

Zużytkowano na pracę mechaniczną:

$$632 \text{ kal} \quad - \quad 11,3\%$$

Stracono: a) na opory mechaniczne:

$$\frac{(1 - \eta_m) 632}{\eta_m} = 122 \text{ kal} \quad - \quad 2,2\%$$

b) w skraplaczu:

$$\frac{G_o (t'' - t')}{N_e} = 4380 \text{ kal} \quad - \quad 78,7\%$$

c) promieniowanie, przewodzenie i t. p.:

$$466 \text{ kal} \quad - \quad 7,8\%$$

$$\text{Razem } 5600 \text{ kal} \quad 100\%$$

III. Badanie turbin parowych.

Jakkolwiek zasada działania pary na wirnik jest odmienna, niż na tłok maszyny parowej, przecież sposób badania obu rodzajów tych silników parowych jest bardzo podobny, a również i ich wielkości charakterystyczne są bardzo do siebie zbliżone z tą tylko różnicą, że wobec trudności oznaczenia mocy na obwodzie wirnika, analogicznej do mocy indykowanej, wszystkie charakterystyczne liczby stosunkowe i bezwzględne odnosi się do mocy rzeczywistej turbiny, a nawet do mocy elektrycznej zespołu turbina - prądnica, co daje się łatwo zmierzyć na drodze elektrycznej, albo do mocy turbosprężarki i tu wyraża się je niekiedy w odniesieniu do ilości m^3 sprężanego powietrza (m^3/kWh). Pozatem, wobec tego, że silniki parowe wirnikowe służą do napędu prądnic, moc ich wyraża się przeważnie w kW , co w dziedzinie silników tłokowych ma miejsce dotąd stosunkowo rzadko. Wreszcie charakterystyczne jest dla turbiny stosowanie skraplacza powierzchniowego, jako pozwalającego lepiej wyzyskać próżnię i zachować skropliny do zasilania kotła; ma to również wpływ na metodę badania turbin parowych.

Wobec nieposiadania dla turbin podobnie dogodnego obrazu pracy, jakim jest wykres indykatora dla maszyny tłokowej, ważną bywa również rzeczą zbadanie pośrednie mocy maksymalnej turbiny.

Turbina pracując z reguły ze skraplaczem powierzchniowym i posiadając przeważnie obciążenie elektryczne, którego zmienność daje się z łatwością obserwować i wyrównywać, nie wymaga tak długotrwałego okresu prób, jak przy oznaczaniu rozchodu przez pomiar ilości wody dostarczanej do kotła zasilającego silnik tłokowy. Jeżeli jest dostateczny stan równowagi, jeżeli masy metalu w turbinie są równomiernie nagrzane i tempe-

ratury pary nie ulegają wahaniom, to $1/2 - 2$ godzinna próba, zależnie od okoliczności, daje zupełnie pewne wyniki.

1. Oznaczanie mocy turbiny.

Ze względu na to, że, jak wspomniałem wyżej, turbiny w przeważającej ilości wypadków służą do napędu prądnic elektrycznych, a natomiast, jak to wynika z warunków pracy, trudno jest oznaczyć moc rozwijaną wewnątrz turbiny czyli jak to nazywamy moc wewnętrzną (indykowaną), oznacza się moc rzeczywistą na sprzęgle, mierząc moc elektryczną na zaciskach prądnicy N_{el} , a następnie obliczając lub przyjmując jej straty elektryczne czyli t. zw. sprawność elektryczną η_{el} , dochodzimy do wartości mocy na sprzęgle:

$$N_e = \frac{N_{el}}{\eta_{el}}.$$

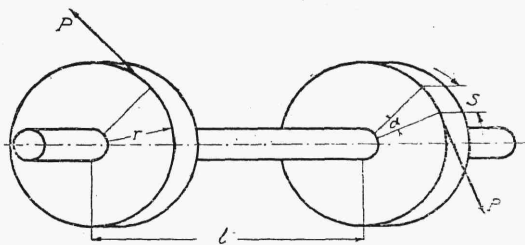
Moc rzeczywistą N_e można znaleźć przy pomocy t. zw. dynamometrów różnych systemów, a których działanie polega bądź na mierzeniu skręcenia wałka o kąt α , co jest proporcjonalne przy danej jego długości pomiarowej l , do przenoszonego przez silnik momentu

$$M_l = P \cdot r$$

oraz do długości s na promieniu r (patrz rys. 98) lub przez wywoływanie przy ruchu turbiny ciśnienia wody w systemach łopatek, co w ostateczności daje moment odczytywany na wadze (dynamometr Froudego). Dynamometry takie są ciężkie, dosyć trudne do zmontowania, dostosowane być muszą do typu turbiny, stąd używa się ich tylko przy badaniu turbin w laboratoriach i fabrykach, gdy nie można użyć obciążenia elektrycznego, a co szczególnie ma znaczenie przy próbach turbin okrętowych.

Moc elektryczną przy prądzie stałym lub przy prądzie zmiennym i równym obciążeniu wszystkich faz oporem omowym oznaczamy przez pomiar napięcia i natężenia oraz prądu wzbudzającego, o ile pochodzi z zewnątrz, zaś w innych wypadkach metodą t. zw. dwóch watomierz y. (Patrz str. 169).

Przy dostawach nowych turbin oraz przy bieżącej kontroli istniejących najdogodniej odnosić jest wszelkie wielkości wprost do mocy elektrycznej czyli traktować zespół silnik-prądnica jako całość. W tych wypadkach,

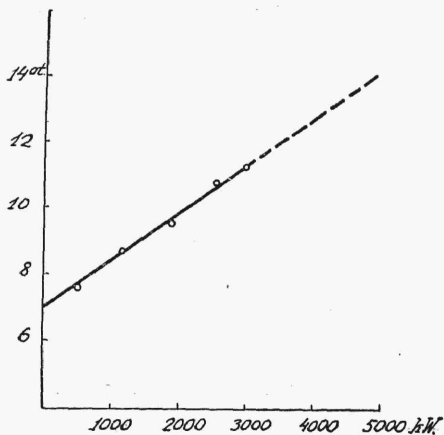


Rys. 98

gdy turbina pracuje bezpośrednio sprzęgnięta ze sprężarką (huty) lub z pompą odśrodkową, jej moc odnosić można wprost do ilości powietrza sprężanego lub pompowanej wody w jednostce czasu przy pewnym, z góry określonym stosunku ciśnień.

Moc zużywaną przez silniki stosowane do elektrycznego napędu pomp przy skraplaniu pary z turbiny należy oznaczyć osobno i od ogólnej mocy odjąć, by otrzymać moc użyteczną turbiny.

Niejednokrotnie ważnem jest stwierdzenie najwyższej mocy turbiny mimo, że niema odpowiedniego obciążenia lub mimo, że kotłownia



Rys. 99.

jest zbyt szczupła, by pokryć zapotrzebowanie pary przy sztucznie wywołanym najwyższem obciążeniu. Można tę wielkość charakterystyczną turbiny oznaczyć w ten sposób, że przy różnych obciążeniach obserwuje się jej moc i odpowiadające temu ciśnienie za zaworem regulacyjnym turbiny. Ekstrapolując tę linię do ciśnienia jakie się uzyska przy zupełnym otwarciu zaworu regulacyjnego czyli przy zrównaniu się ciśnień przed i za zaworem, uwzględniając stratę przy przepływie około 0,5 at, otrzymamy moc najwyższą turbiny (rys. 99). Jednocześnie nie mając pełnego obciążenia

można z przebiegu tej linii wnioskować o ile zniżyć można ciśnienie w kotle bez wpływu na warunki pracy samej turbiny.

2. Rozchód pary.

Obok mocy turbiny, rozchód w niej pary na 1 kWh stanowi wielkość, która powinna być stale kontrolowana, jako charakterystyczna dla kosztów produkcji energii i jakości odbywającej się w silniku zamiany ciepła na pracę.

W turbinach normalnych, stanowiących olbrzymią większość, pomiar rozchodu pary odbywa się przez mierzenie ilości skroplin, wydzielanych w skraplaczu powierzchniowym. Ponieważ pomiaru tego dokonać można w sposób prosty, a zapewniający dokładność, okres jego trwania może być względnie krótki, trwający przy stanie zupełnej równowagi nawet od $\frac{1}{2}$ do 1 godziny. Przy oznaczaniu rozchodu pary przez pomiar wody zasilającej kocioł, okres trwania pomiaru nie powinien wynosić mniej jak 6 godzin; wyjątkowo przy zupełnej równowadze 4 godziny.

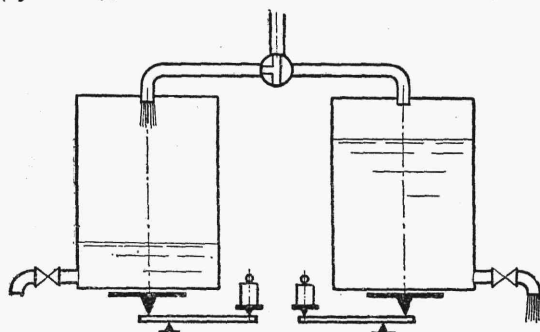
Stwierdzenie rozchodu pary w turbinie odbywać się może przez:

a) pomiar ilości skroplonej pary w skraplaczu powierzchniowym drogą ważenia przez:

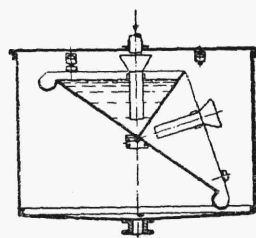
α) kierowanie skroplin przy pomocy kurka trójprzewodowego naprzemian do dwóch zbiorników, ustawionych na wagach i opatrzonych obszernymi wylotami spustowymi (rys. 100). Notując czas potrzebny do napełnienia się zbiornika oraz ważąc w ten sposób napełniony zbiornik, oznaczamy ilość skroplin w jednostce czasu. Odpływ ze zbiornika powinien być tak urządzony, by jego opróżnianie trwało krócej, niż napełnianie, t. zn. że zasuwa odprowadzająca wodę ze zbiornika powinna być dużych wymiarów;

β) kierowanie skroplin do obszernych zbiorników wzorcowanych, przyczem wzorcowanie uwzględniać powinno temperaturę skroplin. Robi się to zazwyczaj w ten sposób, że wzorcuje się przy dwóch temperaturach, między które interpoluje się temperaturę panującą w zbiorniku podczas pomiaru;

γ) w automatycznych wodomiarach z wahliwemi nieckami (rys. 101), umieszczonemi na zawiasach; w chwili, gdy jedna niecka opróżnia



Rys. 100.



Rys. 101.

się przechylona do dołu, druga poczyną się napełniać, a napełniwszy się, jako cięższa, opada na dół, poczem gra się powtarza (Schilde). Ilość wahnien notowana jest automatycznie. Wodomiarzy te muszą być przed pomiarem i po jego ukończeniu wzorcowane;

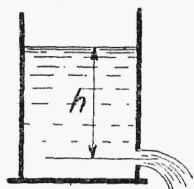
δ) o ile dopływ skroplin jest jednostajny i tak duży, że poprzednie metody nie mogą być stosowane, można użyć naczyń z wzorcowanym otworem Ponceleta (rys. 102). Aby uspokoić poziom wody i ułatwić odczytanie jego stanu na wodowskazie wstawić można do wnętrza naczynia siatki. Przy raz wywzorcowanych otworach i ustalonych krzywych ilości wypływu w zależności od wysokości spiętrzenia h , naczynie takie służyć może stale do pomiarów kontrolnych. Dla ułatwienia wzorcowania dobrze jest wykonać naczynie o kilku otworach, które wzorcuje się oddzielnie, zamykając wszystkie za wyjątkiem jednego, kolejno wzorcowanego. Wydatek całkowity równy jest oczywiście sumie wydatków poszczególnych otworów.

b) W tych wypadkach gdy turbina nie posiada skraplacza powierzchniowego dokonywa się pomiaru rozchodu wody zasilającej kocioł parowy przy zupełnem odcięciu wszelkich odgałęzień rurociągów wodnych i parowych oraz przy uwzględnieniu tych wszystkich strat pary, jakie mają miejsce w postaci skraplania się pary pomiędzy kotłem a turbiną. (Patrz str. 172).

c) Przez pomiar ilości dopływającej do turbiny pary przy pomocy wzorcowanej dyszy w myśl zależności:

$$G = \psi F \sqrt{\frac{p}{v}} = 0,0075 \cdot F_{mm}^2 \sqrt{\frac{p \frac{kg}{m^3}}{v \frac{m^3}{kg}}} \text{ kg/h.}$$

Tej metody używa się również przy oznaczaniu ilości odbieranej pary przelotowej z turbiny w tych wypadkach, gdy nie można zastosować skraplania jej w aparatach grzejnych lub skraplaczach.



Rys. 102.

Pomiar ten jest o tyle u turbin ułatwiony, że tak para doletowa jak, prawie zawsze, para odbierana jest w stanie przegrzanym, a więc wszystkie jej parametry są znane.

Część pary uchodzącej z turbiny nie skrapla się jeszcze w skraplaczu, ale dopiero w pompie powietrznej lub smoczku wodno-powietrznym i ta ilość poprzednio podanymi metodami oznaczyć się nie da. Przy małych skraplaczach, przy zbyt szczupłej zaprojektowanej powierzchni chłodzonej albo przy rurkach obłożonych kamieniem ilość ta stanowić może 3 — 4% ogólnego rozchodu pary.

Tę ilość pary można tylko w tym wypadku oznaczyć, gdy wodę używaną do pomp powietrznych mierzy się oddzielnie.

Ilość pary używana do uszczelnień dławnic parowych, do napędu ejektorów parowych i t. p., należy oznaczać osobno i doliczać do ogólnego rozchodu pary, natomiast o ile parę odprowadza się z turbiny lub jej urządzeń pomocniczych do innych celów, do podgrzewania wody zasilającej lub ogrzewania pomieszczeń i t. p., należy uwzględnić na korzyść turbiny tę ilość ciepła, którąby w niej mogła jeszcze oddać pracę.

Przy oznaczaniu rozchodu pary przez pomiar skroplin trzeba zwrócić uwagę na szczelność skraplacza, w przeciwnym razie może to być powodem poważnych błędów dzięki wciskaniu się do skraplacza wody chłodzącej. Nieszczelność skraplacza można stwierdzić w ten sposób, że po zamknięciu dopływu pary do turbiny, a utrzymaniu cyrkulacji wody chłodzącej, obserwuje się pompę do skroplin. O ile po 15 minutach dostarcza ona jeszcze wodę, jest to dowodem, że woda pochodzi nie ze skroplonej pary, ale że jest to woda chłodząca, która przedostała się przez nieszczelności skraplacza.

Nie mogąc z tych czy innych powodów usunąć nieszczelności skraplacza przed dokonaniem pomiaru można błęd przez to popełniany uwzględnić w następujący sposób: zamiast termometrów przed skraplaczem na rurociągach doprowadzających i odprowadzających wodę chłodzącą umieszcza się mano-vacuummetry, odcina się dokładnie dopływ pary do turbiny i dokonywa się w ciągu $\frac{1}{2}$ do 1 godziny pomiaru wody, pochodzącej z nieszczelności, a dostarczanej przez pompę, odczytując przytem wskazania obydwu mano-vacuummetrów na rurach wodnych i vacuummetru na skraplaczu.

Ilość wody przedostającej się do skraplacza przy tych samych nieszczelnościach jest tem większa, im większa jest różnica ciśnień w części wodnej i parowej skraplacza. Oznaczmy ciśnienie bezwzględne wody, mierzone przed i za skraplaczem przez p_1 i p_2 , a próżnię w skraplaczu przez p_1' , wówczas ta średnia różnica ciśnień będzie

$$\frac{p_1 + p_2}{2} - p_1' = \Delta p_1.$$

Temu ciśnieniu odpowiada prędkość wody w przekroju przepływu przez nieszczelności

$$w_1 = \sqrt{2g\Delta p_1},$$

jednocześnie ilość przepływającej wody podczas tego pomiaru została zmierzona jako G_1 .

W rzeczywistości podczas pomiaru rozchodu pary dzięki lepszej próżni, przy uszczelnionych parą dławnicach, wynoszącej tylko p' , przy różnicy ciśnień

$$\frac{p_1 + p_2}{2} - p' = \Delta p$$

czemu odpowiada prędkość przepływu

$$w = \sqrt{2g\Delta p}$$

przedostała się do skraplacza większa ilość wody, mianowicie G , przyczem zachodzi zależność, że

$$G = G_1 \frac{w}{w_1} = G_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_1}}.$$

3. Wielkości charakterystyczne turbiny.

Po za stwierdzeniem mocy turbiny N kW i rozchodu pary D kg/kWh, dwóch wielkości będących miarą przy ocenie turbiny, ważnem jest dla jej bliższej charakterystyki wprowadzenie szeregu współczynników, podobnie jak przy badaniu innych silników, dających względne porównanie z gdzieindziej wykonanymi turbinami lub z silnikami doskonałymi.

Do takich współczynników i wielkości należą:

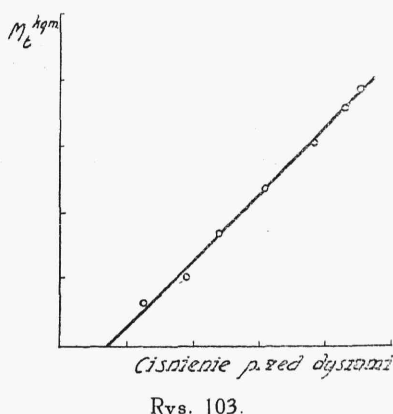
a) **Sprawność mechaniczna**, jako miara strat mechanicznych zachodzących w turbinie, a sprawiających, że część tylko energii mechanicznej, wywiązanej na obwodzie wirników, zostanie doprowadzona do sprzęgła turbiny, reszta służy do pokrycia własnych oporów mechanicznych. Jeżeli moc wewnętrzną, wywiązaną wewnątrz turbiny, nazwiemy przez N_i , a moc na sprzęgle N_e , to sprawność mechaniczna

$$\eta^m = \frac{N_e}{N_i}.$$

Te straty mechaniczne zależą od systemu, konstrukcji i stanu turbiny i wahają się w granicach 2—6%, są więc znacznie mniejsze, niż u silników tłokowych, zatem sprawność mechaniczna turbiny parowej

$$\eta_m = 0,94 - 0,98.$$

Sposób oznaczenia tych strat mechanicznych w silnikach turbini-



Rys. 103.

wych jest o wiele trudniejszy, niż u silników tłokowych, gdzie porównanie pracy indykowanej, znalezionej z wykresu indykatora, z pracą rzeczywistą daje nam te straty; tutaj należy sięgnąć do innej metody, do oznaczenia mocy wewnętrznej.

Moc wewnętrzną N_i można przedstawić równaniem:

$$N_i = N_e + (N_o' - N_o'')$$

przyczem N_o' oznacza opory tarcia łożysk i mechanizmów, zaś N_o'' — opory tarcia wirników podczas ich ruchu w środowisku pary.

Gdybyśmy znali N_o' i N_o'' , to znając moc użyteczną N_e — możnaby znaleźć moc wewnętrzną, a zatem i sprawność mechaniczną.

Doświadczalne oznaczenie wielkości N_o' i N_o'' jest możliwe przy pomocy następującej metody: przez obserwację, przy zmianie obciążenia turbiny, ustala się zależność ciśnienia przed dyszami od mocy turbiny lub, przy stałych obrotach, od rozwijanego momentu użytecznego, bo

$$M_t = 716,20 \frac{N}{n}$$

i ujmuje się to w postaci krzywej, jak na rys. 103. Tak otrzymana krzywa służyć może również dla tej samej turbiny do oznaczania z góry M_t przy danej prędkości przed dyszami.

Moment obrotu wyrazić można także związkiem, do którego wchodzi moment bezwładności J i prędkość kątowna ω lub liczba obrotów n

$$M_t = J \frac{d\omega}{d\tau} = J \frac{dn}{d\tau} \cdot \frac{2\pi}{60}.$$

Następnie, odstawiając regulator i utrzymując ręcznie przy pomocy zaworu stałe ciśnienie przed dyszami, puszczamy turbinę w ruch, obserwując w stałych odstępach czasu przy rozpędzaniu się turbiny do normalnej liczby obrotów przyrosty prędkości, względnie liczby obrotów na tachometrze i zestawiając wyniki obserwacji w krzywą w funkcji czasu:

$$n = f(\tau),$$

z której możemy znaleźć stosunek $\frac{dn}{d\tau}$ dla normalnej liczby obrotów. Mo-

ment M_o rozwijany wówczas przy rozpędzaniu się turbiny służył wyłącznie do przyspieszenia obracających się mas, a moment ten, o ile ciśnienie przed dyszami było stałe, można znaleźć z krzywej na rys. 104 dla panującego wówczas właśnie ciśnienia.

A więc moment bezwładności:

$$J = \frac{M_o}{\left(\frac{dn}{d\tau} \right) \frac{\pi}{30}}.$$

Wielkość ta daje się oznaczyć również drogą rachunku z kształtu i wymiarów części ruchomych turbiny.

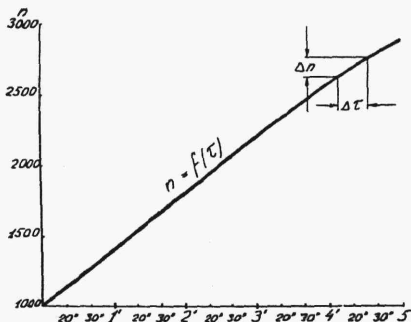
Mając w ten sposób znaleziony moment bezwładności obracających się mas turbiny J , można przystąpić do obliczenia mocy, potrzebnej do pokonania oporów wewnętrznych. Mianowicie w chwili, gdy turbina pracuje normalną liczbą obrotów bez obciążenia, zamykamy nagle dopływ pary, wskutek czego przy pokonywaniu oporów tarcia w łożyskach oraz oporów wentylacji i tarcia pary o wirniki, liczba obrotów pocnie się zmniejszać, co stwierdzamy przy pomocy tachometru i zestawiamy krzywą (rys. 105)

$$n = f(\tau).$$

W związku wyrażającym moment obrotu:

$$M_o = J \frac{dn}{d\tau} \frac{\pi}{30},$$

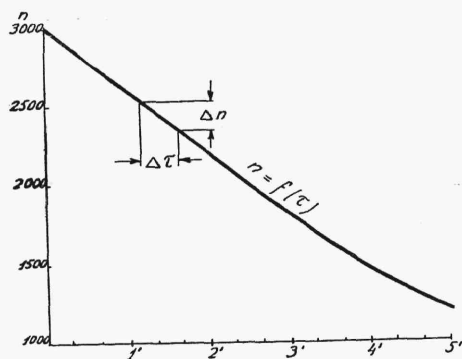
który w tym wypadku służy do pokonania szukanych oporów, znane są



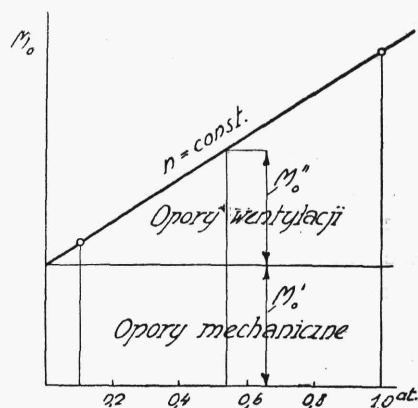
Rys. 104.

wszystkie wielkości, bo $\frac{\Delta n}{\Delta \tau}$ oznaczamy z krzywej (rys. 105) wykreślnie, a zatem tą drogą znaleźć możemy M_o albo, w odniesieniu do normalnej liczby obrotów, także i moc N_o .

Tak obliczona wielkość N_o odnosi się do pewnego stałego ciśnienia odlotowego w skraplaczu, przy innym rozkładzie ciśnień w turbinie opory te, jako zależne od oporu wentylacji, będą inne. Chcąc ten czynnik uwzględnić, a jednocześnie osobno znaleźć pracę tarcia w łożyskach i mechanizmach N_o' , a osobno pracę tarcia wirników o parę i pracę wentylacji N_o'' , przyjmuje się, że zależność oporów wentylacji od ciśnienia jest linjowa, co zresztą odpowiada rzeczywistości z dużym przybliżeniem.



Rys. 105.



Rys. 106.

Aby te dwie grupy oporów rozdzielić, robi się opisany wyżej pomiar dla dwóch różnych ciśnień odlotowych, więc np. przy pracy turbiny ze skraplaczem i na wydmuch i dla każdego z nich oznacza się moment obrotu. Wielkości te ujęte w wykres (rys. 106) pozwalają przez ekstrapolację wyznaczyć moment dla absolutnej próżni przy wylocie z turbiny czyli dla $p_o = 0$, a stąd można znaleźć M_o' i odpowiadające mu N_o' , potrzebne do pokrycia rozchodu energii na pokonanie oporów mechanizmów turbiny.

Mając oznaczoną w ten sposób moc, potrzebną na pokrycie oporów własnych N_o' i moc N_o rzeczywistą turbiny, możemy ustalić jej moc [wewnętrzną N_i (indykowaną)].

Jakkolwiek słusznem byłoby do oporów mechanicznych zaliczyć także straty N_o'' , jednak ponieważ sprawność mechaniczna ma być miarą wykonania turbiny pod względem mechanicznym, wyraża się ją zazwyczaj jako

$$\eta_{lm} = \frac{N_i - N_o'}{N_i}$$

zaliczając straty wskutek tarcia pary i wentylacji N_o'' do strat cieplnych.

b) Sprawność ogólna turbiny η_o jest miarą wszelkich strat, związanych z zamianą w niej ciepła na pracę, przyczem jako ciepło dostarczone rozumieć należy ciepło zawarte w parze przed turbiną, zaś jako energię użyteczną, energię mierzoną na sprzęgle turbiny albo, wobec łatwiejszego pomiaru, nawet energię na zaciskach napędzanej przez turbinę prądnicy. Zatem

$$\eta_o = \frac{857}{D_e (i - t_o)},$$

przyczem 857 jest cieplnym równoważnikiem $1 kWh = 1,36 KWh$, D_e —rozchód pary na $1 kW$ rzeczywisty, a i — jej ciepłnik całkowity, t_o — temperatura skroplin.

Wobec tego, że zawsze turbiny pracują parą przegrzaną, choćby ze względu na wycieranie się łopatek, oznaczanie i przy pomocy wykresów IS nie sprawia żadnej trudności.

Przy stosowaniu odbioru pary przelotowej w turbinie w ilości D_1 o ciepłiku i_1 , a gdy do skraplacza przechodzi tylko D_2 pary, sprawność ogólna takiej turbiny będzie:

$$\eta_o = \frac{857}{(D_1 + D_2) (i - t_o) - D_1 \cdot i_1}$$

Ciepłik i_1 jest łatwo oznaczyć, gdyż para odbierana w turbinie zawsze jest, mniej lub więcej, przegrzana.

W ostatnich czasach, wobec zmiennego u różnych turbin przegrzania i prężności pary dolotowej, częstokroć zamiast dawniej stosowanej oceny przez podanie rozchodu pary na $1 kWh$ podaje się dziś ilość kalorii, potrzebnych na $1 kWh$ czyli $D_e (i - t_o)$ $kcal/kWh$.

Sprawność ogólna jest wielkością podstawową i charakterystyczną dla turbiny, jeżeli chodzi o oznaczenie kosztów ruchu, oparcia na tem kalkulacji i t. p., lecz, podobnie jak w silniku tłokowym, miarą doskonałości konstrukcji jest:

c) rzeczywista sprawność wewnętrzna η_i jako stosunek pracy wywiązanej w turbinie z $1 kg$ pary do pracy, jaką ten kg pary wykonałby w turbinie doskonałej. Ponieważ, jak wyżej była mowa, sprawność wewnętrzną turbiny oznaczyć jest dosyć trudno, porównuje się pracę silnika doskonałego z rzeczywistym po uwzględnieniu strat mechanicznych czyli z pracą rzeczywistą, przeto inaczej jak to się dzieje u parowych silników tłokowych.

Jeżeli więc na wytworzenie $1 kWh$ turbina zużywa D_e kg pary, więc $1 kg$ dostarcza pracy AL_e według zależności

$$857 = AL_e D_e \quad \text{czyli} \quad AL_e = \frac{857}{D_e}$$

Ten sam kilogram pary w turbinie doskonałej przy adiabatycznym rozprężaniu się wytworzyłby pracy AL_t , więc rzeczywista sprawność wewnętrzna:

$$\eta_{ie} = \frac{AL_e}{AL_t} = \frac{857}{D_e AL_t}.$$

W przypadku oceny turbiny z pośrednim odbiorem pary sprawność rzeczywista wewnętrzna wyrazi się przy zachowaniu poprzedniego znakovania

$$\eta_{ie} = \frac{857}{(D_1 + D_2) AL_{t_2} + D_2 AL_{t_1}},$$

gdzie AL_{t_1} oznacza teoretyczną pracę rozprężania od ciśnienia przy odbiorze pary do ciśnienia w skraplaczu, AL_{t_2} — tylko tę część, która odpowiada różnicy ciśnień pomiędzy wlotem do turbiny i wylotem przy jej pośrednim odbiorze. Wielkości te odczytuje się dogodnie jako proste odcinki z wykresów entropowych IS ¹⁾.

Dzięki temu, że sprawność ta wskutek wewnętrznych strat cieplnych jest mniejsza od jedności, stan pary przy wylocie nie jest taki, jakby to wynikało z adiabatycznego rozprężania się, ale para jest suchsza i czym sprawność jest mniejsza, tem z turbiny uchodzi, przy tem samym ciśnieniu odlotowym, para²⁾ bogatsza w ciepło. Ponieważ sprawność ogólna turbin parowych jest mniejsza niż maszyn parowych, przeto para odlotowa i odbierana para przelotowa z silników tłokowych jest wilgotniejsza niż z wirnikowych.

d) Sprawność teoretyczna. Aby ocenić jak pracowałaby dana turbina, gdyby była doskonałą, t. zn., aby otrzymać miarę warunków technicznych pracy turbiny, wprowadza się t. zw. sprawność teoretyczną, jako stosunek pracy AL_t otrzymanej z 1 kg pary w warunkach doskonałych do ciepła pozostawionego przez ten kilogram pary w obrębie turbiny czyli do $(i - t_o)$, więc

$$\eta_t = \frac{AL_t}{i - t_o}.$$

Sposób oznaczania licznika i mianownika podany był już wyżej.

Wartość tego współczynnika wykaże, że przy danym spadku ciśnień i temperatur nawet turbina doskonała posiadałaby sprawność daleką od jedności.

e) Jakość próżni w skraplaczu. Jeżeli ciśnienie panujące w skraplaczu jest b , zaś ciśnienie barometryczne b_o , wszystko odniesione do 15° C, to próżnia jest

¹⁾ B Stefanowski. Termodynamika techniczna. 1923.

$$\frac{(b_0 - b)}{737,4} \text{ kg/cm}^2.$$

Ponieważ ze względu na obecność powietrza w skraplaczu i niedoskonałe przechodzenie ciepła przez jego rurki ciśnienie w nim panujące b jest większe niż b_t , odpowiadające temperaturze wody chłodzącej na dopływie. Różnicę tę $(b_t - b)$ ocenia się najlepiej jako sprawność skraplacza.

$$\eta_s = 1 - \frac{(b_t - b)}{b_t} = \frac{b}{b_t}.$$

Przy ocenie samego wpływu powietrza na próżnię należy brać jako ciśnienie doskonałe to, jakie odpowiada temperaturze skroplin.

Pomiar ciśnienia w skraplaczu odbywa się przy pomocy otwartych manometrów rtęciowych.

f) Ilość wody chłodzącej używanej do skraplania pary w skraplaczu powinna być możliwie niewielka ze względu na koszty urządzenia i koszt napędu pomp cyrkulacyjnych, jednakowoż równocześnie jakość próżni nie powinna na tem cierpieć.

Ilość tę można oznaczyć traktując ją jako wydatek pompy odśrodkowej (patrz badanie pomp odśrodkowych str. 206), więc mierząc wydatek przy pomocy danaidy lub przelewu albo też pośrednio z ogrzania się wody przy traktowaniu skraplacza jako kalorymetru. Para uchodząca ze skraplacza, której ciśnienie i temperaturę mierzy się u wylotu z turbiny, unosi ze sobą ilość ciepła i_0 , którą oddaje wodzie chłodzącej za wyjątkiem ilości t_0 , odpowiadającej ciepłu skroplin przy tej temperaturze, natomiast woda ogrzeje się od t' do t'' , zachodzi więc związek, z którego można przypadać na każdy skroplony kilogram pary ilość wody G_0 w następujący sposób obliczyć:

$$i_0 - t_0 = G_0 (t'' - t'),$$

więc

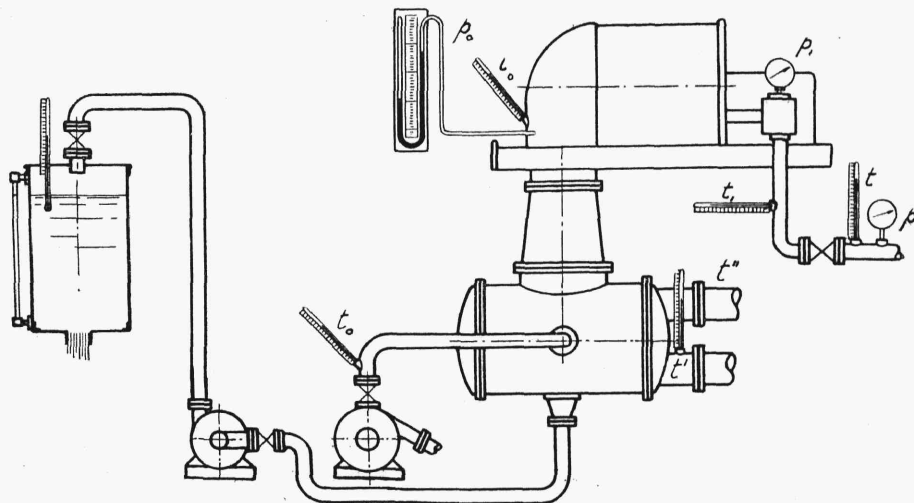
$$G_0 = \frac{i_0 - t_0}{t'' - t'}.$$

Wielkość i_0 znaleźć można z wykresów IS , o ile para odlotowa jest przegrzana, w przeciwnym wypadku pomiar przy normalnym dopływie wody chłodzącej odbywa się dla biegu jałowego turbiny, kiedy więc niewątpliwie para odlotowa jest przegrzana.

Stan odlotowy pary i_0 znaleźć także można w przybliżeniu, przy pominięciu promieniowania, jako różnicę ciepła doprowadzonego do turbiny i ciepła zamienionego na pracę, liczoną na wale turbiny.

4. Wykonanie pomiaru i przykład.

Przed przystąpieniem do wykonania pomiaru w celu zbadania charakterystycznych właściwości turbiny należy, aby stan jej był taki, do jakiego odnieść chcielibyśmy znalezione wartości, więc np. o ile chcemy sprawdzić gwarancję, daną przez dostawcę dla turbiny znajdującej się w poprawnym stanie, należy ją doprowadzić do tego stanu np. przez wyczyszczenie łopatek turbiny, rurek skraplacza, poprawę uszczelnienia i t. p. Podobnie, gdy chcemy scharakteryzować turbinę pod względem rozchodu pary na 1 kWh należy ją badać nie przy dowolnym, małym obciążeniu ale przy



Rys. 107

bliskiem do normalnego, jakkolwiek często może mieć znaczenie znalezienie rozchodu pary dla obciążenia częściowego, o ile ono w pewnym zakładzie przemysłowym przeważa, lecz tak znaleziony rozchód pary będzie charakteryzował warunki ruchu, a nie będzie przesądzał jakości samej turbiny i t. p. Również i pod względem ciśnienia i temperatury pary dołotowej oraz ciśnienia w skraplaczu należy doprowadzić warunki do stanu normalnego.

Przed rozpoczęciem badań należy sprawdzić i wywzorcować przyrządy pomiarowe, więc służące do pomiaru mocy elektrycznej, ciśnień, temperatur, szczególnie na dopływie pary do turbiny i wody do skraplacza, przyczem, gdy pomiar odbywa się w zmiennych warunkach obciążenia rurki metalowe, w których znajdują się termometry, powinny być cienkościennie, by szybko nabierały temperatury otoczenia. Jako temperaturę i ciśnienie pary dołotowej uważa się te, jakie zostaną zmierzone bezpośrednio przed zaworem głównym.

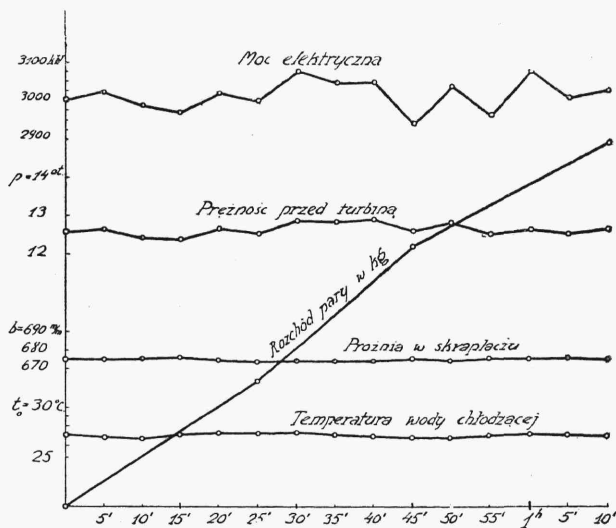
Schemat urządzenia turbinowego, przystosowanego do celów pomiarowych przedstawia rys. 107.

Przed pomiarem, któremu chcemy nadać większą wagę, wskazane jest wykonanie pomiaru wstępnego w celu usunięcia ujawniających się podczas tych czynności niedogodności oraz w celu obznajmienia i skontrolowania personelu pomocniczego w sposobie odczytywania na poszczególnych przyrządach pomiarowych.

Odczytywanie wszystkich bardziej zmiennych wielkości, więc przede wszystkim mocy, odbywać się powinno nie rzadziej niż

co 5 minut, gdyż cały pomiar przy metodzie oznaczania rozchodu pary z ilości skroplin trwa zazwyczaj około 1 godziny.

Bardzo dobrą miarę ustalenia się warunków pracy w turbinie daje wykres (rys. 108), ujmujący w funkcji czasu obserwowane wielkości, więc przede wszystkim rozchód pary, moc, ciśnienie pary za zaworem regulacyjnym, próżnię w skraplaczu oraz temperaturę wody chłodzącej na dopływie do skraplacza. Kształt poszczególnych linii daje doskonały obraz i miarę stanu równowagi w turbinie podczas pomiaru.



Rys. 108.

Przykład.

Turbina A.E.G. na 2000 kWh w ABCD.

Stała liczba obrotów $n = 2750$. Stan barom. $b_0 = 765 \text{ mm Hg} = 1,04 \text{ at abs.}$

Moc elektryczna prądnicy N_{el}				Ciśnienie pary			Temperatura pary			Woda chłodząca				
natężenie	napięcie	wzbudz.		przed zaworem regulacyjnym	za zaworem regulacyjnym	u wylotu	przed zaworem	za zaworem	temperatura skroplin	ilość skroplin	ilość wody chłodzącej	temp. przy wlocie	temp. przy wylocie	Zapotrzebowanie energii do uruchom. skraplania pary
		natężenie	napięcie											
A	V	A	V	$p \text{ at}$	$p_1 \text{ at}$	$p_0 \text{ mmHg}$	t	t_1	t_0	Gkg/h	$G_0 \text{ m}^3/\text{h}$	t'	t''	kW
7670	220	54	102,3	13,14	11,54	82	229	226	39,4	18620	814	11,4	24,1	91

Z tych średnich z pomiaru obliczamy poszczególne wartości.

Moc elektryczną

$$220.7670 = 1687 \text{ kW.}$$

Przy sprawności prądnicy $\eta_{el} = 0,915$, zapotrzebowanie przez nią mocy

$$\frac{1687}{0,915} = 1840 \text{ kW.}$$

Zapotrzebowanie mocy przez maszynę wzbudzającą łącznie z 10% strat

$$102,3.54,1,1 = 6 \text{ kW.}$$

Moc rzeczywista turbiny

$$1840 + 6 = 1846 \text{ kW.}$$

Stopień obciążenia turbiny

$$\frac{1846.100}{2000} = 92\%.$$

Moc potrzebna do pokonania tarcia wewnętrznego turbiny, oznaczona osobno, wynosi 83 kW, stąd moc turbiny wewnętrzna (indykowana) mierzona na wale

$$1846 + 83 = 1929 \text{ kW,}$$

zaś sprawność mechaniczna

$$\eta_m = \frac{1846.100}{1929} = 95,7\%.$$

Zapotrzebowanie mocy do uruchomienia skraplania pary

$$\frac{91.100}{1846} = 4,9\%.$$

Ciepłik całkowity pary dolotowej (z wykresu IS)

$$i_1 = 691 \text{ kcal/kg.}$$

Ciepłik całkowity pary odlotowej oblicza się ze związku

$$G_0 (t'' - t') = G (i_0 - t_0)$$

skąd

$$i_0 = \frac{G_0}{G} (t'' - t') + t_0 = 593 \text{ kcal/kg,}$$

więc przy ciśnieniu $p_0 = 82 \text{ mm Hg} = 0,112 \text{ at abs}$ z równania

$$i_0 = i'_0 + x_0 r_0 \quad x_0 = 0,954.$$

Rozchód pary na 1 kWh elektr. bez uwzględnienia kosztów skraplania i uszczelnienia dławnic parą

$$\frac{18620}{1687} = 11,0 \text{ kg/kWh.}$$

Rozchód na 1 kWh mierzony na wale turbiny

$$\frac{18620}{1929} = 9,7 \text{ kg/kWh.}$$

Sprawność ogólna turbiny w odniesieniu do jej mocy wewnętrznej

$$\eta_i = \frac{632,2 N_i}{i_1 \cdot G} = 0,13,$$

zaś w odniesieniu do mocy elektrycznej

$$\eta_{i0} = \frac{632,2 N_{el}}{i_1 \cdot G} = 0,10.$$

Moc teoretyczna turbiny przy uwzględnieniu pracy adiabatycznej 1 kg pary dla danych warunków $= AL_t = 182 \text{ kal/kg}$

$$N_t = \frac{AL_t \cdot G}{632,2} = 5370 \text{ KM,}$$

więc sprawność indykowana

$$\eta_i = \frac{N_i}{N_t} = \frac{1929}{0,736 \cdot 5370} = 0,48.$$

Podobnie dla stanu pary po przejściu zaworu regulacyjnego dla $AL_t = 178 \text{ kal/kg}$, moc teoretyczna

$$N_t = 5260 \text{ KM,}$$

zaś

$$\eta_i = 0,50.$$

IV. Badanie pompy odśrodkowej.

1. Działanie pompy

Działanie pompy odśrodkowej polega na tem, że łopatki wirnika (rys. 114), obracając się, wywierają nacisk na ciecz znajdującą się między niemi i nadają jej stopniowo przy przepływie wzdłuż łopatki pewną szybkość, wskutek czego ciecz między wejściem i wyjściem z wirnika doznaje przyrostu ciśnienia oraz energii kinetycznej, która następnie przetwarza się w energję ciśnienia. Odbywa się to w kanale o zwiększającym się stopniowo przekroju. Na miejsce cieczy wyciskanej przez wirnik napływa przez rurę ssącą, pod działaniem ciśnienia atmosfery, nowa ilość cieczy.

Zaworów, oczywiście, pompa nie posiada a przepływ cieczy pompo-