BIULETYN INFORMACYJNY INSTYTUTU TECHNIKI CIEPLNEJ
POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

Nr 70 1987

Andrzej Miller, Janusz Lewandowski

Instytut Techniki Cieplnej

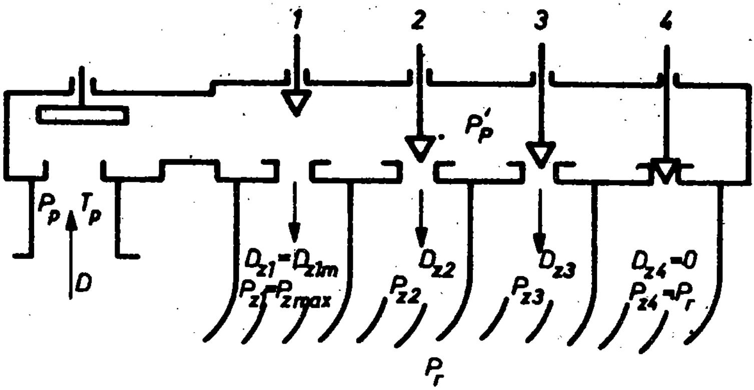
MODEL MATEMATYCZNY GRUPOWEGO ROZRZĄDU PARY W TURBINIE

Przedstawiono ogólny model matematyczny grupowego rozrządu pary, jako moduł modelu matematycznego turbiny, przeznaczonego do wyznaczania jej osiągów w zmienionych warunkach. Rozpatrzono możliwość uproszczenia omówionego modelu. Wyznaczono błędy w obliczeniach mocy stopnia regulacyjnego i mocy całej turbiny, spowodowane proponowanymi uproszczeniami, na przykładzie turbiny 13K215. Na tej podstawie oceniono zakres zastosowań modelu uproszczonego i pełnego.

1. WSTĘP

Grupowy rozrząd pary jest we współczesnych turbinach najczęściej występującym sposobem doprowadzenia pary do układu przepływowego maszyny. Jeśli zachodzi potrzeba wyznaczenia osiągów turbiny w warunkach różnych od znamionowych, pojawia się zatem także problem obliczeń rozrządu pary. Wobec powszechnego obecnie wykorzystywania do takich obliczeń maszyn cyfrowych, istnieje konieczność sformułowania odpowiedniego modelu matematycznego rozrządu.

Zadania tego modelu, jego wielkości wejściowe i wyjściowe są określone przez nadrzędny model matematyczny całej turbiny [1-3]. Model grupowego rozrządu pary pozwalać ma na określenie natężeń przepływu pary D_{zi} przez poszczególne zawory regulacyjne (grupy dysz stopnia regulacyjnego), oraz ciśnień p_{zi} za tymi zaworami, w zmiennych warunkach pracy (rys.1).



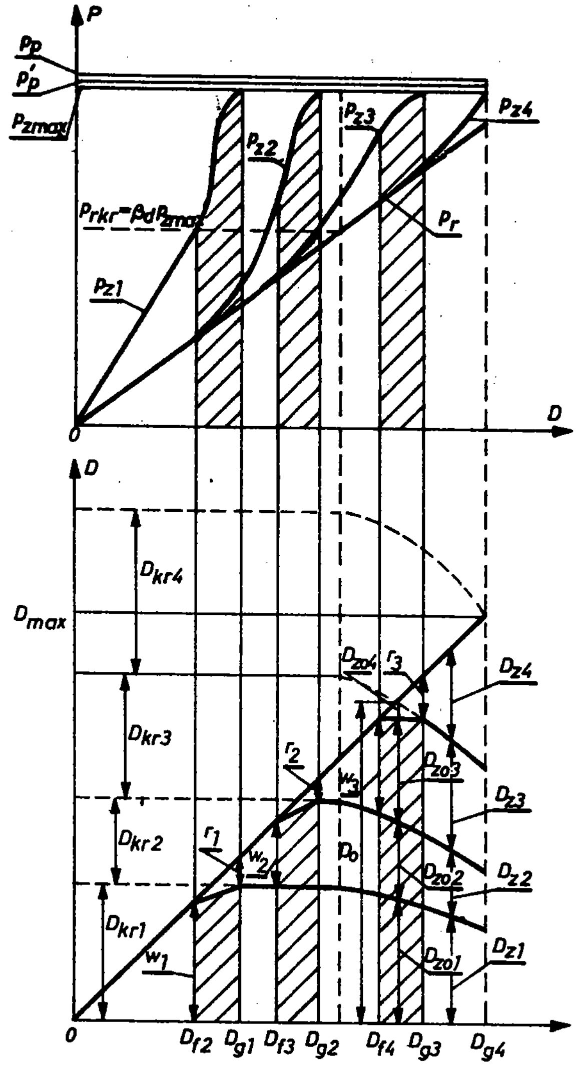
Rys.1. Schemat grupowego rozrządu pary (zawór 1 otwarty całkowicie, zawory 2 oraz 3 - częściowo, zawór 4 zamknięty). Na schemacie zaznaczono 4 zawory, jako że jest to najczęściej stosowany przypadek

Wielkościami wejściowymi modelu są natężenie przepływu pary dolotowej D, ciśnienie p_p i temperatura T_p pary dolotowej oraz ciśnienie p_r za stopniem regulacyjnym.

Prezentowany model stanowi uogólnienie opracowanych wcześniej modeli dotyczących szczególnych rodzajów zmian warunków pracy. W pracy [1] przedstawiono model dla przypadku znanej i stałej zależności ciśnienia za stopniem regulacyjnym p_r od natężenia przepływu pary dolotowej D. Metoda obliczeń rozrządu pary przedstawiona w [2] może mieć zastosowanie przy dodatkowym jeszcze ograniczeniu - przy pracy ze stałymi wartościami parametrów termodynamicznych pary dolotowej $(p_p, T_p) = \text{const}$.

2. KONCEPCJA MODELU

Charakterystyka rozrządu pary turbiny w ogólnym przypadku określona jest przez indywidualne cechy konkretnego układu rozrządu i układu regulacji turbiny. Przykład takiej charakterystyki przedstawiono na rys.2. Określa ona zależność ciśnień za poszczególnymi zaworami p_{zi} oraz natężeń przepływu pary przez poszczególne zawory D_{zi}, w funkcji natężenia



Rys.2. Przykładowa charakterystyka grupowego rozrządu pary. Rysunek górny przedstawia rozkłady ciśnień pary w charakterystycznych punktach rozrządu, zaś dolny zmiany natężeń przepływu pary przez poszczególne zawory i dysze

przepływu pary dolotowej D, przy stałych parametrach pary dolotowej p_p, T_p = const. oraz określonej zależności $p_r = p_r(D)$.

Przeprowadzone analizy wykazały [1-3], że do sformułowania modelu rozrządu pary potrzebna jest znajomość programu otwierania się kolejnych zaworów regulacyjnych, tj. znajomość natężeń przepływu pary przez turbinę D_{fi}, przy których zaczyna otwierać się i-ty zawór regulacyjny (tzw. punkt zaworowy), oraz natężeń przepływu D_{gi}, przy których ten zawór jest już całkowicie otwarty. Punkty D_{gi} nazywane są punktami zaworowymi. W niniejszej pracy nazwę tę przyjęto także dla punktów D_{fi}. Ponadto potrzebna jest znajomość związanych z tym programem zależności $D_{zi} = f(D)$ dla tych zakresów zmian natężenia przepływu pary przez turbinę D, gdy więcej niż jeden zawór regulacyjny otwarty jest częściowo, np. zakresów zakreskowanych na rys.2: $D_{f2} \div D_{g1}$, $D_{f3} \div D_{g2}$, $D_{f4} \div D_{g3}$. Pozwala to na określenie podziału strumienia pary D na strumienie D_{zi} w znamionowych warunkach pracy rozrządu pary:

$$D = \sum_{i=1}^{m} D_{zi} \tag{1}$$

gdzie m jest liczbą zaworów regulacyjnych w układzie rozrządu pary.

Obszary stanów pracy rozrządu, w których więcej niż jeden zawór otwarty jest częściowo, nazywane są obszarami przykrycia zaworowego. Przykrycie zaworowe ma na celu utrzymanie równomierności przyrostu mocy turbiny w procesie regulacji. Dostępne wartości (określone przez wytwórcę turbiny) D_{fi}, D_{gi} oraz zależności $D_{zi} = f(D)$ dotyczą pracy rozrządu pary przy znamionowych parametrach pary dolotowej oraz przy określonej, konkretnej zależności ciśnienie p_r za dyszami stopnia regulacyjnego od natężenia przepływu pary przez turbinę D (znamionowe warunki pracy układu rozrządu pary). Dane te traktowane będą dalej jako parametry modelu matematycznego i oznaczone dodatkowo indeksem "o".

W zmienionych warunkach pracy wartości natężenia przepływu dla punktów zaworowych D_{fi}, D_{gi} oraz zależności $D_{zi}(D)$ przyjmują inne wartości. Określenie zatem ich w zmienionych warunkach pracy jest jednym z głównych zagadnień powstałych przy formułowaniu modelu. Znajomość punktów zaworowych w zmienionych warunkach pozwala ustalić, w jakim zakresie pracy rozrządu zawarte jest zadane do obliczeń natężenie przepływu D, tj. określić liczbę l otwartych zaworów oraz liczbę t zaworów otwartych całkowicie. W praktyce zachodzić tu mogą dwa przypadki:

a) jeden zawór otwarty częściowo, a pozostałe zamknięte lub otwarte całkowicie;

b) dwa zawory otwarte częściowo, a pozostałe zamknięte lub otwarte całkowicie.

Stan pracy, w którym wszystkie zawory rozrządu otwarte są całkowicie mieści się w przypadku a.

Model rozrządu pary zawiera zatem trzy główne grupy zależności dla określenia punktów zaworowych, dla przypadku pracy z jednym zaworem otwartym częściowo oraz pracy z dwoma zaworami otwartymi częściowo. Opracowany jest on na podstawie zależności określających natężenie przepływu pary przez zawór regulacyjny oraz współpracującą z nim grupę dysz.

3. OKREŚLENIE PUNKTÓW ZAWOROWYCH

W zmienionych warunkach pracy natężenia przepływu pary odpowiadające punktom zaworowym są równe odpowiednio:

$$D_{gi} = \sum_{j=1}^{i-1} (D_{dm})_j + r_i, \qquad (2)$$

$$D_{fi} = \sum_{j=1}^{i-2} (D_{dm})_j + w_{i-1}, \qquad D_{f1} = 0, \qquad (3)$$

gdzie $D_{dm\ j}$ jest natężeniem przepływu pary przez zawory otwarte całkowicie, zaś r_i oraz w_{i-1} są natężeniami przepływu pary przez zawór otwarty częściowo (w położeniu jak w punktach zaworowych dla stanu znamionowego).

Natężenie przepływu D_{dm} dla poszczególnych grup dysz można wyznaczyć wykorzystując równanie przelotności.

Największe z możliwych natężeń $D_{d\ max}$ przepływu przez grupę dysz w zmienionych warunkach pracy, tj. krytyczne natężenie przepływu przy całkowicie otwartym zaworze regulacyjnym równe jest

$$D_{dmax} = (D_{dkr})_{max} = D_{dkro} \sqrt{\frac{(p_{z\ max}\ v_z)_o}{p_{z\ max}\ v_z}} \tag{4}$$

$$p_{z\ max} = a\ p_p\ ,$$

gdzie $p_{z\ max}$ oznacza ciśnienie za całkowicie otwartym zaworem regulacyjnym, przy czym współczynnik a (np. $a = 0{,}95$) uważany może być za stały, v_z - objętość właściwa za zaworem pary, indeks "o" dotyczy znamionowych warunków pracy rozrządu pary, a indeks "kr" przepływu krytycznego.

Natężenie przepływu D_d przez grupę dysz w zmienionych warunkach pracy, określone jest zależność

$$D_d = D_{d\ max} \frac{p_z}{p_{z\ max}} q_d, \tag{5}$$

przy czym jeśli

$$\varepsilon_d = \frac{p_r}{p_z} > \beta_d .$$

to

$$q_d = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_d - \beta_d}{1}\right)^2},$$

natomiast przy

$$\varepsilon_d \leqslant \beta_d$$

$$q_d = 1, \tag{7}$$

gdzie β_d oznacza krytyczny stosunek ciśnień dyszy.

Największe natężenie przepływu przez grupę dysz L_{dm}, przy pełnym otwarciu zaworu w zmienionych warunkach pracy

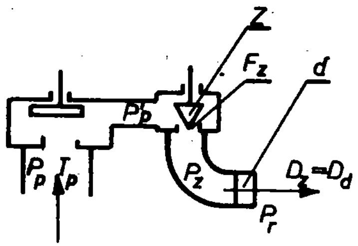
($p_z = p_{z\ max}$), przy zadanym ciśnieniu p_r za dyszami równe jest więc

$$D_{dm} = D_{d\ max}\, q_d\,, \tag{8}$$

przy czym wyrażenie q_d określone jest przez stosunek ciśnień

$$\varepsilon_d \approx \varepsilon_r = \frac{p_r}{p_{z\ max}}\,. \tag{9}$$

W celu wyznaczenia natężeń przepływu pary w oraz r przez częściowo otwarte zawory, przy zadanym ciśnieniu p_r, rozpatrzeć należy warunki współpracy grupy dysz i zasilającego ich zaworu w znamionowych i zmienionych warunkach pracy (rys.3)



Rys.3. Schemat układu zawór regulacyjny (z) - grupa dysz (d) stopnia regulacyjnego

Natężenie przepływu D_z przez zawór regulacyjny równe jest [4]

$$D_z = \frac{p_p'}{\sqrt{p_p'\ v_p'}}\,\mu F_z\, q_z\, c; \tag{10}$$

przy czym:

$$p_p' = b\ p_p; \quad q_z = q_z(\varepsilon_z,\ \beta_z); \quad \varepsilon_z = \frac{p_z}{p_p'}\,,$$

gdzie:

p_p' - ciśnienie pary za zaworem głównym (szybkozamykającym) turbiny (rys.3),

b - współczynnik związany ze stratą ciśnienia w zaworze głównym, traktowany jako stały (np. b = 0,98),

μ - współczynnik przepływu, zależny od konstrukcji zaworu, stopnia jego otwarcia oraz warunków przepływu,

c - wartość stała (dla pary przegrzanej c = 0,667),

F_z - powierzchnia przepływowa zaworu,

q_z - wskaźnik przelotności zaworu o analogicznej postaci jak wskaźnik q_d dyszy (6) oraz (7),

β_z - krytyczny stosunek ciśnień zaworu,

p_z - ciśnienie pary za zaworem.

Największe natężenie przepływu przez zawór $D_{zm}(q_z = 1)$ przy określonym stopniu otwarcia F_z wynosi zatem

$$D_{zm} = \frac{p_p}{\sqrt{p_p' \, v_p'}} \mu_m F_z \, c. \tag{11}$$

W znamionowych warunkach pracy rozrządu natężenie przepływu r_{io} przez częściowo otwarty (i + 1) zawór równe jest więc

$$r_{io} = D_{zm(i+1)o} \left(\frac{\mu}{\mu_m}\right)_{(i+1)o} q_{z(i+1)o} \tag{12}$$

co wynika z kombinacji zależności (10) oraz (11).

Poszukiwane natężenie przepływu r_i przy tym samym, z założenia, stopniu otwarcia zaworu $F_z = F_{zo}$ ale w zmienionych warunkach pracy, równe jest podobnie

$$r_i = D_{zm(i-1)} \left(\frac{\mu}{\mu_m}\right)_{(i-1)} q_{z(i+1)} \, . \tag{13}$$

Łącząc zależności (12) oraz (13) otrzymuje się

$$r_i = r_{oi} \frac{p_p}{p_{po}} \sqrt{\frac{(p_p \, v_p)_o}{p_p \, v_p}} \, \frac{q_{z(i+1)}}{q_{z(i+1)o}} \, . \tag{14}$$

ponieważ przy tym samym stopniu otwarcia zaworu i nieznacznej zmianie warunków przepływu, co w rozpatrywanym przypadku ma miejsce, z dobrym przybliżeniem przyjąć można $(\mu/\mu_m)_o = \mu/\mu_m$. Podobnie do (3) dla znamionowych warunków pracy można napisać

$$D_{goi} = \sum_{j=1}^{i-1} (D_{dmo})_j + r_{oi}. \tag{15}$$

Natężenie przepływu D_{goi} jest znanym parametrem modelu. Wartości $(D_{dmo})_j$ wyznaczyć można z równania przelotności, które w tym przypadku przyjmuje uproszczoną postać

$$D_{dmo} = D_{kro}\, q_{do}, \tag{16}$$

gdzie wartość q_{do} określona jest zależnościami (6, 7), w których

$$\varepsilon_d = \varepsilon_{do} = \frac{p_{ro}(D_{goi})}{p_p\ a}.$$

Ciśnienie $p_{ro}(D_{goi})$ wyznaczone jest w oparciu o znamionową charakterystykę $p'_{ro} = f(D)$. Znajomość D_{goi} oraz $\sum_{j=1}^{i-1}(D_{mo})_j$ pozwala z (15) wyznaczyć r_{oi}.

Wyznaczenie r_i z zależności (14) wymaga także znalezienia wartości $q_{zo(i+1)}$ określonej przez (6) lub (7), w których w miejsce ε_d występuje $\varepsilon_{zo(i+1)}$ Stosunek ciśnień $\varepsilon_{zo(i+1)}$ jest równy

$$\varepsilon_{zo(i+1)} = \frac{p_{zo(i+1)}}{p'_{po}} = \frac{p_{ro}(D_{goi})}{\varepsilon_{do(i+1)}\, p_{po}}, \tag{17}$$

gdzie z równań przelotności (6,7) dla grupy dysz

$$\varepsilon_{do(i+1)} = \frac{p_{ro}(D_{goi})\ D_{dkro(i+1)}}{r_{oi}\ p_{zmax}} = \frac{1}{A}, \tag{18}$$

jeśli

$$\frac{r_{oi}}{D_{dkro(i+1)}} \geqslant \frac{p_{ro}(D_{goi})}{p_{zmax}\ d}$$

lub

$$\varepsilon_{do(i+1)} = \frac{1-\beta_d}{-\beta_d + (1-\beta_d)\sqrt{1+(1-2\beta_d)A^2}} \tag{19}$$

Natężenie przepływu r_i pary płynącej przez zawór (i+1) jest oczywiście równe natężeniu przepływu pary przez współpracującą z zaworem grupę dysz. Przed grupą paruje ciśnienie p_z, zatem natężenie przepływu jest równe

$$D_{d(i+1)} = D_{dmax(i+1)} \frac{p_{z(i+1)}}{a\, p_p} q_{d(i+1)} \tag{20}$$

gdzie $D_{dmax(i+1)}$ określone jest zależnością (4).

Przyjęto tu, że $(p'_p\, v'_p) \approx (p_z\, v_z)$. Wyrażenie q_{di+1} określone jest przez stosunek ciśnień

$$\varepsilon_{d(i+1)} = \frac{p_r}{p_{z(i+1)}} = \frac{p_r}{p_p\, b\, \varepsilon_{z(i+1)}} . \tag{21}$$

Przyrównując (14) oraz (19) i wykorzystując (20) otrzymamy równanie

$$r_{oi} \frac{p_p^2\, a}{p_{po} b} \sqrt{\frac{(p_p\, v_p)_o}{p_p\, v_p}} \frac{q_z(i+1)}{q_{zo(i+1)}} = \tag{22}$$
$$= D_{dmax(i+1)}\; p_r\, \varepsilon_{z(i+1)}\, q_{d(i+1)}(\varepsilon_{z(i+1)}).$$

Powyższe równanie, po podstawieniu w wyrażeniach (6, 7) określających $q_{d(i+1)}$ zależności (21), zawiera jedną niewiadomą $\varepsilon_{z(i+1)}$ lub $q_{z(i+1)}$. Jego numeryczne rozwiązanie pozwala wyznaczyć wartość $q_{z(i+1)}$, co umożliwia znalezienie poszukiwanego natężenia przepływu r_i a następnie D_{gi}.

Przy wykorzystaniu tych samych zależności wyznaczyć można także natężenie przepływu D_{fi}. Wymaga to podstawienia zamiast D_{gi}, r_{oi}, r_i odpowiednio D_{fi}, $w_{o(i-1)}$, $w_{(i-1)}$, oraz zastąpienia wielkości oznaczonych indeksami "(i+1)" wielkościami z indeksem "i".

Po wyznaczeniu wartości D_{fi} oraz D_{gi} w zmienionych warunkach pracy rozrządu można określić, w jakim przedziale (zakresie pracy rozrządu) zawarte jest zadane do obliczeń natężenie przepływu pary przez turbinę.

Jeżeli

$$D < D_{f2} ,$$

to otwarty jest częściowo pierwszy zawór $(l = 1,\ t = 1)$, zaś jeżeli

$$D_{gi} \leqslant D < D_{f(i+2)}, \qquad i = 1 \div m,$$

to częściowo otwarty jest jeden zawór (i+1), zaś zawory $1 \div i$ otwarte są całkowicie ($l = i + 1$, $t = i$).

Oba powyższe przypadki rozpatrywać można wspólnie, gdyż dotyczące one pracy z jednym zaworem otwartym częściowo.

Jeśli natomiast

$$D_{fi} < D < D_{g(i-1)}, \qquad i = 2 \div n,$$

to otwarte są częściowo zawory i oraz (i-1), zaś zawory $1 \div (i-2)$ otwarte są całkowicie ($l = i$, $t = 2$). Przypadek ten rozpatrywać należy oddzielnie.

4. OBLICZENIA ROZRZĄDU PRZY JEDNYM ZAWORZE OTWARTYM CZĘŚCIOWO

W rozpatrywanym przypadku w pierwszej kolejności należy przeprowadzić obliczenia dla zaworów otwartych całkowicie. Ciśnienie za tymi zaworami jest oczywiście równe $p_{zi} = p_p$ a, $i = 1 \div (l-1)$, zaś natężenia przepływu D_{zi}, $i = 1 \div (l-1)$ można wyznaczyć z zależności (6, 7, 8).

Natężenie przepływu pary przez zawór l otwarty częściowo jest równe

$$D_{zl} = D - \sum_{i=1}^{l-1} D_{zi}. \tag{23}$$

Ciśnienie p_{zl} za tym zaworem jest równe

$$p_{zl} = \frac{p_r}{\varepsilon_{dl}}, \tag{24}$$

gdzie ε_{dl} wyznaczyć można z zależności (18, 19) wstawiając w miejsce p_{ro}, $D_{kro(i+1)}$ r_{oi}, odpowiednio p_r, D_{dmaxl}, D_{zl}.

5. OBLICZENIA ROZRZĄDU PARY PRZY DWÓCH ZAWORACH OTWARTYCH CZĘŚCIOWO

W rozpatrywanym zakresie pracy rozrządu, podobnie jak w poprzednim przypadku obliczenia rozpoczyna się od rozpatrzenia zaworów 1÷(l-2) otwartych całkowicie. Pozwala to dalej wyznaczyć sumaryczne natężenie przepływu pary przez zawory (l-1) oraz l otwarte częściowo

$$D_{z(l-1)} + D_{zl} = D - \sum_{i=1}^{l-2} D_{zi} = B. \tag{25}$$

Podział natężenia przepływu D na dwa zawory (l-1) oraz l wymaga ponownie rozpatrzenia warunków współpracy tych zaworów z zasilanymi przez nie grupami dysz.

Wykorzystując zależność (10), natężenia przepływu $D_{z(l-1)}$ oraz D_{zl} wyrazić można w funkcji natężeń przepływu $D_{zo(l-1)}(D)$ oraz $D_{zol}(D)$, które są wielkościami określonymi przez znamionowe warunki pracy:

$$D_{z(l-1)} = D_{zo(l-1)} \frac{p_p}{p_{po}} \sqrt{\frac{(p_p\, v_p)_o}{p_p\, v_p}}\, \frac{\mu_{l-1}\, F_{z(l-1)}\, q_{z(l-1)}}{\mu_{o(l-1)} F_{zo(l-1)}\, q_{zo(l-1)}},$$

$$D_{zl} = D_{zol} \frac{p_p}{p_{po}} \sqrt{\frac{(p_p\, v_p)_o}{p_p\, v_p}}\, \frac{\mu_l\, F_{zl}\, q_{zl}}{\mu_{ol}\, F_{zol}\, q_{zol}}. \tag{26}$$

Ponieważ powierzchnia przepływowa zaworów oraz warunki przepływu odpowiadające natężeniom przepływu D_z oraz D_{zo} mogą się w praktyce różnić nieznacznie, zatem można tu przyjąć, że

$$\mu_{l-1} = \mu_{o(l-1)}, \qquad \mu_l = \mu_{ol}.$$

Przepływy $D_{z(l-1)}$ oraz D_{zl} mogą wystąpić przy nieco innych położeniach zaworów niż $D_{zo(l-1)}$, D_{zol}. Można jednak z dobrą dokładnością założyć liniową zależność natężenia przepływu od czynnego przekroju zaworu, z czego wynika

$$\frac{F_{l-1}}{F_{o(l-1)}} = \frac{F_l}{F_{ol}} = \zeta .$$

Wprowadzając jeszcze zmienną

$$x = \frac{p_p}{p_{po}} \sqrt{\frac{(p_p\ v_p)_o}{p_p\ v_p}} ,$$

równania (26) można przedstawić w postaci:

$$D_{z(l-1)} = D_{zo(l-1)}(D) \cdot x \frac{q_{z(l-1)}}{q_z},$$

$$D_{zl} = D_{zol}(D) \cdot x \frac{q_{zl}}{q_{zol}} . \qquad (27)$$

Z warunków równości przepływów przez zawór i współpracującą z nim grupą dysz wynikają równania takie jak (22), które przyjmują tu postać:

$$D_{zo(l-1)}(D)\ p_p \frac{a}{b} x \frac{q_{z(l-1)}}{q_{zo(l-1)}} =$$

$$= D_{dmax(l-1)}\ p_r\ \varepsilon_{z(l-1)} \cdot q_{d(l-1)}\ (\varepsilon_{z(l-1)}),$$

$$D_{zol}(D)\ p_p \frac{a}{b} x \frac{q_{zl}}{q_{zol}} = D_{dmaxl}\ p_r\ \varepsilon_{zl}\ q_{dl}(\varepsilon_{zl}). \qquad (28)$$

Równania (25, 27) oraz (28) tworzą układ 5 równań, w których występuje 5 niewiadomych $D_{z(l-1)}$, D_{zl}, $\varepsilon_{z(l-1)}$, ε_{zl}, x. Numeryczne rozwiązanie tego układu pozwala wyznaczyć brakujące wielkości rozpatrywanego modelu rozrządu.

W przypadku, kiedy więcej niż 2 zawory regulacyjne jednocześnie otwarte są częściowo, zadanie sprowadza się do rozwiązania układu równań analogicznego jak układ równań (25, 27, 28), zapisanego dla odpowiednio większej liczby zaworów i grup dysz. Przypadek taki rzadko występuje w praktyce i tylko przy małych obciążeniach turbiny, których nie dotyczy także, nadrzędny do rozpatrywanego modelu rozrządu, model turbiny [1, 2, 3].

6. UPROSZCZONY MODEL MATEMATYCZNY

W wielu spotykanych w praktyce przypadkach można, jak się wydaje, pominąć szczegółowe rozpatrywanie wpływu tzw. "przykrycia zaworowego" i przyjąć

$$D_{fi} = D_{g(i-1)}.$$

Prowadzi to do ogólnego, ze względu na zmiany warunków pracy turbiny, oraz znaczenie prostszego, szczególnego przypadku modelu matematycznego grupowego rozrządu pary. Poszukiwane wielkości określa się wtedy sekwencyjnie w następującej kolejności:

1) wyznacza się największe możliwe natężenia przepływu przez poszczególne grupy dysz D_{dmi}, według zależności (8);

2) sprawdza się teraz ograniczenie

$$D \leqslant \sum_{i=1}^{m} D_{dm}$$

i określa się następnie w jakim przedziale (zakresie pracy rozrządu) zawarte jest zadane natężenie przepływu pary przez turbinę D, tj. określa się liczbę $t = (l - 1)$ i numery całkowicie otwartych zaworów oraz numer l częściowo otwartego zaworu (o ile występuje);

3) w przypadku całkowicie otwartych zaworów, tj. dla $i = 1-(l-1)$, otrzymuje się

$$D_{zi} = D_{dmi} \quad \text{oraz} \quad p_{zi} = p_{zmax};$$

4) natężenie przepływu pary przez częściowo otwarty l-ty zawór regulacyjny równe jest

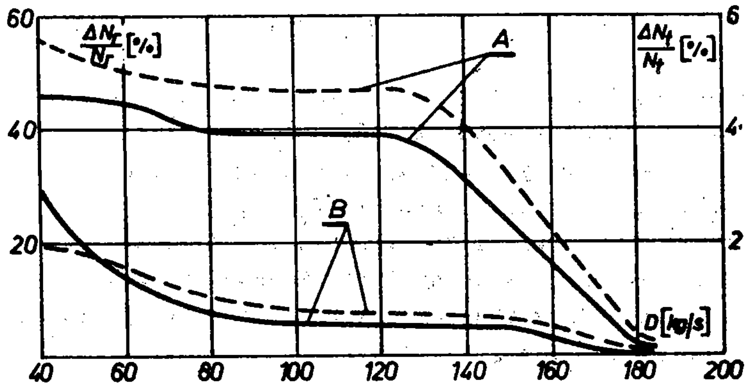
$$D_{z1} = D - \sum_{i=1}^{l-1} D_{dmi} ,$$

a stosunek ciśnień dla tej grupy dysz ε_{dl} oraz ciśnienie p_{zl} określa się z zależności (18, 19).

Wykorzystanie powyższego uproszczonego modelu prowadzi oczywiście do wyznaczenia wartości D_{zi}, p_{zi} obarczonych błędem zależnym od wielkości "przykrycia zaworowego". Przy rozpatrywaniu modelu całej turbiny istotniejszy od błędów tych wielkości jest wynikający stąd błąd w określeniu mocy stopnia regulacyjnego i mocy całej turbiny.

7. WPŁYW POMINIĘCIA „PRZYKRYCIA ZAWOROWEGO" NA BŁĄD W OBLICZENIACH MOCY STOPNIA REGULACYJNEGO

W celu wyznaczenia wpływu pominięcia "przykrycia zaworowego" na błąd, z jakim określana jest moc stopnia regulacyjnego, przeprowadzono obliczenia rozrządu i stopnia regulacyjnego turbiny 13K215 wytwórni "Zamech" w Elblągu. Turbina ta posiada rozrząd grupowy z czterema zaworami o punktach zaworowych przy natężeniach przepływu D_{f1} = 0,0 kg/s; D_{g1} = 146,38 kg/s, D_{f2} = 0,0 kg/s; D_{g2} = 146, 38 kg/s; D_{f3} = 131,67 kg/s; D_{g3} = = 183,33 kg/s; D_{f4} = 164,45 kg/s; D_{g4} = 188,89 kg/s. Znamionowe natężenie przepływu pary dolotowej, odpowiadające mocy elektrycznej N_{el} = 215 MW, jest równe G = 177,78 kg/s. Do obliczeń rozrządu wykorzystano oba omówione modele, tzn. pełny i uproszczony, oraz dodatkowo model rozrządu z jednym zaworem regulacyjnym (rozrząd dławieniowy). Osiągi stopnia regulacyjnego wyznaczono w oparciu o algorytm przedstawiony w pracy [5]. Dla modelu bez przykrycia zaworowego przyjęto $D_{f1} = D_{f2} = 0$, $D_{f3} = D_{g1} = D_{g2}$ = 137,22 kg/s; D_{f4} = 172,78 kg/s. Uzyskane wyniki przedstawiono na rys.4. Zilustrowano na nim zależność względnego błędu w obliczeniach mocy stopnia regulacyjnego i całej turbiny, spowodowanego przyjęciem uproszczonego modelu



Rys.4. Wielkość błędów popełnianych przy wyznaczaniu mocy stopnia regulacyjnego i całej turbiny 13K215 w funkcji natężenia przepływu pary dolotowej. A - względny błąd mocy stopnia regulacyjnego, B - względny błąd mocy turbiny

rozrządu pary, w funkcji natężenia przepływu pary dolotowej. Linie przerywane dotyczą obliczeń przy przyjęciu rozrządu z jednym zaworem, a linie ciągłe obliczeń rozrządu bez uwzględnienia "przykrycia zaworowego". Maksymalne błędy pojawiające się przy małych obciążeniach turbiny i w odniesieniu do mocy całej turbiny, przewyższają nieco 4% przy jednym zaworze i 2% w przypadku modelu bez "przykrycia zaworowego". Wydaje się zatem, że w przypadku turbin kondensacyjnych dużej mocy o wysokich parametrach pary dolotowej możliwe są do przyjęcia oba uproszczenia, choć oczywiście model "bez przykrycia" pozwala uzyskać błędy dwukrotnie mniejsze. Małe błędy w obliczeniach mocy całej turbiny są jednak spowodowane małym udziałem (do 10%) mocy stopnia regulacyjnego w mocy całej turbiny rozważanego typu i wielkości.

W przypadku turbin na średnie i niskie parametry dolotowe, mniejszych mocy, a szczególnie przeciwprężnych, udział mocy stopnia regulacyjnego przy małych obciążeniach może dochodzić do 100%. Błąd w obliczeniach stopnia regulacyjnego osiąga wartości odpowiednio do 45% i 20%. Niemożliwe jest zatem w takim przypadku wykorzystanie modelu z jednym zaworem, a zastosowanie do obliczeń modelu nie uwzględniającego "przykryć zaworowych" musi być każdorazowo starannie zbadane.

BIBLIOGRAFIA

1. Miller A.: Model matematyczny turbiny parowej kondensacyjnej dużej mocy. Archiwum Energetyki 1-2/1973.
2. Miller A.: Model matematyczny turbiny parowej przeciwprężnej. Biuletyn Informacyjny ITC PW 28/1970.
3. Miller A.: Modelowanie pracy turbin parowych i sprężarek wirnikowych dla celów sterowania procesami technologicznymi. Rozprawa habilitacyjna, PW, Warszawa 1975.
4. Szczeglajew A.W., Smielnicki S.G.: Riegulirowanije parowych turbin. Gosenergoizdat., Moskwa 1962.
5. Lewandowski J., Miller A.: Obliczenia stopnia regulacyjnego i grupy stopni nieregulowanych turbiny parowej w zmiennych warunkach pracy. Biuletyn Informacyjny ITC PW 53/1979.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СОПЛОВОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРА В ТУРБИНЕ

А н н о т а ц и я

Приводится общая математическая модель соплового распределения пара, рассматриваемая в качестве элемента математической модели турбины для определения ее характеристик в переменном режиме. Рассматривается возможность упрощения модели парораспределения. Определяются погрешности определения мощности регулируемой ступени и всей турбины, вызванные предлагаемыми упрощениями, на примере турбины 13К215. На этой основе оценивается область применения упрощенной и полной модели.

MATHEMATICAL MODEL OF NOZZLE-CONTROL GOVERNING OF STEAM TURBINE

S u m m a r y

The general mathematical model of nozzle-control governing has been presented. The presented model is the element of mathematical model of steam turbine for determining the turbine performance characteristics at changing operating conditions. Possibility of simplifications of presented model has been discussed. Effect of these simplifications on errors of computed power of governing stage and turbine has been calculated on the example of 13K215 turbine. On this basis a range of simplification and general model application has been estimated.