęben jest podparty kołem *Curtisa*'a, nie posiadającym żadnego otworu na piastę, a łopatki w tej części są najniższe. Przy ostatnich wieńcach długich łopatek wirnikowych (w tych miejscach są naprężenia bębna przez łopatki większe) bęben posiada mniejszą średnicę i przechodzi w wał turbinowy. Skutkiem tego osiąga się dla całej części niskoprężnej jednakołą średnią: średnicę wieńca łopatkowego $D_m = 900$ mm. Wysokość łopatek w ostatnim wieńcu wykonano tutaj około 260 mm, czyli $l : D_m \approx 1 : 3,5$, co wobec stosunkowo niedługich łopatek nie nastręcza pod względem wytrzymałościowym żadnych wątpliwości, lecz wpływa na zmniejszenie, wprawdzie nieznaczne, współczynnika sprawności turbiny z przyczyn poprzednio podanych. W celu powiększenia mocy turbiny podobnego ustroju możnaby jeszcze trochę powiększyć średnicę wieńca bębna. Ze względów wytrzymałościowych byłoby to dopuszczalne, gdyż z powodu zmniejszenia ilości stopni gęsnienia i długości turbiny w stosunku do średnicy bębna otrzymalibyśmy bęben w niewielkich odległościach dobrze podparty, w którym rozkład naprężeń jest znacznie korzystniejszy niż w bębnach swobodnie biegnących. Turbiny, budowane według zasad, uwidoczonych na rys. 5, są nieznacznie dłuższe, a waga ich nie większa od tur-

bin, w których para przepływa w jednym kierunku. Wprawdzie liczba wieńców łopatkowych jest znacznie większa, lecz z powodu małych naprężeń krótszych łopatek materiał i kształt ich nie potrzebują być zbyt kosztowne, skutkiem czego turbiny tego rodzaju mogą pod względem ceny sprze- dażnej z powodzeniem współzawodniczyć z turbinami innych systemów. Zaopatrzone są one zwykle w regulację ilościowo-jakościową z serwowmotorem oliwnym, np. turbina, uwidocziona na rys. 5, posiada w górnej swej części cztery wentyle, kolejno otwierające dopływ pary do czterech oddzielnych szeregów dysz, w zależności od obciążenia tur- biny.

Osiągnięcie mocy silnika ponad 4000 kW przy $n = 3000$ obr./min. i przy przepływie pary w jednym kierunku przez turbinę wymagało ze względów wytrzymałościowych

usunięcia bębna w części niskoprężnej i zastąpienia go kołami wirnikowymi, aby mógł zastosować w tej części prędkości obwodowe wirnika powyżej 200 m/sek. Jako pierwsza wkroczyła na tę drogę fabryka *Brown, Boveri* w Baden (Szwajcarja), która wystawiła w r. 1914 na wystawie krajowej szwajcarskiej turbinę, w której część wysokoprężną tworzą dwa koła akcyjne *Zoelly*'ego częściowo zasilane, część średnioprężną — zaopatrzony w łopatki bęben, część niskoprężną — sześć kół o większej średnicy z reakcyjnymi wieńcami łopatkowymi. Długość łopatek w części niskoprężnej wzrasta stożkowo, skutkiem czego z powodu lepszego prowadzenia strumienia pary zmniejszają się straty, spowodowane nieszczelnością. Ustrój tego rodzaju, lecz przeważnie z mniejszą liczbą wirników niskoprężnych, stosuje fabryka wspomniana obecnie w turbinach, pracujących z kondensacją i z liczbą obro- tów $n = 3000$ obr./min., jako typ normalny dla mocy od 3000 do 10 000 kW. Zasadniczo podobnej budowy tur- bin o mocy do 15 000 kW przy $n = 3000$ obr./min. uży- wa fabryka *Thyssen'a* w Muelheim n/Ruhr'a, której wy- konanie konstrukcyjne dla mocy 6000 kW przy $n = 3000$ obr./min., odbiegające od konstrukcji *Brown, Bove- ri*'ego, widzimy na rys. 6. Część wysokoprężną tworzy jedno koło *Zoelly*'ego, częściowo zasilane, część średnioprężną — bęben, a część niskoprężną — trzy koła reakcyjne z rozszerzo- nymi wieńcami, skutkiem których uszczelnienie łopatek jest tego samego rodzaju, co w bębnie (analogiczna konstrukcja do przedtem wspomnianej *Brown Boveri*'ego). Koła, wyko- nane jako tarcze bez otworów w piaście, są przytwierdzone do bębna normalny, lecz wykonanie warsztatowe wymaga wielkiej umiejętności i sumienności. W przeciwstawieniu do normalnych wykonaw wielostopniowych turbin reakcyj- nych, łopatki wirników i kierownice są ze sobą połączone zapomocą pierścieni zewnętrznych względnie wewnętrznych, celem wzajemnego usztywnienia dostosowanymi śrubami, tak, że całość daje nie mniejszą sztywność niż bęben.

(d. c. n.)

METODYCZNY SPOSÓB PROWADZENIA ZAJĘĆ W WARSZTATACH ŚREDNICH SZKÓŁ TECHNICZNYCH.

Podał inż. Ludwik Uzarowicz.

Zadanie średnich szkół technicznych polega na przygo- towaniu techników zawodowców, którzyby pośredniczyli pomiędzy wyższym personelem kierowniczym a robotnikami, osiadali gruntowną wiedzę zawodową w zakresie swej spe- cjalności, byli zupełnie obeznani ze szczegółami pracy war- sztatowej i wreszcie byli zdolni dzięki temu do kierownictwa faktycznego poszczególnymi działami fabrycznymi. Zadanie to da się osiągnąć tylko przy współdziałaniu warsztatów szkolnych przy nauce teoretycznej.

Zadaniem warsztatów szkolnych, niezależnie od typu szkoły, nie powinno być usiłowanie tworzenia z ucznia rzę- mieślnika, gdyż to w murach szkolnych jest prawie nieosią- galne; rolę tę mają szkoły rzemieślnicze, które właściwie dostarczają przemysłowi rzemieślników, a głównie funkcyj- narzyscy technicznych, jak rysowników, pomocników maj- stra, kalkulatorów i t. p.

W warsztatach szkolnych, przedewszystkiem słuchacz zaznajamia się z własnościami technologicznymi różnoro-