

KOMISJA WYDAWNICZA
TOWARZYSTWA BRATNIEJ POMOCY STUDENTÓW POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

LABORATORIUM MASZYN CIEPLNYCH
POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

BADANIE TURBINY PAROWEJ



Nr wyd. 277.

WARSZAWA

1939 R.

SKŁAD GŁÓWNY:
MIECZYŃSKI WYKSIEWICZ
Książeczki, Drukarnia - Górczowa
WARSZAWA, MONUMENT N. 4

KOMISJA WYDAWNICZA
TOWARZYSTWA BRATNIEJ POMOCY STUDENTÓW POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

LABORATORIUM MASZYN CIEPLNYCH
POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

BADANIE TURBINY PAROWEJ



Nr wyd. 277.

00102

Handwritten signature or stamp, possibly reading "K. Krawiec" or similar.

W A R S Z A W A

1 9 3 9 R.



DRUKARNIA
EKONOMICZNA
J. KUBIAK I S-KA
WARSZAWA
UL. LESZNO 20
TELEFON 11.48-33

866

BG04A/010-15



BADANIE TURBINY PAROWEJ

I. Zasada działania turbiny.

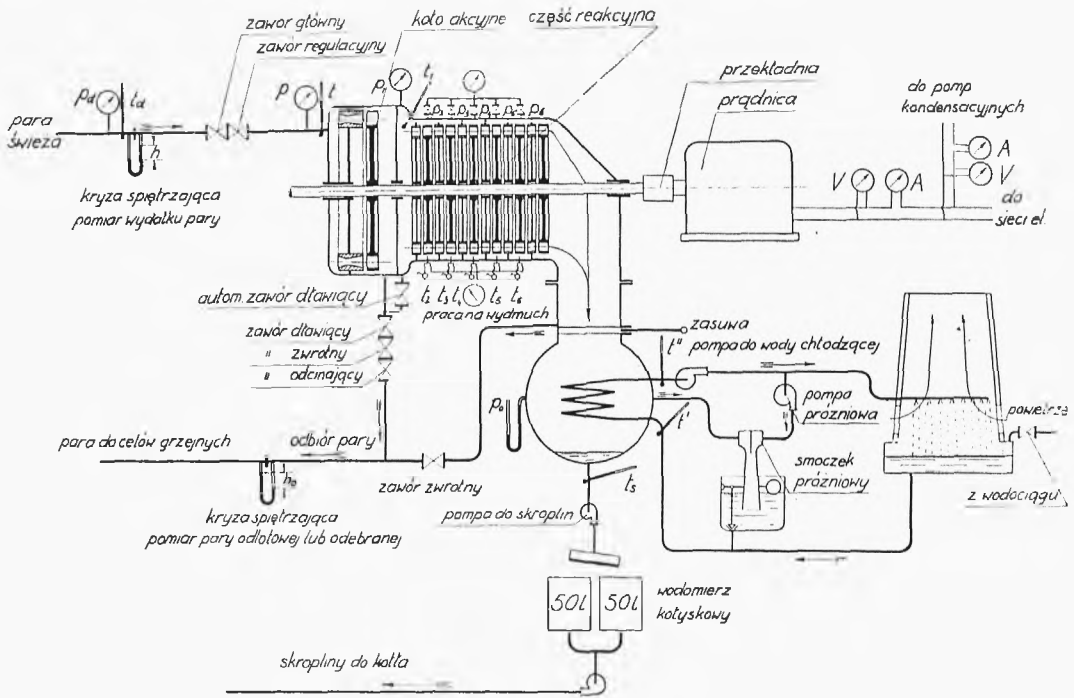
Turbina parowa w Laboratorium Maszyn Ciepłych Politechniki Warszawskiej jest systemu *B r o w n - B o v e r i*. Jest to turbina kombinowana: część wysokoprężna akcyjna, część niskoprężna reakcyjna, przytem poza częścią akcyjną mamy tzw. odbiór pary czyli turbina jest *u p u s t o w a*.

Parę świeżą o ciśnieniu p doprowadzamy najprzód do pewnej ilości dysz, rozmieszczonych na obwodzie w tzw. dysznicach, gdzie para rozprężając się częściowo do ciśnienia p_1 , nabiera dużej prędkości. Tak uzyskaną energię kinetyczną zamieniamy następnie na pracę przez odchylenie strumienia pary w łopatkach wirnika.

W dalszym ciągu część pary o ciśnieniu p_1 możemy odebrać z turbiny do celów ubocznych, np. grzejnych, zaś reszta przechodzi do części reakcyjnej, w której para rozpręża się dalej, aż do końcowego ciśnienia p_0 , panującego w skraplaczu. Rys. 1 przedstawia schematycznie układ opisywanej turbiny kombinowanej z odbiorem pary i kondensacją.

Turbina z odbiorem pary, zwana upustową, ma za zadanie zharmonizować równoczesne, a zazwyczaj różne zapotrzebowania energii elektrycznej i niskoprężnej pary grzejnej. Pozwala ona na odbiór i wyzyskanie do innych celów w dowolnym miejscu, więc np. poza częścią akcyjną, dowolnej ilości pary, od zera aż do całej ilości, przechodzącej przez część akcyjną turbiny. Pozostała, nieodebrana część pary przechodzi do niskoprężnej części reakcyjnej i tam oddaje pracę, dzięki dalszemu spadkowi ciśnienia aż do p_0 , jakie panuje w skraplaczu, w którym para skrapla się i następnie jako woda, jest spowrotem pompowana do kotła. W krańcowych wypadkach turbina pracuje albo jako czysto kondensacyjna (odbioru nie ma), albo jako akcyjna przeciwpnęna (odbiór największy możliwy). Ilość od-

bieranej pary nie jest zupełnie dowolna, lecz zależy od obciążenia elektrycznego turbiny; im jest ono większe, tym więcej możemy odebrać pary (rys. 2). Na rysunku tym G_1 , G_2 , G_3 oznaczają linie stałej ilości odebranej pary, przy tym największą wartość mamy w punkcie B .



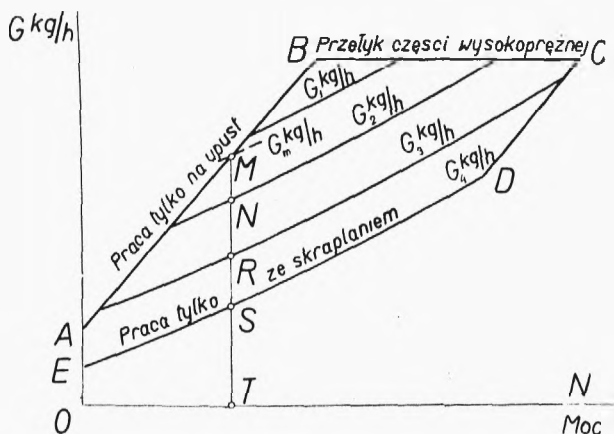
Rys. 1.

Zakładając sobie pewien dowolny odbiór pary np. G_3 kg/h, oraz pewne dowolne obciążenie elektryczne turbiny na osi N , znajdujemy od razu, jako rzędną (spółrzedną pionową) całkowitą ilość pary, jaką turbina konsumuje. O ile tak wyznaczony punkt wypada poza obrębem rysunku — wówczas postawionych warunków turbina spełnić nie może, należy więc albo zwiększyć obciążenie elektryczne N , albo zmniejszyć zapotrzebowanie pary odbieranej. Linia G_4 oznacza pracę tylko ze skraplaniem, czyli $G_4 = .0$.

Z części reakcyjnej para przechodzi do skraplacza, w którym zamienia się na wodę, dzięki zastosowaniu chłodzenia powierzchniowego, przy pomocy wody, krążącej w obiegu zamkniętym przez skraplacz i chłodnię kominową. Ciepło odebrane w skraplaczu woda chłodząca oddaje spowrotem w chłodni kominowej, głównie przez częściowe wyparowanie przy

zetknięciu się w stanie rozpylonym z powietrzem, które w kominie przepływa ku górze, drogą ciągu naturalnego, wywołanego różnicą temperatur. Woda opada w dół w sposób naturalny, zbierając się w dolnym zbiorniku, który uzupełniamy z wodociągu.

W skraplaczu utrzymujemy znaczne podciśnienie, przekraczające 90% ciśnienia atmosfery, przy pomocy smoczka próżniowego, działającego jako eżektor wodny, a wysysającego powietrze ze skraplacza. Takie obniżenie ciśnienia ma na celu podniesienie sprawności turbiny, przez rozszerzenie granic rozprężania się pary, więc zwiększenia uzyskiwanej pracy. Istnieje praktyczna granica od 0,05 do 0,06 at ciśnienia absolutnego w skraplaczu, poniżej której nie opłaca się schodzić, gdyż zysk nie pokrywa już zwiększonego rozchodu energii na napęd urządzeń do



Rys. 2.

wywołania próżni, więc pompy próżniowej, pompy cyrkulacyjnej (gdyż, w miarę obniżania ciśnienia, chłodzenie musi być coraz intensywniejsze, aby uzyskać skroplenie przy niższej temperaturze nasycenia) oraz pompy usuwającej skropliny ze skraplacza. Poza tym, tak niskim ciśnieniom odpowiadają również niskie temperatury nasycenia, nie zawsze dające się uzyskać w skraplaczu wobec wysokich temperatur otoczenia.

Opisane trzy pompy napędzane są elektrycznie, o ile więc nie ma do dyspozycji innego poza naszą turbiną źródła energii elektrycznej, wówczas urządzenie kondensacyjne nie może być, przed puszczeniem turbiny w ruch, uruchomione. W takim razie turbinę uruchamia się najprzód bez skraplacza, na wydmuch, przy tym zamykamy zasuwę odcinającą skraplacz. Następnie uruchamia się pompy i zaraz przechodzi na pracę ze skraplaczem, gdyż praca na wydmuch jest o wiele mniej ekonomiczna.

Ze względu na to, że prądnica pracuje o wiele lepiej przy obrotach niższych niż turbina, między turbiną, a prądnicą znajduje się przekładnia zębata, zmniejszająca obroty z 5500 na 910 obr/min.

2. Praca pary w turbinie¹⁾

Z ciepła dostarczonego z zewnątrz do turbiny z jednym kilogramem pary w ilości i Kal, pozostaje w turbinie $i - i_0'$, gdzie i_0' oznacza entalpię (równą temperaturze t_s) wody, uchodzącej ze skraplacza jako skropliny i przepompowywanej do kotła.

Z ciepła tego największą część tracimy w skraplaczu, gdzie para oddaje ciepłok parowania, zamieniając się na wodę. O ile przyjąć jako obieg porównawczy obieg Rankine'a, w którym teoretycznie możliwa do uzyskania praca AL_t , wyrażona w jednostkach cieplnych, równa się spadkowi entalpii $i - i_{0t}$, to stosunek:

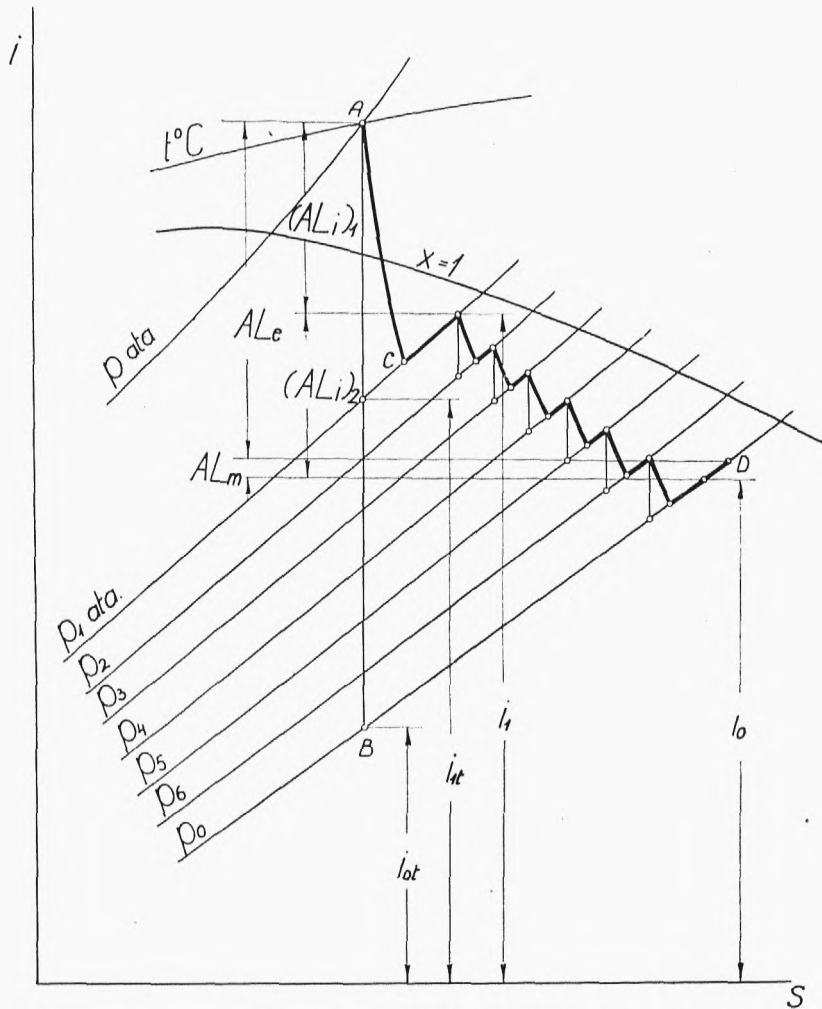
$$\eta_t = \frac{i - i_{0t}}{i - i_0'} = \frac{AL_t}{i - t_s},$$

zwany sprawnością teoretyczną, daje nam w przybliżeniu miarę strat w skraplaczu. Wartość i_{0t} otrzymujemy wprost z wykresu $I - S$, przyjmując rozprężanie adiabatyczne od stanu pary świeżej o ciśnieniu p , temperaturze t i ciepłiku i , do ciśnienia końcowego p_0 , panującego w skraplaczu. Samo skraplanie, połączone ze spadkiem entalpii z i_{0t} na t_s , odbywa się przy stałym ciśnieniu p_0 .

Z teoretycznie możliwej w myśl założeń obiegu Rankine'a pracy L tylko część L_e zostaje zamieniona na pracę użyteczną, reszta rozprasza się w postaci strat, które podzielić można na dwie grupy. Pierwsza z nich, liczbowo mała, stanowi straty mechaniczne, spowodowane tarciami mechanicznymi części ruchomych mechanizmów (łożysk, trybów i t. p.), druga zaś nosząca nazwę strat wewnętrznych, dzieli się na następujące pozycje: a) w dyszach i kierownicach AL_D , b) na łopatkach wirnika AL_w , c) na wypływie (straty wylotowe) AL_0 . Poza to mamy do czynienia ze stratami przez przecieknięcie pary (przez dławnice) oraz przez promieniowanie gorącej turbiny na zewnątrz. Przebieg pracy pary w turbinie uwidoczony jest na wykresie $I - S$ (rys. 3). Teoretycznie para rozprężałaby się według adiabaty \overline{AB} , dając pracę AL_t ; w rzeczywistości, wobec strat w dyszy, rozprężanie pójdzie po linii \overline{AC} , poczem, przy przejściu przez część akcyjną i dalszym rozprężeniu w niskoprężnej części reakcyjnej, więc w samej turbinie stracimy jeszcze w wirnikach AL_w , na wypływie AL_0 oraz na pokonanie oporów mechanicznych AL_m , zatem jako praca użyteczna pozostanie AL_e , wyrażona odcinkiem \overline{AD} . Sumę $AL_e + AL_m = AL_i$

¹⁾ Prof. B. S t e f a n o w s k i. *Termodynamika Techniczna*. Wyd. II. Warszawa 1938.

nazywamy pracą wewnętrzną turbiny, odpowiadającą pracy indykowanej



Rys. 3.

w maszynach tłokowych. Miarą strat mechanicznych jest stosunek:

$$\eta_m = \frac{AL_e}{AL_i}$$

zwany sprawnością mechaniczną, zaś miarą pozostałych strat, o charakte-

rze termodynamicznym, jest stosunek:

$$\eta_i = \frac{AL_i}{AL_t},$$

zwany sprawnością wewnętrzną turbiny. Iloczyn tych dwu wielkości $\eta_{ie} = \eta_i \cdot \eta_m = \frac{AL_e}{AL_t}$ nazywa się sprawnością termodynamiczną.

Opisywana turbina w części akcyjnej wykonywa pracę wewnętrzną $(AL_i)_1$, zaś w części reakcyjnej $(AL_i)_2$, jak wskazano na rys. 3. Po odjęciu od sumy tych prac strat mechanicznych, otrzymujemy pracę użyteczną:

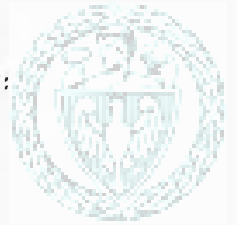
$$AL_e = (AL_i)_1 + (AL_i)_2 - AL_m.$$

Rozumowanie takie słuszne jest tylko w wypadku pracy turbiny jako czysto kondensacyjnej, co zresztą w czasie pomiaru laboratoryjnego ma miejsce. W razie stosowania odbioru pary w ilości G_1 kg/h, przy całkowitym zapotrzebowaniu pary przez turbinę G kg/h, w części reakcyjnej pracuje tylko część pary $(G - G_1)$, więc wówczas:

$$AL_e = (AL_i)_1 + \frac{(G - G_1)}{G} (AL_i)_2 - AL_m.$$

Jako ciepło dostarczone do turbiny możemy w tym wypadku przyjąć:

$$(i - i_1) + \frac{(G - G_1)}{G} (i_1 - t_s).$$



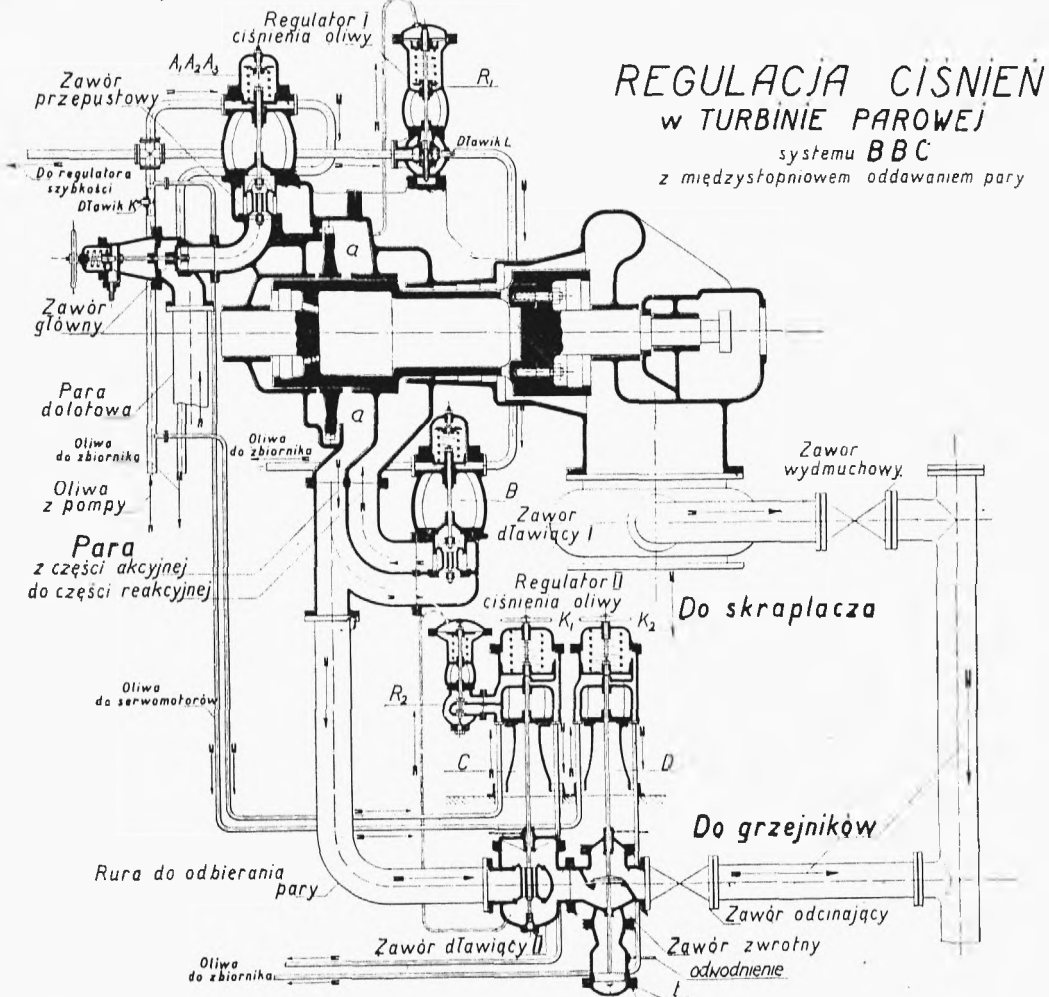
3. Regulacja turbiny upustowej syst. Brown — Boveri.

Jak już wyżej wspomniano, turbina upustowa składa się z dwu części: jednostopniowej akcyjnej (wirnik Curtis'a) i wielostopniowej reakcyjnej. Z komory za wirnikiem akcyjnym część pary może być odprowadzona poza turbinę do urządzeń grzejnych, pozostała zaś para przepływa do turbiny reakcyjnej, skąd skierowana zostaje do skraplacza, w którym skrapla się dzięki chłodzeniu wodą.

Urządzenia regulacyjne mają na celu z jednej strony utrzymanie stałej liczby obrotów turbiny, mimo zmiennego jej obciążenia i zmiennej ilości pary odprowadzanej z upustu, z drugiej zaś — utrzymanie stałego ciśnienia pary upustowej. Pierwsze jest warunkiem koniecznym prawidłowej pracy turbiny, drugie — czyni zadość wymaganiom, stawianym zazwyczaj przez odbiorcę pary grzejnej. Wreszcie regulacja musi zabezpieczać turbinę przed czerpaniem z niej zbyt dużej ilości pary upustowej, co w przypadku krańcowym groziłoby rozbieganiem się turbiny.

Urządzenie regulacyjne składa się z szeregu zaworów uruchamianych za pomocą serwomotorów oliwnych, sterowanych ciśnieniem oliwy, regulowanym przez dławienie w regulatorze obrotów lub odpowiednich regulatorach przepływowych. Pompa oliwna trybikowa, napędzana od wału regulatora obrotów, pompuje oliwę pod stałym ciśnieniem (stała liczba obro-

Laboratorium Maszyn Politechniki Warszawskiej



Rys. 4.

tów) do głównego przewodu oliwnego. Ciśnienie oliwy jest stałe aż do dławika *K* (rys. 4), dalej zaś zmienia się zależnie od ustawienia dławików regulatora obrotów i regulatorów ciśnienia.

Właściwą regulację mocy turbiny, a więc i liczby obrotów, spełniają: regulator obrotów, zawory regulacyjne A przed częścią akcyjną, oraz zawór regulacyjny części reakcyjnej B (rys. 4, 5 i 6). W czasie pracy turbiny z upustem pary zawór B sterowany jest oliwą o ciśnieniu regulowanym czynnym wówczas regulatorem R_1 . Zawór C wraz z regulatorem ciśnienia oliwy R_2 stanowią urządzenie regulujące ciśnienie pary upustowej. Zawór D wreszcie, sterowany oliwą o ciśnieniu zależnym od mocy turbiny, wymaganej przez jej obciążenie zewnętrzne, służy jako maksymalny regulator ilości pary odbieranej.

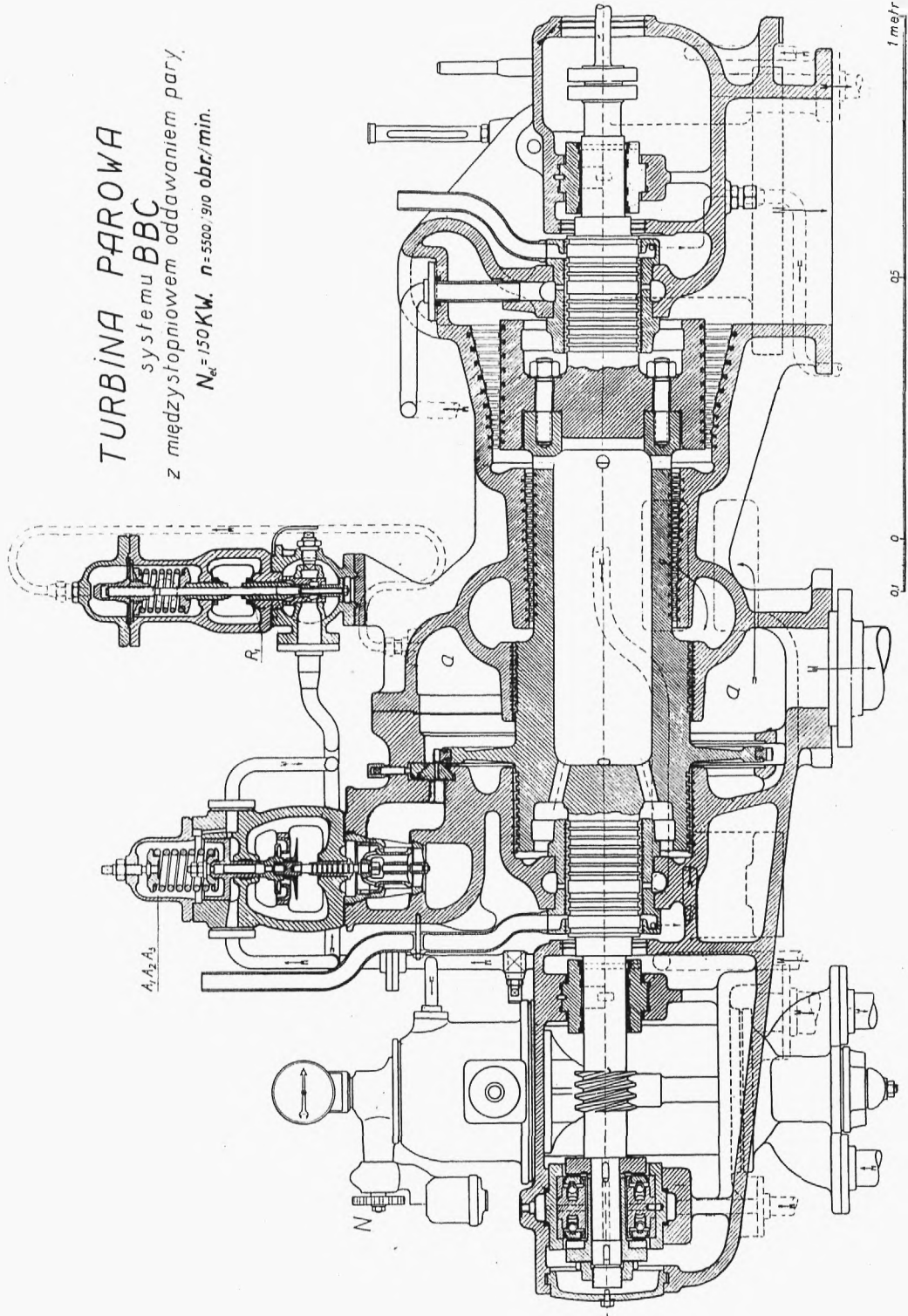
Regulację mocy turbiny, czyli regulację dopływu pary do turbiny, można określić jako „ilościowo-jakościową”. Zasilanie parą części akcyjnej odbywa się za pomocą dysz, zgrupowanych w trzech segmentach na części obwodu wirnika. Każda grupa dysz wyposażona jest w oddzielny zawór regulacyjny, sterowany różnicą ciśnienia oliwy na tłok serwomotoru i napięcia sprężyny. Dzięki odpowiedniemu stopniowaniu napięcia sprężyn, zawory regulacyjne otwierają się kolejno w ten sposób, że następny zaczyna wpuszczać parę dopiero z chwilą, gdy poprzedni jest już zupełnie otwarty. W ten sposób zjawisko dławienia pary może zachodzić tylko w jednym zaworze przed jedną grupą dysz. Przy małym obciążeniu turbiny czynne są dysze jednego segmentu, przy obciążeniu bliskim do normalnego — dysze dwu segmentów, przy przeciążeniu zaś para dopływa do wszystkich trzech segmentów dysz poprzez czynne wówczas trzy zawory regulacyjne A_1 , A_2 , A_3 .

Przy wzroście obciążenia turbiny, a więc i zapotrzebowania pary przez turbinę, konieczny do podniesienia zaworów wzrost ciśnienia oliwy w serwomotorach powstaje dzięki przymknięciu otworu przelewowego O dławika regulatora obrotów.

W celu wyjaśnienia przebiegu regulacji rozpatrzmy dwa przypadki, mianowicie regulację turbiny przy pracy jej bez upustu pary, a następnie z upustem pary z komory za wirnikiem akcyjnym.

W pierwszym przypadku regulacja ma za zadanie utrzymanie stałej liczby obrotów turbiny przez przystosowanie wywiązywanej w turbinie mocy do jej zewnętrznego obciążenia chwilowego. Przypuśćmy dla przykładu, że obciążenie turbiny wzrosło. Chwilowy niedobór mocy spowoduje spadek liczby obrotów, na który zareaguje natychmiast regulator obrotów przez zbliżenie swych ciężarów G do osi obrotu i przymknięcie suwakiem F otworu przelewowego O . Ciśnienie oliwy w przewodach, doprowadzających ją do serwomotorów A i B wzrośnie i zawór A przepuści więcej pary do części akcyjnej. Równoczesne zwiększenie otwarcia zaworu B pozwoli na przepływ większej obecnie ilości pary do części reakcyjnej. Stan równowagi ustali się przy większym otwarciu obu zaworów, doprowadzających parę w ilości potrzebnej do wykonania większej pracy. W przypadku zmniejszenia się

TURBINA PAROWA
systemu BBC
z międzystopniowym oddawaniem pary.
 $N_g = 150 \text{ kW}$, $n = 5500$, 910 obr./min.

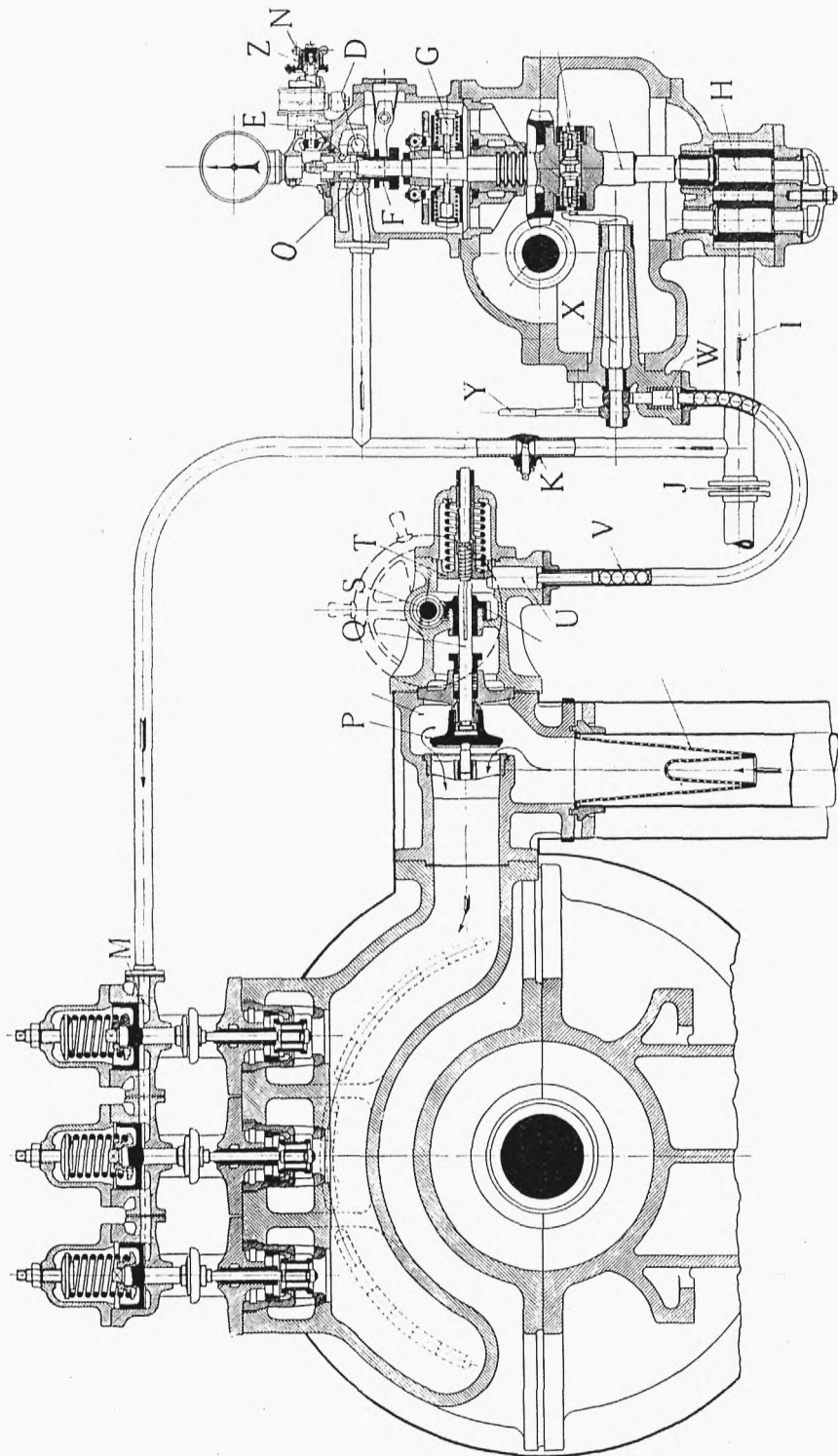


Rys. 5.

obciążenia turbiny regulacja przebiega podobnie, regulator obniża ciśnienie oliwy, serwomotory przymykają zawory i do turbiny dopływa mniej pary. Przy pracy turbiny bez upustu pary dławik L jest otwarty, przepuszczając oliwę do serwomotoru B bez dławienia; dławik K jest przymknięty redukując ciśnienie oliwy do wysokości potrzebnej do dostatecznego otwarcia zaworów regulacyjnych; zawory C i D oraz regulator R_2 , związane z regulacją upustu pary, są nieczynne.

Zasadniczo odmienne warunki pracy turbiny z upustem pary wymagają uprzedniego przystosowania do nich urządzenia regulacyjnego. Stosunek mocy wywiązanej przez część akcyjną do mocy części reakcyjnej jest większy przy pracy turbiny z upustem, aniżeli w przypadku opisanym poprzednio, ponieważ praca części akcyjnej zależy tu od ilości pary odprowadzanej z upustu, pary, która oddała część swej energii w wirniku akcyjnym. Do turbiny musi być doprowadzona większa ilość pary, gdyż w przeciwnym przypadku turbina nie byłaby w stanie pokonać obciążenia zewnętrznego wskutek spadku mocy części reakcyjnej. Im więcej pary odprowadzamy z turbiny, tym więcej jej musi przepłynąć przez część akcyjną, która tym więcej wykona pracy. Przy stałym obciążeniu turbiny i wzroście mocy części akcyjnej dla utrzymania równowagi powinna maleć moc, wywiązywana w części reakcyjnej, czyli ze wzrostem odbioru pary z turbiny, ilość pary przepływającej przez zawór B do części reakcyjnej musi zmaleć. Z porównania sposobu pracy turbiny w obu przypadkach wynika, że przy jednakowej mocy całej turbiny, przy pracy jej z upustem pary, zawory doprowadzające parę do części akcyjnej winny otwierać się więcej, co z kolei wymaga wyższego ciśnienia oliwy w serwomotorach. Do tego celu służy dławik K , który w tym przypadku winien być tak ustawiony, by oliwa była w mniejszym stopniu dławiona niż przy pracy turbiny bez upustu. Zawór B reguluje dopływ pary do części reakcyjnej w zależności z jednej strony od ilości pary upustowej, z drugiej zaś — od chwilowego zapotrzebowania mocy. Sterowanie tego zaworu odbywa się zapomocą oliwy o ciśnieniu regulowanym w regulatorze R_1 , dławik L jest przy tym przymknięty.

Dla wyjaśnienia przebiegu regulacji przypuśćmy, że odbiór pary z komory międzystopniowej a wzrasta. Powoduje to chwilowy spadek ciśnienia w tej komorze, który zostaje przekazany przewodem impulsowym do przestrzeni nad przeponą regulatora R_1 . Powstała nadwyżka napięcia sprężyny przesuwu suwak regulatora, przymykając szczeliny i dławiąc przepływającą przez nie oliwę. Spadek ciśnienia oliwy za regulatorem R_1 powoduje przymknięcie zaworu B i zmniejszenie dopływu pary do części reakcyjnej. Niedobór mocy i chwilowy spadek liczby obrotów pobudza z kolei do działania regulatora obrotów, ciśnienie oliwy w serwomotorze A wzrasta i zawór podnosi się, przepuszczając więcej pary do części akcyjnej. Nowy stan róż-



Rys. 6.

wnowagi zachodzi przy zwiększonej mocy części akcyjnej i zmniejszonej pracy części reakcyjnej.

Przy niezmiennym odbiorze pary upustowej i zmianie obciążenia turbiny, regulacja przebiega podobnie. Gdy np. obciążenie wzrośnie, i liczba obrotów spada, regulator podnosi ciśnienie oliwy w serwomotorze A i zawór przepuszcza więcej pary do turbiny. Wywołany większym dopływem pary chwilowy wzrost ciśnienia w komorze a uruchamia regulator R_1 , zwiększający natychmiast ciśnienie oliwy w serwomotorze B , dzięki czemu związany z nim zawór przepuszcza nadwyżkę pary do części reakcyjnej. Regulacja działa więc zarówno pod wpływem zmian obciążenia turbiny, jak i wahań w odbiorze pary upustowej.

Ilość pary odbieranej z komory międzystopniowej może ulegać zmianie, przytem ciśnienie jej zazwyczaj musi pozostawać niezmiennie. Rolę regulatora tego ciśnienia spełnia zawór C , sterowany oliwą o ciśnieniu regulowanym zapomocą regulatora R_2 . Oliwa dopływająca do tego regulatora posiada ciśnienie słabe i równe ciśnieniu w przewodzie głównym za pompą oliwną, lecz przed dławikiem L . Gdy odbiór pary wzrasta, w pierwszej chwili spada ciśnienie za zaworem C . Ten spadek ciśnienia zostaje przekazany za pośrednictwem przewodu impulsowego do przestrzeni nad przeporną regulatora R_2 , powodując, dzięki powstałej nadwyżce napięcia sprężyny, większe otwarcie otworów przepustowych, a więc podniesienie ciśnienia oliwy w serwomotorze. Zawór, podnosząc się, zmniejsza dławienie pary dzięki czemu następuje zwiększony odpływ pary z turbiny i wyrównanie ciśnienia do poprzedniej wysokości.

Ponieważ, w miarę wzrostu odbioru pary z turbiny, wzrasta również praca wykonywana przez część akcyjną przy równoczesnym zmniejszaniu się mocy części reakcyjnej, przeto granicę zwiększania odbioru pary stanowi chwila, gdy zawór B jest całkowicie zamknięty. Dalsze zwiększanie odbioru pary groziłoby rozbieganiem się turbiny. Przed przekroczeniem tej granicy zabezpiecza turbinę zawór regulacyjny D z serwomotorem, sterowanym oliwą o ciśnieniu zależnem od chwilowego obciążenia turbiny. Im większe jest to obciążenie, tym wyższe jest ciśnienie oliwy, tym większe otwarcie zaworu D i tym więcej pary można odprowadzić z upustu. Największe dopuszczalne obciążenie odpowiada tu oczywiście całkowitemu otwarciu zaworów A_1 , A_2 i A_3 . Największa ilość pary, którą można odprowadzić z turbiny odpowiada zawsze chwilowemu otwarciu zaworu D . Dalszy wzrost zapotrzebowania pary do celów grzejnych pociąga już za sobą spadek jej ciśnienia wskutek dławienia w zaworze regulacyjnym D . Re-sumując, można powiedzieć, że zawory C i D spełniają rolę kontrolerów, pierwszy zapewnia odbiorcy pary stałe jej ciśnienie, drugi daje wytwórcy mocy rękojmię prawidłowego działania maszyny.

Wszystkie zawory regulacyjne wykonane są jako dwusiedzeniowe odciążone, z wyjątkiem zaworu *D*, który posiada kształt grzybka nieodciążonego, dzięki czemu służy jednocześnie jako zawór zwrotny, zabezpieczający turbinę przed powrotnym uderzeniem pary w przypadku chwilowego wzrostu ciśnienia w przewodzie pary pobieranej, co może zajść wówczas, gdy do odbiorników pary czerpana jest para również z innych źródeł, np. z kotłów. Tłok *t* przymocowany do dolnego końca wrzeciona tego zaworu spełnia rolę amortyzatora.

Kółka ręczne K_1 i K_2 służą do otwierania zaworów regulacyjnych *C* i *D* oraz uruchamiania serwowatorów przez wyzwolenie wrzecion.

Przy większej zmianie obciążenia niż te, które powodują zmianę liczby obrotów w granicach dopuszczalnych dla danych warunków pracy turbiny, w celu utrzymania liczby obrotów w tych granicach należy zmniejszyć lub zwiększyć ciśnienie oliwy w serwowatorach przez ręczne ustawienie tulei suwaka dławikowego *E* w regulatorze obrotów, pokręcając kółkiem *N*. Kółko to może być również sterowane elektrycznie w związku z działaniem automatycznego regulatora napięcia na tablicy rozdzielczej.

4. Cel i sposób badania turbiny²⁾

Pomiar turbiny ma na celu wyznaczenie bilansu cieplnego turbiny w różnych warunkach pracy, a w szczególności jej sprawności, to znaczy mocy uzyskanej w stosunku do energii włożonej pod postacią ciepła zawartego w doprowadzonej parze.

Turbinę badamy przy stałej, jej właściwej liczbie obrotów i czterech kolejno ustalonych rodzajach obciążenia: a) obciążenie całkowite, b) $\frac{3}{4}$ obciążenia, c) $\frac{1}{2}$ obciążenia, d) $\frac{1}{4}$ obciążenia. Czas trwania jednego pomiaru, po uprzednim ustaleniu równowagi cieplnej przy danym obciążeniu, wynosi 30 minut, co jest zupełnie wystarczające ze względu na charakter pracy turbiny i łatwość uzyskania równowagi cieplnej. W czasie każdego z pomiarów, w którym staramy się utrzymać stałe obciążenie i możliwie niezmiennie inne warunki, dokonujemy co 10 minut odczytów, biorąc następnie wartości średnie. Odczyty są następujące (patrz rys. 1):

1. Ciśnienie i temperatura pary przed zaworem głównym turbiny oraz napięcie i natężenie prądu wytwarzanego przez generator, mierzone na tablicy rozdzielczej;
2. ciśnienie za wirnikiem akcyjnym i w pozostałych pięciu punktach

²⁾ Prof. B. S t e f a n o w s k i. *Gospodarka Ciepła*. Warszawa 1925.

- części reakcyjnej; ciśnienie i temperatura pary na wylocie z turbiny;
3. temperatury pary za wirnikiem akcyjnym i w pozostałych pięciu punktach części reakcyjnej, mierzone za pomocą termometrów oporowych (przed pomiarem termometry sprawdzić i wyregulować według wzorca);
 4. temperatura skroplin; napięcie i natężenie prądu do napędu pomp kondensacyjnych;
 5. temperatury wody chłodzącej na wejściu do skraplacza i na wyjściu z niego; próżnia w skraplaczu; ciśnienie barometryczne i temperatura otoczenia;
 6. ilość skroplin, mierzona zapomocą wodomiaru pojemnościowego z wahliwą rynną i licznikiem wahnięć (pojemność jednego zbiornika wodomierza wynosi 50 litrów);
 7. temperatura i ciśnienie pary przed kryzą pomiarową; spiętrzenie ciśnienia w obrębie kryzy, mierzone zapomocą rtęciowego manometru różnicowego.

Stanowiska 4 do 7 znajdują się w podziemiu maszynowni.

Odczyty notuje się i zbiera następnie w tabeli, której wzór podano niżej. Do obliczeń przyjmuje się wartości średnie. Zaraz po wykonaniu pomiarów wykonywamy dla kontroli następujące obliczenia dla wszystkich obciążeń:

- a) mocy ogólnej turbiny w kW (mierzonej na zaciskach generatora):

$$N_{el} = \frac{ei}{1000} \text{ kW};$$

- b) mocy użytecznej (mniejszej od ogólnej o moc napędu pomp kondensacyjnych):

$$N_u = N_{el} - N_p = N_{el} - \frac{e_p l_p}{1000} \text{ kW};$$

- c) rozchodu pary w ciągu godziny: α) ze wskazań wodomiaru skroplin, więc pomijając straty przez wyparowanie z dławnic i przez inne nie szczelności, β) z pomiaru kryzą normalną:

$$G = \alpha \varepsilon F \sqrt{2 g \gamma_1 \Delta P}$$

gdzie F jest powierzchnią przelotu zwężonego równą $\frac{\pi}{4} d^2$, o ile d oznacza średnicę zwężenia, α — współczynnik przepływu, ε —

poprawkę na rozprężanie³⁾, g — przyspieszenie ziemskie, γ_1 — ciężar właściwy pary w warunkach p_d , t_d (ciśnienie i temperatura pary przy kryzie), określony z tabel, ΔP — spadek ciśnienia w kryzie, wyrażony w kg/m^2 , przy tym przy przeliczaniu pamiętań należy, że nad rtęcią w manometrze różnicowym jest słup wody, więc:

$$\Delta P = h(13,54 - 1) = 12,54 h,$$

gdzie h jest odczytem spiętrzenia rtęci w milimetrach; do obliczeń przyjmujemy wartość średnią z obu pomiarów;

- d) rozchodu pary na 1 kWh mocy ogólnej,

$$D_{el} = \frac{G}{N_{el}} \text{ kg/kWh},$$

i mocy użytecznej:

$$D_u = \frac{G}{N_u} \text{ kg/kWh},$$

gdzie G oznacza całkowity rozchód pary w kilogramach w ciągu godziny;

- e) sprawności ogólnej turbogenerators:

$$\eta_{tu} = \frac{859}{D_u (i - t_s)},$$

gdzie i oznacza entalpię pary świeżej, zaś t_s — temperaturę skrop-
lin;

- f) sprawności skraplania:

$$\eta_s = \frac{N_u}{N_{el}}.$$

Po za tymi obliczeniami wyznacza się zazwyczaj dla wszystkich ob-
ciążeń:

- 1) sprawność teoretyczną, wewnętrzną i termodynamiczną, według wzorów podanych wyżej, przy założeniu sprawności mechanicznej i elektrycznej, która jest miarą strat w samym generatorze:

$$\eta_{el} = \frac{N_{el}}{N_e} = \frac{A L_{el}}{A L_e};$$

³⁾ Inż. R. D o b r o w o l s k i. *Przepływ par i gazów przez znormalizowane dysze i kryzy*. Warszawa, 1935.

- 2) rozchód wody chłodzącej (ilość wody krążącej w obiegu zamkniętym), w stosunku na 1 kg pary:

$$w = \frac{i_0 - t_s}{t'' - t'} \text{ kg/kg,}$$

gdzie i_0 oznacza istotny ciepłik pary, opuszczającej turbinę (patrz rys. 3), a dający się określić jako $i - A L_i$, zaś t'' i t' są to temperatury wody chłodzącej na wyjściu i wejściu do skraplacza (przyjmujemy ciepło właściwe wody równe jedności);

- 3) jakość próżni w skraplaczu:

$$100 \frac{b_s}{b_a} \frac{\%}{\%}$$

gdzie b_s oznacza próżnię w skraplaczu, wyrażoną w mm sł. Hg, zaś b_a — ciśnienie barometryczne w tychże jednostkach;

- 4) bilans cieplny turbiny:

a) doprowadzono ciepła z 1 kg pary $i - t_s$ Kal/kg	<u>100</u> $\frac{\%}{\%}$
b) użytecznie wyzyskano	$100 \eta_u$ $\frac{\%}{\%}$
c) straty przy wytwarzaniu próżni	$\frac{(1 - \eta_s) 100 \eta_u}{\eta_s}$ $\frac{\%}{\%}$
d) straty elektryczne i mechaniczne	$\left(\frac{1}{\eta_{el} \cdot \eta_m} - 1 \right) \frac{100 \eta_u}{\eta_s}$ $\frac{\%}{\%}$
e) straty wewnętrzne	$100 \eta_t (1 - \eta_i)$ $\frac{\%}{\%}$
f) straty w skraplaczu	$\frac{w (t'' - t') 100}{(i - t_s)}$ $\frac{\%}{\%}$
g) straty przez promieniowanie, jako reszta.	
	<hr style="border: 0.5px solid black;"/> Razem 100 $\frac{\%}{\%}$

Badanie turbiny parowej

Syst. Nr fabr. w

Dnia 19 roku. Pomiar rozpoczął o g., ukończono o g.

Stan barometru: mm sł. Hg. Temperatura otoczenia °C.

Rodzaj obciążenia		Pełne		$\frac{3}{4}$		$\frac{1}{2}$		$\frac{1}{4}$	
		śr.		śr.		śr.		śr.	
Obciążenie elektryczne	e wolt								
	i amp.								
Stan pary dolotowej	p atn								
	t °C.								
Ciśnienia i temperatury w części reakcyjnej	p_1 atn								
	t_1 °C.								
	p_2 atn								
	t_2 °C.								
	p_3 atn								
	t_3 °C.								
	p_4 atn								
	t_4 °C.								
	p_5 atn								
	t_5 °C.								
Stan pary przy wylocie z turbiny	mm Hg próżni								
	t_7 °C.								
Temperatura skroplin	t_s °C.								
Napęd pomp skraplacza	e_s wolt								
	i_s amp.								
Próżnia w skraplaczu	b_s mm sł. Hg								
Temperatura wody chłodzącej w skraplaczu	odpływ t'' °C.								
	dopływ t' °C.								
Ilość skroplin	kg								
	w ciągu τ min								
	G kg/h								
Pomiar pary kryzą	Spiętrzenie w kryzie	h mm sł. Hg							
	Ciśnienie przed kryzą	p_d atn							
	Temper. przed kryzą	t_d °C.							

