

mgr inż. Z. Jankowski (ITC), mgr inż. Ł. Kurpisz (ITC), mgr inż. L. Laskowski (Instytut Matematyki PW), mgr inż. J. Łajkowski (ITC), dr inż. A. Miller (ITC), mgr inż. W. Sikora (IBJ — Świerk), dr inż. J. Portacha (ITC), doc. dr hab. inż. M. Zgorzelski (ITC)

MODEL MATEMATYCZNY PRACY TURBOZESPOŁU W ZMIENNYCH WARUNKACH — NA PRZYKŁADZIE BŁOKU 200 MW

1. Wstęp

1.1. Uwagi wstępne

Możliwość wyznaczenia parametrów turbozespołu oraz pozostałych elementów układu ciepłego w tzw. zmienionych warunkach pracy, czyli różnych od nominalnych, jest szczególnie ważna dla prowadzenia ekonomicznej eksploatacji elektrowni. Z przeglądu publikacji na ten temat [11], [16], [17], [18], wynika, iż zagadnienie to obecnie jest rozwiązane jedynie częściowo. Przyczyny takiego stanu to przede wszystkim:

- duża różnorodność elementów układu ciepłego,
- złożoność modelu matematycznego, zapewniającego dostateczną dokładność - nawet dla szczegółowego przypadku układu,
- różnorodność stanów turbozespołu rozumianych pod pojęciem tzw. zmienionych warunków pracy.

Duża różnorodność elementów układu utrudnia zbudowanie ogólnego modelu matematycznego. W rozpatrywanym przypadku ograniczono się do układu siłowni z turbinami 200 MW i jemu podobnych tak pod względem struktury jak i parametrów termodynamicznych.

Zmienne warunki pracy turbozespołu mogą wystąpić przy:

- obciążeniu turbozespołu różnym od nominalnego,
- parametrach dolotowych różnych od nominalnych,
- wymuszonych wydatkach w poszczególnych upustach turbiny różnych od nominalnych.

Przedstawiony model matematyczny bloku jest statyczny w tym sensie, że rozpatrywane są tylko stany ustalone, różne od warunków nominalnych; nie rozważa się natomiast procesów przejściowych (dynamicznych).

Układ zależności tworzących model matematyczny przystosowany jest do rozwiązania na elektronicznej maszynie cyfrowej. Dlatego wszystkie zależności pomiędzy parametrami termodynamicznymi zapisane są w postaci analitycznej, a do ich obliczania na maszynie cyfrowej wykorzystano procedurę PARAM podaną w pracy [2].

Model matematyczny złożony jest z zależności opisujących poszczególne elementy układu. Opracowany model składa się z trzech części obejmujących: układ cieplny, turbinę i elementy układu regeneracyjnego. Dla każdej z tych części podano metodę rozwiązania (w formie schematu blokowego) dostosowaną do obliczeń na EMC oraz sprawdzono tę metodę poprzez rozwiązanie przykładów, zamieszczonych w pracy [1].

Ponadto w p. 1.3 podano schemat blokowy rozwiązania całości problemu.

Wykonane opracowanie odnosi się bezpośrednio do turbozespołu TK-200, może jednak służyć jako przykład metody postępowania dla rozwiązywania analogicznych zagadnień dla innych turbozespołów.

1.2. Koncepcja rozwiązania zadania

Stan turbozespołu pracującego przy zmienionych warunkach pracy w stosunku do nominalnych może być określony dwójako: albo na podstawie pomiarów albo poprzez modelowanie matematyczne tego turbozespołu dla założeń wynikających z zadanych warunków pracy.

Pierwszy sposób ma wiele wad, przede wszystkim jest kosztowny i nie zawsze możliwy do wykonania.

Sposób drugi, przedstawiony w niniejszym artykule, wymaga zbudowania modelu matematycznego turbozespołu a następnie rozwiązania wynikającego z niego układu równań, co wymaga dość pracochłonnych obliczeń. Ze względu na znaczny postęp w tech-

nice obliczeniowej drugi sposób staje się coraz bardziej uzasadniony.

W modelu turbozespołu wyodrębniono trzy grupy zależności.

Pierwsza grupa tworzy tzw. statyczny model matematyczny układu cieplnego. Związki te pozwalają, dla założonych parametrów wokół turbiny i za podgrzewaczami regeneracyjnymi, określić strumienie masy i ciepła (natężenia przepływu pary lub wody, powietrza itp., i moce cieplne).

Druga grupa tworzy model matematyczny turbiny. Związki te pozwalają, dla określonych przepływów masowych przez turbinę i parametrów za i przed turbiną, określić parametry pary w upustach.

Trzecią grupę stanowią modele matematyczne poszczególnych elementów układu regeneracji. Na podstawie tej grupy związków przy założeniu parametrów pary w upustach turbiny, na wylocie z turbiny oraz wydatków masowych z wyjątkiem wydatków z upustów, można określić pozostałe parametry układu.

Pierwsza grupa związków to układ równań liniowych. Do jego rozwiązania można wykorzystać metody dokładne bądź iteracyjne [13]. Wybór metody zależy głównie od specyfiki zmienionych warunków pracy oraz od struktury przyjętego układu cieplnego.

Związki drugiej i trzeciej grupy są w większości nieliniowe. Do ich rozwiązania można stosować jedynie metody iteracyjne [13].

Rozwiązanie zagadnienia matematycznego wynikającego z modelu turbozespołu dla zmienionych warunków sprowadza się do wielostopniowego postępowania iteracyjnego, tzn. wewnątrz bloku iteracyjnego dla turbozespołu, znajdują się bloki iteracyjne turbiny i elementów regeneracyjnych a wewnątrz bloku turbiny znajdują się jeszcze bloki iteracyjne niektórych jej elementów itd.

1.3. Metoda rozwiązania całości zadania

Do rozwiązania przyjęto uniwersalny schemat cieplny ([2], [4]) bloku 200 MW (rys.1). Schemat blokowy rozwiązania tego zadania przedstawiono na rys.2. Rozwiązanie rozpoczyna

się od ustalenia struktury schematu cieplnego dla stanu nominalnego. Matematycznie polega to na ustaleniu listy zmiennych swobodnych i ich wartości. Następnie zestawia się wektor wartości parametrów nominalnych dla turbiny (\underline{P}_{to})* i układu regeneracji (\underline{P}_{ro}).

Na podstawie tych danych, korzystając z zależności podanych w p.2, oblicza się wszystkie strumienie masowe i cieplne dla stanu nominalnego. Wektor wartości tych strumieni oznaczono przez \underline{M}_o .

W trzecim kroku dokonuje się szczegółowego opisu warunków pracy turboszespołu, tzn. ustalenie struktury układu, dla którego poszukuje się rozwiązania oraz podaje się wszystkie ograniczenia. W przedstawionym modelu zadanie to wykonuje się przedstawiając listę i wartości zmiennych swobodnych.

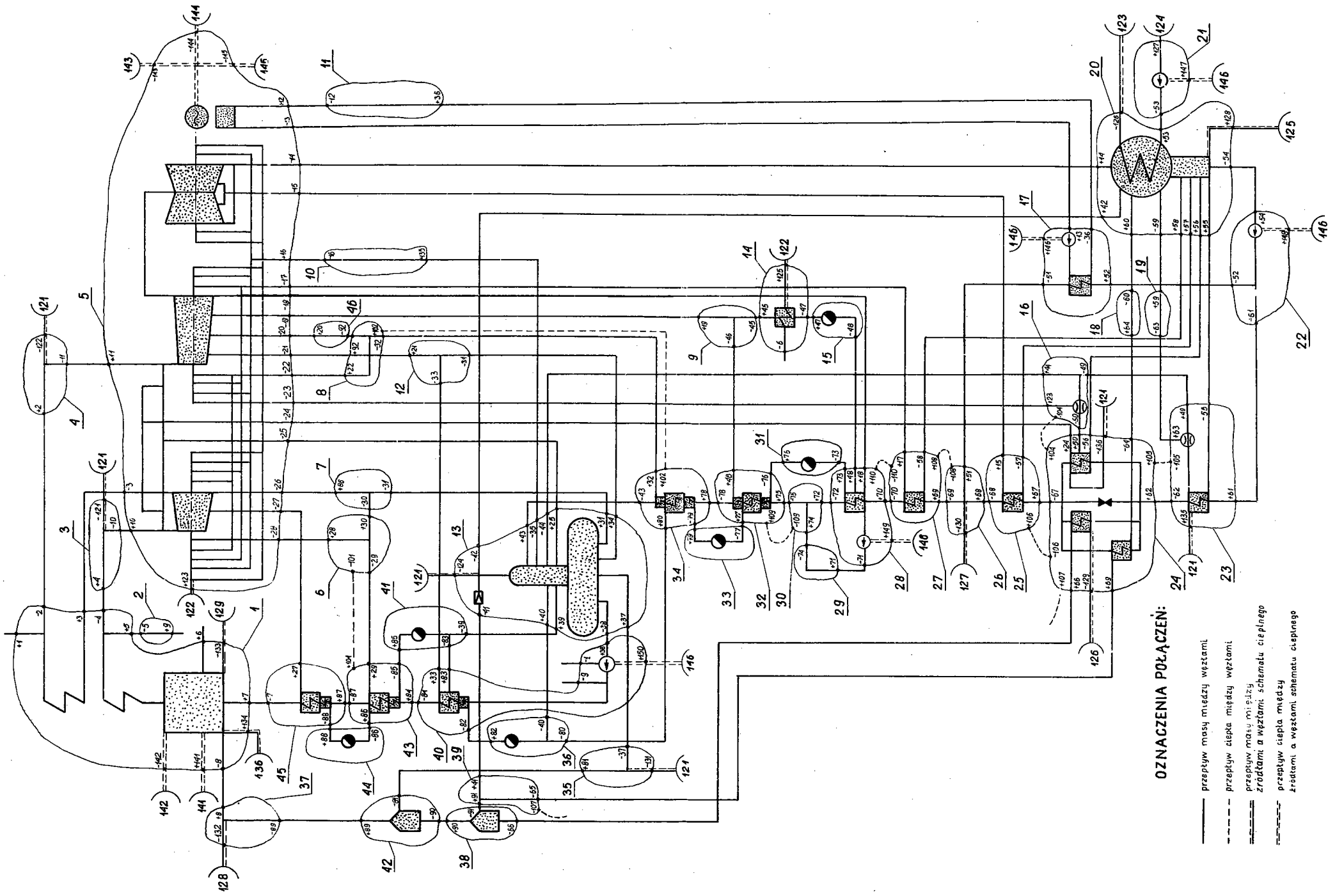
Po wykonaniu tych wstępnych czynności przystępuje się do rozwiązania otrzymanego układu równań metodą iteracyjną. Rozpoczyna się od wstępnego ustalenia wartości strumieni masowych i parametrów termodynamicznych w poszczególnych punktach układu.

Jeżeli $\underline{\alpha}$ oznacza wektor współczynników wstępnie korygujących dla strumieni masowych i cieplnych, a \underline{M}_1 wektor wartości strumieni na początku iteracji, to $\underline{M}_{1k} = \alpha_k \underline{M}_{ok}$, gdzie k oznacza numer punktu dla którego zapisana jest zależność (numer składowej poszczególnych wektorów).

Analogicznie jeśli $\underline{\beta}$ jest wektorem współczynników wstępnie korygujących dla parametrów, a \underline{P}_{t1} i \underline{P}_{r1} odpowiednimi zbiorami parametrów wokół turbiny i w układzie regeneracji na początku iteracji, to $\underline{P}_{r1k} = \beta_k \underline{P}_{ro_k}$, $\underline{P}_{t1k} = \beta_k \underline{P}_{to_k}$.

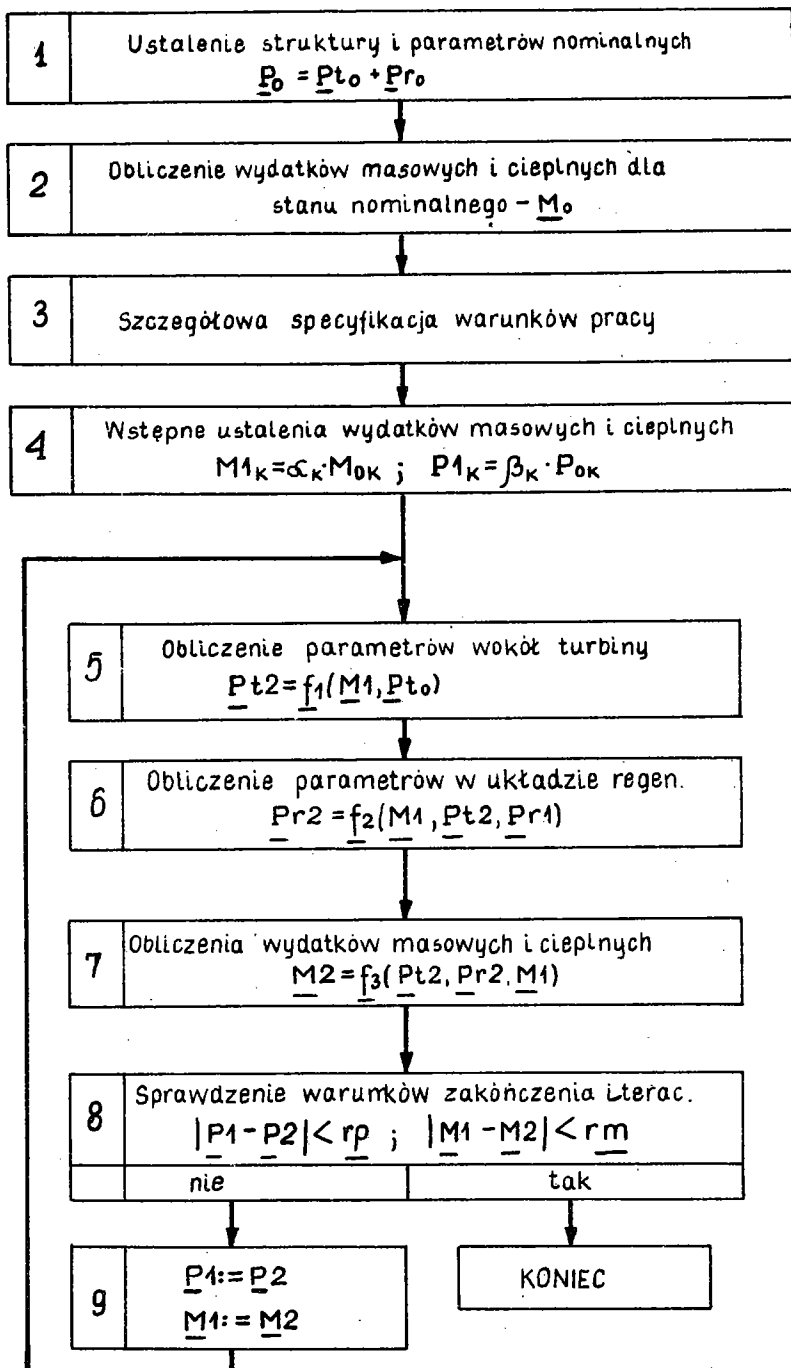
Następnym krokiem jest aktualizacja parametrów wokół turbiny w oparciu o model matematyczny turbiny przedstawiony w p.3. Parametry wokół turbiny po zakończeniu iteracji \underline{P}_{t2} obliczone są w zależności od \underline{M}_1 i \underline{P}_{to} . Dalej aktualizowane są parametry w układzie regeneracji (\underline{P}_{r2} - parametry w układzie regeneracji po zakończeniu iteracji) obliczane na podstawie modelu podanego dalej w p.4, w zależności od \underline{M}_1 , \underline{P}_{t2} i \underline{P}_{r1} . Po zaktualizowaniu parametrów obliczane są strumienie masowe i cieplne \underline{M}_2 .

* Symbole podkreślone oznaczają wektory.



OZNACZENIA POŁĄCZEŃ:

- przepływ masy między węzłami
- - - przepływ ciepła między węzłami
- przepływ masy między źródłami a węzłami
- przepływ ciepła między źródłami a węzłami



Rys.2

Po zakończeniu danej iteracji sprawdzane są warunki zakończenia iteracji (komórka 8). Jeśli warunki te nie są spełnione (różnice między wartościami strumieni masowych lub parametrów w kolejnych iteracjach są większe od założonych \underline{rm} lub \underline{rp}) to powraca się do aktualizacji parametrów (komórka 5 i dalsze) przyjmując wartości parametrów i wydatków na końcu danej iteracji jako wejściowe dla iteracji następnej (komórka 9).

2. Układ cieplny

2.1. Opisowe sformułowanie zadania

Zadanie polega na zbudowaniu statycznego modelu matematycznego układu cieplnego turbozespołu. Model ten powinien, dla założonych parametrów termodynamicznych czynnika roboczego wokół turbiny i za podgrzewaczami regeneracyjnymi, umożliwić określenie wartości strumieni masy i ciepła a tym samym jednostkowego zużycia ciepła przez turbozespół.

2.2. Założenia

Dla zbudowania modelu matematycznego konieczne było ustalenie struktury układu cieplnego turbozespołu i parametrów nominalnych (wartości parametrów termodynamicznych i strumieni we wszystkich punktach układu przy pracy w warunkach nominalnych). Do rozważań przyjęto dosyć złożoną strukturę bloku, wiernie odpowiadającą jednemu z pracujących w kraju bloków 200 MW.

Informację o przyjętej strukturze podano w postaci graficznej (rys.1). Przy rozwiązywaniu zagadnienia przy pomocy EMC wygodnie jest podać tę informację w postaci zapisu macierzowego. Pozwala on na wprowadzenie tej informacji do pamięci EMC, co umożliwia przynajmniej częściową automatyczną generację modelu matematycznego układu cieplnego. Sposób zapisu macierzowego podany został w pracach [3] i [4] a opis macierzowy przyjętej w tym artykule struktury w pracy [1].

2.3. Model matematyczny układu cieplnego

Zbiór związków matematycznych między wielkościami opisującymi układ cieplny stanowi model matematyczny tego układu.

Zbiór ten został podzielony na pięć grup:

- 1) równanie bilansów masy w poszczególnych węzłach (mogą być generowane automatycznie),
- 2) równanie bilansów energii poszczególnych węzłów (mogą być generowane automatycznie),
- 3) równania opisujące indywidualne cechy niektórych węzłów,
- 4) wartości zmiennych swobodnych,
- 5) nierówności.

Liczba zmiennych swobodnych równa jest różnicy liczby wszystkich zmiennych i liczby równań pierwszych trzech grup. Ich lista i wartości zależą od postawionego zadania. Dlatego też załączony zestaw czwartej grupy zależności należy traktować jedynie jako przykładowy.

Nierówności wynikają z narzuconych ograniczeń konstrukcyjnych, np. nie powinny być przekroczone maksymalne dopuszczalne objętościowe natężenia przepływu pary do skraplacza.

G r u p a 1

Do tej grupy związków należą równania bilansów masy wszystkich węzłów. Otrzymano więc 46 równań.

Np. dla węzła pierwszego jest:

$$G/1/ - G/2/ + G/3/ - G/4/ + G/5/ + G/6/ + G/7/ - G/8/ - \\ - G/133/ + G/134/ = 0, \quad (1)$$

gdzie $G/i/$ - natężenie przepływu masy w i -tym punkcie.

Analogiczne równania zapisuje się dla pozostałych węzłów.

Równania bilansów masy poszczególnych węzłów można zapisać w uproszczony sposób, dogodniejszy z punktu widzenia wprowadzania układu równań do pamięci EMC. Równanie zapisuje się w postaci ciągu par liczb, z których pierwsza oznacza numer zmiennej, a druga wartość współczynnika stojących przy tej zmiennej. Równanie kończy się cyfrą zero.

Zapisane wyżej równanie dla węzła pierwszego przyjmie w tym zapisie postać:

$$1,1,2,-1,3,1,4,-1,5,1,6,1,7,1,8,-1,133,-1,134,1,0$$

G r u p a 2

Do grupy tej należy 26 równań opisujących bilanse energii następujących węzłów: 1,5,6,8,13,14,16,17,20,21,22,23,24,25, 26,27,28,30,32,34,38,39,40,42,43,45.

Dla pozostałych węzłów równania bilansów energii pomija się, ponieważ są one liniowymi kombinacjami równań bilansów masowych.

Np. dla węzła 6 jest:

$$G/28/i/28/ + G/30/i/30/ - G/102/ = 0, \quad (2)$$

gdzie: $G/k/$ - natężenie przepływu masy w punkcie k -tym,

$i/k/$ - entalpia czynnika w punkcie k -tym,

$G/102/$ - pseudoprzepływ ciepła, zastępujący wyrażenie $G/29/i/29/$, które jest nieliniowe (ponieważ jest to iloczyn dwu wielkości o nieznanach wartościach). Pojęcie pseudoprzepływu ciepła wyjaśniono bliżej w pracach [3], [4].

G r u p a 3

Do grupy tej należy 38 równań opisujących indywidualne cechy niektórych węzłów.

Dla wszystkich wymienników, skraplaczy, chłodnic, podgrzewaczy będą to równania opisujące bilanse mas po stronie jednego z czynników. Np. dla węzła 28 bilans masy po stronie wody ma postać

$$G/70/ - G/72/ = 0. \quad (3)$$

Tego typu równania napisano dla węzłów 1,5,14,20,23,24, 25,27,28,32,34,40,43,45 - razem 16 równań.

Podobne równania opisują bilanse cząstkowe turbiny (np. części wysokopięznej).

Równanie

$$a/81,4/G/4/ - x/17/ = 0, \quad (4)$$

gdzie $a/i,k/$ - współczynnik w i -tym równaniu przy k -tej niewiadomej;

opisuje zależność przecieku pary z uszczelnień turbiny w zależności od ilości pary świeżej $G/4$. Tego typu równań jest 7 dla punktów 16, 17, 22, 23, 24, 25 i 28.

Równania podobnego typu opisują: zależności energii doprowadzonej do pompy od ilości przepompowanej wody (dla węzłów 17, 28, 40), współczynniki eżekcji smoczków (węzły 16 i 23), wielkość wtrysku wody do regulacji temperatury pary świeżej i przegrzanej, zapotrzebowanie powietrza w kotle, ilość odsolin (węzeł 1), itp.

2.4. Metody rozwiązania układu równań opisujących układ cieplny

Dzięki wykorzystaniu pojęcia pseudoprzepływu ciepła, zadanie w ostatecznej formie sprowadza się do rozwiązania układu równań liniowych. Metody, które mogłyby być wykorzystane do rozwiązania tego układu dzielą się na dwie grupy: iteracyjne i dokładne. W literaturze brak jest zaleceń odnośnie wyboru metody w przypadku rozwiązania zadań rozpatrywanego typu. Dotychczas przeprowadzone próby wykorzystania metod iteracyjnych wykazały ich nieprzydatność. Należy wszakże nadmienić iż stosowano je w formie ogólnej, tzn. bez uwzględnienia specyfiki rozwiązywanego układu równań. Mając na względzie nader atrakcyjne własności tych metod, należałoby podjąć dalsze próby ich wykorzystania z uwzględnieniem specyfiki rozwiązywanego układu równań.

Do rozwiązywania układu równań stanowiących model matematyczny bloku powszechną praktyką, przy obliczeniach bez użycia komputerów, jest stosowanie metody kombinowanej, iteracyjno-sekwencyjnej [1]. Wykorzystanie tej metody jest uzasadnione jedynie w niektórych szczególnych przypadkach, w zależności od przyjętej struktury schematu cieplnego i od zestawu zmiennych swobodnych.

Istotną wadą tej metody jest konieczność zmiany postępowania przy zmianie treści zadania w zakresie struktury, np. w zadaniu przy zmienionym sposobie odprowadzenia skroplin z węzła nr 41 zamiast do podgrzewacza regeneracyjnego (węzeł nr 40).

do odgazowywacza (węzeł nr 13) należy zrealizować inny tok postępowania niż w przypadku układu nominalnego. Z tych powodów metoda ta została uznana za nieprzydatną w niniejszej pracy.

Do metod tzw. dokładnych należą m.in. metody elementów podstawowych [10] oraz eliminacji uporządkowanej [14], [15].

Pierwsza z nich, najbardziej rozpowszechniona, przystosowana jest do wszystkich przypadków, nie wykorzystuje jednakże specyfiki rozwiązywanego układu. Specyfika układu równań określona jest przez następujące cechy macierzy jego współczynników:

- wymiar,
- symetryczność,
- wartość norm,
- wartość wyznacznika,
- procent elementów różnych od zera.

Specjalnie istotny jest ostatni parametr, którego wartość w przypadku zadań dotyczących układów cieplnych znacznie odbiega od tych wartości, dla których metoda elementów podstawowych jest najbardziej uzasadniona. W rozpatrywanym przypadku zaledwie około 10% elementów macierzy współczynników jest różnych od zera. Tę specyfikę w pewnym stopniu wykorzystuje druga metoda, tj. eliminacji uporządkowanej. Opracowana została w literaturze wprawdzie dla zupełnie innego zadania technicznego (rozpływu w sieciach elektroenergetycznych) ale podobieństwo modeli obu zagadnień sugeruje jej przydatność w rozpatrywanym przypadku. Do rozwiązywania układu równań otrzymanego w pracy [1] przy pomocy komputera użyto metody elementów podstawowych.

3. Turbina

3.1. Opisowe sformułowanie zadania

Poszukiwany model matematyczny turbiny pozwalać ma na wyznaczenie charakterystyk turbiny w warunkach pracy zmienionych w stosunku do warunków znamionowych. Model matematyczny turbiny zawiera zbiór zależności, danych w postaci analitycznej, które po podstawieniu wielkości zadanych i przeprowadzeniu

obliczeń w odpowiedniej kolejności pozwalają na określenie wielkości poszukiwanych, potrzebnych w obliczeniach układu cieplnego turbozespołu i regeneracyjnych wymienników ciepła.

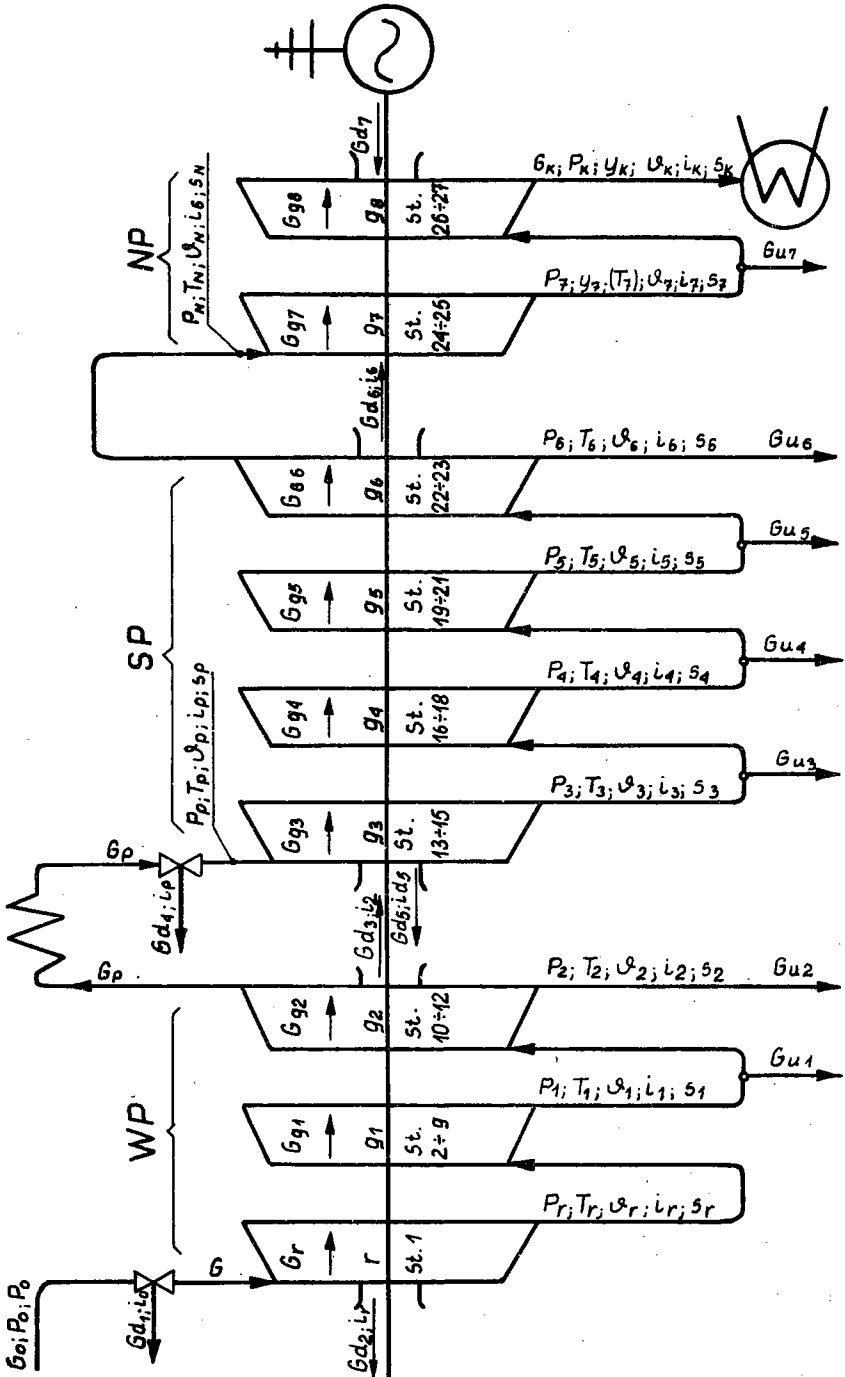
3.2. Założenia

Model matematyczny turbiny odnosi się bezpośrednio do turbin TK-200 produkowanych w Zakładach Mechanicznych im. Gen. Karola Świerczewskiego (Zamech) w Elblągu, na podstawie licencji radzieckiej, instalowanych w jednej z elektrowni krajowych. W pracy badano jednakże równocześnie możliwości uogólnienia modelu i przeniesienia otrzymanych wyników na inne typy turbin.

Turbina typu TK-200 trójkadłubowa, akcyjna, kondensacyjna z międzystopniowym przegrzewem pary, z 7 nieregulowanymi upustami regeneracyjnymi, o mocy znamionowej 200 MW (dopuszcza się większą moc trwałą do ok. 216,5 MW) wykonywana jest na znamionowe parametry pary dolotowej 130 at., 535°C i znamionową temperaturę pary wtórnie przegrzanej 535°C. Para odlotowa z turbiny skraplana jest w dwu bliźniaczych skraplaczach powierzchniowych.

Układ łopatkowy turbiny składa się w części wysokoprężnej (WP) z jednowieńcowego stopnia regulacyjnego oraz 11 stopni nieregulowanych, zaś w części średnioprężnej (SP) z 11 stopni nieregulowanych. Część niskoprężna turbiny (NP) zbudowana jest w układzie dwustrumieniowym, z dwoma wylotami pary do skraplacza. W każdym strumieniu pary znajdują się 4 stopnie, takie same w obu strumieniach. Przedostatni stopień turbiny jest dwupiętrowym stopniem typu Baumana.

Z 7 nieregulowanych upustów turbiny 2 znajdują się w części WP za 9 i 12 stopniem; 4 w części SP za 15, 18, 21 i 23 stopniem (licząc zgodnie z kierunkiem przepływu pary w turbinie) oraz 1 w części NP za 25 stopniem. Dzieląc nieregulowane stopnie turbiny na grupy stopni o takim samym natężeniu przepływu pary wyróżnić można ich 8. Na schemacie części przepływowej turbiny (rys.3) zaznaczono te grupy stopni i ponumerowano je od 1 do 8, licząc zgodnie z kierunkiem przepływu pary w turbinie. Należy zaznaczyć, że w części NP turbiny są dwie



Rys. 3

grupy stopni g 7 oraz g 8, czego dla uproszczenia nie pokazano na schemacie.

Turbina ma regulację grupową z 4 zaworami regulacyjnymi, z których każdy zasila jeden segment dyszowy stopnia regulacyjnego. Przed częścią SP turbina ma oprócz zaworów odcinających 4 tzw. zawory intercepcyjne, które w ustalonych warunkach pracy turbiny (moc turbiny równą mocy generatora) są całkowicie otwarte.

Jako zmienne warunki pracy turbozespołu i turbiny uważane są w opracowaniu zmiany obciążenia turbiny (zmiany natężenia przepływu pary dolotowej do turbiny), zmiany parametrów pary dolotowej do turbiny, zmiany temperatury pary wtórnie przegrzanej oraz zmiany (wymuszenie) poboru pary z upustów turbiny, spowodowane przez zmiany w układzie cieplnym turbozespołu (np. wyłączenie jednego lub szeregu podgrzewaczy regeneracyjnych) oraz zmiany próżni w skraplaczu. Model matematyczny turbiny jest słuszny w zakresie zmian warunków pracy turbiny dopuszczonych przez wytwórnię [5].

Przy budowie modelu wykorzystuje się fabryczną metodę obliczeń cieplno-przepływowych turbiny w zmiennych warunkach pracy [6] w takim zakresie, w jakim daje się ona przystosować do wykonywania obliczeń na maszynie cyfrowej. Model matematyczny turbiny, podobnie jak metoda fabryczna, opiera się na znajomości wyników obliczeń turbiny w znamionowych warunkach pracy. Model z założenia nie służy do wyznaczania znamionowych danych turbiny. Przy budowie modelu przyjmuje się jako zadane, wielkości wynikające z indywidualnych cech konstrukcyjnych turbiny TK-200, wobec oparcia rozważań o ten typ turbiny.

Model matematyczny turbiny z założenia pozwala na wyznaczenie poszukiwanych wielkości w jednolity, ogólny sposób, niezależnie od rodzaju zmian warunków pracy turbiny. Fabryczna metoda obliczeń i inne metody podawane w literaturze nie spełniają tego warunku, między innymi dlatego, że zmiany parametrów pary świeżej, zmiany temperatury pary wtórnie przegrzanej itd. traktowane są w tych metodach odrębnie od zmian natężenia przepływu pary przez turbinę i uwzględnione poprzez poprawki, wyznaczone oddzielnie w uproszczony sposób.

3.3. Opis modelu matematycznego turbiny

Model matematyczny turbiny składa się w rozpatrywanym przypadku z zależności opisujących: charakterystyki nieregulowanych grup stopni (ośmiu), charakterystyki stopnia regulacyjnego i rozrządu pary w turbinie oraz zależności określających wzajemne powiązania między tymi elementami części przepływowej turbiny. Ponadto model matematyczny zawiera zależności opisujące straty mechaniczne turbiny i straty w generatorze oraz zależności określające charakterystyki skraplacza. Poszczególne grupy zależności będą dalej omówione.

Parametry pary oraz izentropowe spadki entalpii określone są w modelu matematycznym turbiny za pomocą procedury obliczeniowej PARAM podanej w pracy [2].

W obszarze pary przegrzanej występują dwa warianty obliczenia parametrów pary:

- znane jest ciśnienie p i temperatura T pary (np. pary dolotowej) a wyznacza się entalpię i , objętość właściwą v oraz entropię pary s za pomocą zależności:

$$i = f_1(p, T); \quad s = f_2(p, T); \quad v = f_3(p, T); \quad (5)$$

- znane jest ciśnienie i entalpia pary (np. za stopniem regulacyjnym), wtedy w pierwszej kolejności określa się temperaturę z zależności $T = f_4(p, i)$, po czym dalej jak w wariantcie pierwszym.

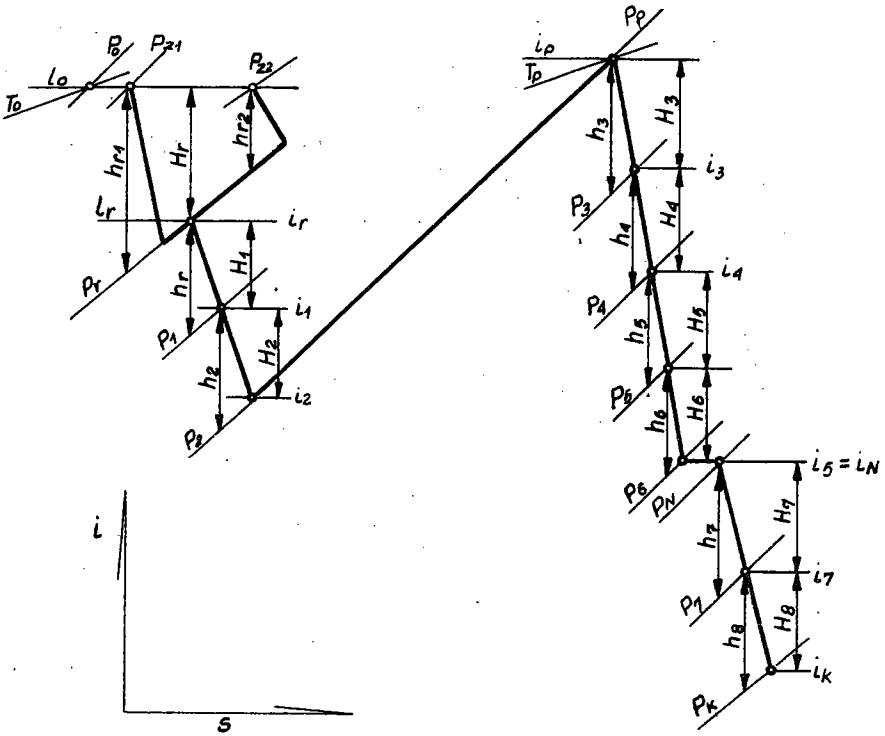
W obszarze pary mokrej, przy znanym ciśnieniu i entalpii pary, wyznacza się pozostałe parametry z zależności:

$$v = f_5(p, i); \quad y = f_6(p, i); \quad s = f_7(p, i); \quad T = f_8(p), \quad (6)$$

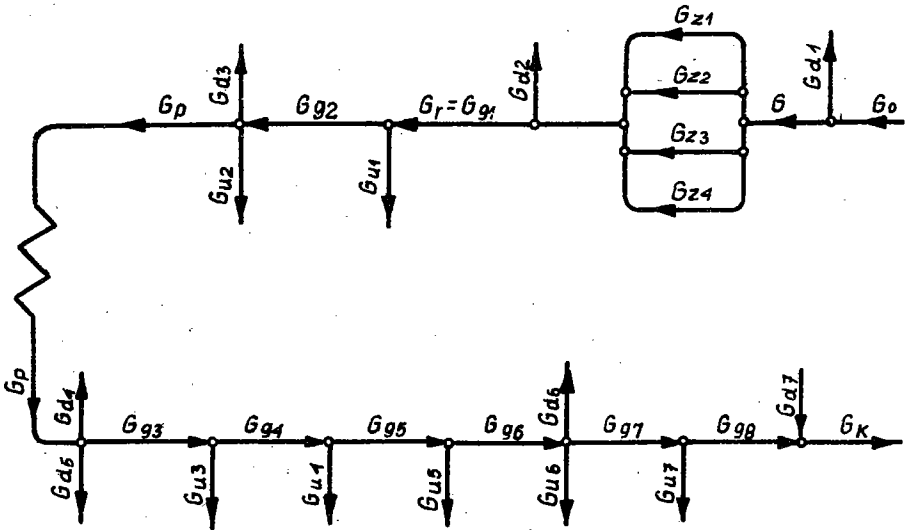
gdzie y - stopień suchości,

Przy wyznaczaniu izentropowego spadku entalpii h znane są parametry pary na początku procesu rozprężania (indeks 1) oraz ciśnienie w końcu rozprężania p_2 . Spadek h wyznacza się z zależności (rys.4):

$$h = i_1 - i_{2t}; \quad i_{2t} = f_9(p_2, s_1), \quad (7)$$



Rys. 4



Rys. 5

gdzie i_{2t} oznacza entalpię w końcu izentropowego rozprężania pary ($s_2 = s_1$).

Dla wyznaczenia natężeń przepływu pary przez poszczególne elementy części przepływowej turbiny sporządzono schemat przepływu pary przez turbinę (rys.5). Użyto tu następujących oznaczeń (rys.3):

G_0 - natężenie przepływu pary świeżej (przed zaworem głównym);

$G = \sum_{i=1}^4 G_{zi}$ - natężenie przepływu pary przez zawory regulacyjne turbiny;

G_{zi} - ($i=1 \div 4$) - natężenie przepływu pary przez i -ty zawór regulacyjny (na wylocie z zaworu) równe natężeniu przepływu przez odpowiednią grupę dysz stopnia regulacyjnego;

G_r - natężenie przepływu pary w komorze stopnia regulacyjnego;

G_{di} - ($i=1 \div 7$) - natężenie przepływu pary przeciekowej z i -tej dławicy końcowej lub zaworowej turbiny;

G_{ui} - ($i=1 \div 7$) - natężenie przepływu pary z i -tego regeneracyjnego upustu turbiny;

G_{gi} - ($i=1 \div 8$) - natężenie przepływu pary przez i -tą grupę stopni nieregulowanych;

G_p - natężenie przepływu pary wtórnie przegrzanej;

G_k - natężenie przepływu pary do skraplacza.

Pisząc równanie bilansu masowego (prawo zachowania masy) dla kolejnych punktów schematu (rys.5) uzyskuje się zależności dla określenia natężeń przepływu pary.

Można wykazać, że występujące tu przecieki pary G_{di} są praktycznie liniowymi funkcjami natężenia przepływu G_0 [7]. W związku z tym wykorzystując dane z obliczeń fabrycznych określono odpowiednie zależności.

Ciśnienie pary na wlocie do grup stopni nr $1 \div 7$ (rys.3) wyliczono przy użyciu prawa przepływów w formie podanej przez Szczegłajewa [12]. W związku z tym ciśnienie pary p_I przed i -tą grupą stopni ($i = 1 \div 7$) wyraża się zależnością

$$p_I = f \left[\left(\frac{G_{gi}}{G_{in}} \right)^2, \quad \tau_j, \quad p_{II}, \quad p_{In}, \quad p_{IIn} \right], \quad (8)$$

gdzie: G_{gi} - natężenie przepływu pary przez grupę stopni;

$$\tau_j = \frac{T_I}{T_{In}} - \text{stosunek temperatur na wlocie do grupy stopni } (j = r, 1, 2 \div 6),$$

p_{II} - ciśnienie pary za grupą stopni;

Indeks n dotyczy wartości w warunkach znamionowych.

Ciśnienie p_7 na wlocie do 8. grupy stopni (rys.3 oraz 4) wyznacza się z równania przelotności tej grupy stopni w postaci

$$G_{g8} = f[p_7, p_k, (p \cdot v)_7], \quad (9)$$

gdzie p_k jest ciśnieniem w skraplaczu.

Przyjęto zgodnie z obliczeniami fabrycznymi, że straty ciśnienia w przelotni pomiędzy częścią SP i NP turbiny są proporcjonalne do natężenia przepływu pary, a straty ciśnienia w międzystopniowym przegrzewaczu pary proporcjonalne do kwadratu natężenia przepływu.

Przy budowie modelu matematycznego rozrządu pary w turbinie wykorzystano model przedstawiony w pracy [7], słuszny w przypadku stałych parametrów pary dolotowej do turbiny i stałej reakcyjności stopnia regulacyjnego. Model ten uogólniono na przypadek zmiennych parametrów pary oraz uwzględniono zmiany reakcyjności.

W modelach nieregulowanych grup stopni określa się izentropowe spadki entalpii, sprawności wewnętrzne i wewnętrzne spadki entalpii. Pozwala to wyznaczyć w dalszym ciągu moce wewnętrzne oraz parametry pary za tymi grupami stopni. Wykorzystano tu wyniki pracy [6].

Sposób określenia charakterystyk stopnia regulacyjnego omówiony będzie szczegółowiej. Dla każdego strumienia pary pracującego w stopniu regulacyjnym wyznacza się izentropowy spadek entalpii h_{ri} ($i = 1 \div 4$) przy rozprężaniu od entalpii i_o oraz ciśnieniu p_{zi} za zaworem do ciśnienia p_r w komorze stopnia regulacyjnego (rys.3). Dalej wylicza się wskaźnik prędkości x_i , odpowiadający spadkowi h_{ri} wg zależności:

$$x_i = \frac{u}{C_o} = \frac{u}{\sqrt{2h_{ri}}}, \quad (10)$$

gdzie u oznacza prędkość obwodową.

Sprawność obwodową η_{ru} , związaną ze wskaźnikiem x_i wyznacza się z zależności $\eta_{ru} = f(x_i)$ uzyskanej przez aproksymację odpowiedniej krzywej pochodzącej z fabrycznych obliczeń turbiny.

Moc obwodowa stopnia regulacyjnego dana jest związkami

$$N_{ru} = \sum_{i=1}^4 G_{zi} \cdot h_{ri} \cdot \eta_{ru} \quad (11)$$

Straty mocy "na wybijanie" ΔN_k wylicza się z zależności podanej przez LMZ [6]

$$N_k = 0,11 \frac{B \cdot l \cdot x \cdot N_{ru}}{E \cdot F} \cdot z_3, \quad (12)$$

gdzie: B - szerokość wieńca wirującego;

$x = \frac{u}{\sqrt{2h}}$ - wskaźnik prędkości;

h - izentropowy spadek entalpii przy rozprężaniu pary od entalpii i_0 ciśnienia $p_0 = 0,955 p_0$ do ciśnienia p_r (rys.4);

E - współczynnik uwzględniający wpływ stosunku ciśnień;

l - średnia wysokość łopatki wirującej;

F - przekrój krytyczny czynnych dysz;

z_3 - liczba par końców segmentów dyszowych.

Straty mocy na tarcie i wentylację określa się z następującej zależności podanej również przez LMZ [7]

$$\Delta N_{tw} = (\varphi D_s^2 + 0,344(1 - e)D_{sr}^{1,5}) \frac{u^3}{10^6 \cdot v_r} \text{ (kW)}, \quad (13)$$

gdzie: D_{sr} - średnia średnica stopnia regulacyjnego;

l - średnia wysokość łopatek wirujących (wyrażona w cm);

p_s - średnia średnica stóp łopatek;

φ - współczynnik uwzględniający wpływ geometrii stopnia regulacyjnego;

e - stopień zasilania.

Moc wewnętrzna N_{ri} , wewnętrzny spadek entalpii H_r stopnia regulacyjnego oraz entalpia pary i_r za stopniem regulacyjnym równe są odpowiednio:

$$N_r = N_{ru} - \Delta N_k - \Delta N_{tw}; \quad H_r = \frac{N_r}{G_r}; \quad i_r = i_o - H_r. \quad (14)$$

Znając entalpię i_r oraz ciśnienie p_r wyznacza się pozostałe parametry pary za stopniem regulacyjnym.

Moc wewnętrzna turbiny równa jest

$$N = N_r + \sum_{i=1}^8 N_i, \quad (15)$$

gdzie N_i oznacza moc wewnętrzną i -tej grupy stopni.

Moc N_{el} na zaciskach generatora jest mniejsza o straty mocy ΔN_m ujmowane przez sprawność mechaniczną turbiny i straty ΔN_g w generatorze. Straty te określono przy pomocy zależności podanych w pracy [7].

Zgodnie z jednym z założeń, przy budowie modelu skraplacza rozpatrywane są zmienne warunki pracy skraplacza przy stałej, znamionowej ilości i temperaturze wody chłodzącej. W związku z tym charakterystyka skraplacza dana jest zależnością $p_k = f(G_k)$ ciśnienia w skraplaczu od natężenia przepływu pary do skraplacza. Zależność tę otrzymano aproksymując wielomianem wyniki obliczeń fabrycznych dane w postaci wykresu.

Możliwe jest opracowanie modelu matematycznego skraplacza uwzględniającego obok zmian natężenia przepływu G_k również i zmiany ilości oraz temperatury wody chłodzącej, jednakże nie było to z założenia przedmiotem opracowania.

Opracowany model matematyczny turbiny pozwala na wyznaczenie charakterystyk turbiny przy każdym ciśnieniu w skraplaczu (różnym od ciśnienia wyliczonego z powyższej zależności $p_k = f(G_k)$), wynikającym z dopuszczonych przez wytwónię warunków pracy turbiny i kompletnych charakterystyk skraplacza. W takim przypadku ciśnienie p_k powinno być jedną z wielkości zadanych do obliczeń w modelu matematycznym turbiny.

3.4. Metoda rozwiązania

Z omówionych na wstępie zasad budowy modelu matematycznego zachowania się całości układu cieplnego turbozespołu w zmieniających warunkach pracy wynika, że wielkościami zadanymi (zmiennymi niezależnymi) w obliczeniach w modelu matematycznym turbiny są:

- natężenie przepływu G_0 (rys.3 oraz 4) oraz ciśnienie p_0 i temperatura T_0 pary dolotowej do turbiny (przed zaworem głównym turbiny);
- natężenie przepływu G_p oraz temperatura T_p pary wtórnie przegrzanej,
- natężenia przepływu G_{ui} ($i = 1 \div 7$) pary z upustów regeneracyjnych.

Ponadto zadane do obliczeń są wielkości stałe wynikające zarówno ze znamionowych warunków pracy turbiny (oznaczone indeksem n) jak i z konstrukcji turbiny (np. dane dotyczące geometrii stopnia regulacyjnego).

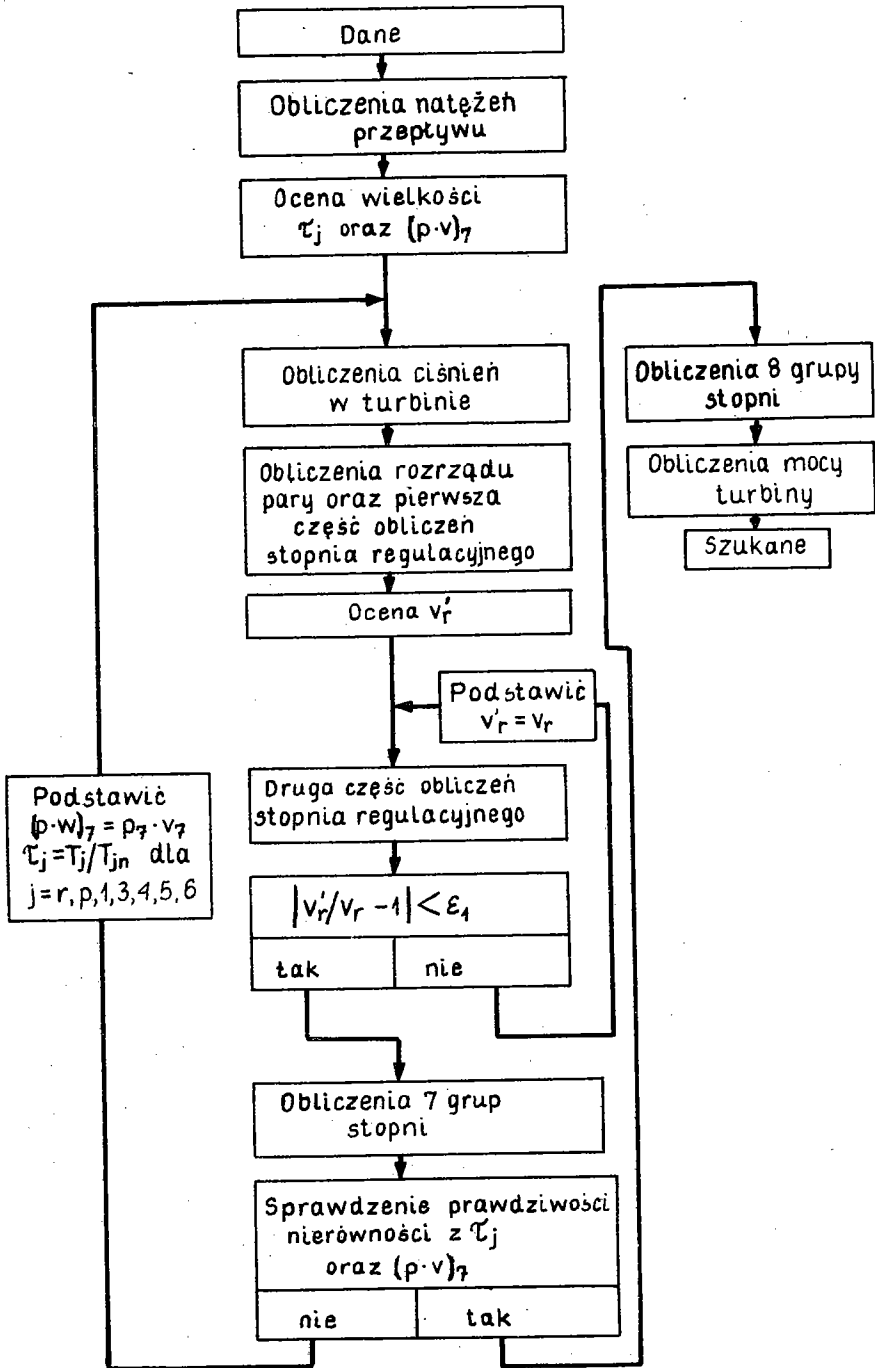
W obliczeniach turbiny poszukiwane są następujące wielkości potrzebne w obliczeniach układu cieplnego turbozespołu:

- moc turbozespołu (na zaciskach generatora),
- natężenia przepływu oraz parametry czynnika we wszystkich strumieniach pary dopływających i wypływających z turbiny (rys.3) (oczywiście z wyłączeniem wielkości zadanych do obliczeń).

Przedstawiony model matematyczny turbiny składa się z ponad 200 zależności, w większości nieliniowych, tworzących układ równań, którego rozwiązanie, po podstawieniu wielkości zadanych, pozwala na wyznaczenie wielkości poszukiwanych. Rozwiązanie tego skomplikowanego układu równań jest złożonym problemem numerycznym.

Dla wyznaczenia wielkości poszukiwanych zaproponowano sekwencyjno-iteracyjną metodę obliczeń, w efektywny sposób prowadzącą do rozwiązania. Przy określeniu metody rozwiązania omówionego układu równań oparto się na znajomości sensu fizycznego procesów opisywanych przez poszczególne zależności w modelu matematycznym turbiny.

Schemat blokowy obliczeń w modelu matematycznym turbiny pokazano na rys.6. Po określeniu brakujących parametrów pary



Rys.6

dolotowej oblicza się natężenia przepływu pary przeciekowej z dławnic oraz pozostałe natężenia przepływu pary w turbinie.

Znając natężenie przepływu pary do skraplacza oblicza się ciśnienie pary w skraplaczu. Jeśli ilość lub temperatura wody chłodzącej skraplacz są różne od wartości znamionowych ciśnienie p_k powinno być, jak wspomniano, wielkością zadaną do obliczeń (zmienną niezależną).

W zależnościach do obliczenia ciśnień w turbinie występują nieznane (w tym etapie obliczeń) stosunki τ_j oraz iloczyn $(p \cdot v)_7$. Wyznacza się je metodą kolejnych przybliżeń. Obliczenia rozpocząć można od podstawienia w pierwszym kroku $\tau_j = 1$ oraz $(p \cdot v)_7$. Lepsze przybliżenie do rzeczywistych wartości τ_j oraz $(p \cdot v)_7$, a tym samym skrócenie obliczeń (zmniejszenie potrzebnej ilości kroków do kilku), uzyskać można oceniając wartości τ_j oraz $(p \cdot v)_7$ przy pomocy odpowiednich zależności.

Dla założonych wartości τ_j oraz $(p \cdot v)_7$ wylicza się teraz ciśnienie pary w turbinie.

Znając ciśnienie w komorze stopnia regulacyjnego można przeprowadzić obliczenia rozrzędu pary. Po wyznaczeniu natężeń przepływu i ciśnień pary za poszczególnymi zaworami regulacyjnymi turbiny przeprowadza się pierwszą część obliczeń stopnia regulacyjnego.

Dla określenia strat mocy na tarcie i wentylację potrzebna jest objętość właściwa v_r (na razie nie znana). Oblicza się ją metodą kolejnych przybliżeń. W pierwszym kroku przyjmować można

$$v'_r = \tau_r \frac{(p, v)_{rm}}{p_r} \quad (16)$$

Dla założonej wartości v'_r wykonuje się drugą część obliczeń stopnia regulacyjnego i wyznacza poprawioną wartość v_r . Jeśli różnica $\left| \frac{v'_r}{v_r} - 1 \right|$ ma wartość większą od dopuszczalnej wartości ϵ_1 , drugą część obliczeń stopnia regulacyjnego należy ponowić przyjmując w drugim kroku $v'_r = v_r$.

Po uzyskaniu zgodności $v'_r \approx v_r$ (z przyjętą dokładnością) przeprowadza się obliczenia 7 nieregulowanych grup stopni.

Znając parametry pary na wlocie do wszystkich grup stopni w turbinie wyznacza się teraz wartości stosunków τ_j oraz iloczynu $p_7 \cdot v_7$, poprawione w stosunku do wartości założonych na wstępie obliczeń (przed obliczeniem ciśnień pary w turbinie). Porównanie wartości założonych i poprawionych przeprowadza się wg poniższych nierówności:

$$\left| \tau_j - \frac{T_j}{T_{jn}} \right| < \epsilon_2 \quad \text{dla } j = r, p, 1, 3, 4, 5, 6 \quad (17)$$

oraz

$$\left| \frac{(p \cdot v)_7}{p_7 \cdot v_7} - 1 \right| < \epsilon_3. \quad (18)$$

Jeżeli przynajmniej jedna z tych nierówności nie jest spełniona obliczenia rozrzędu pary, stopnia regulacyjnego i 7 grup stopni należy powtórzyć wyznaczając ciśnienia w turbinie dla poprawionych wartości τ_j oraz $(p \cdot v)_7$.

Po uzyskaniu zgodności $\tau_j \approx \frac{T_j}{T_{jn}}$ oraz $(p \cdot v)_7 \approx p_7 \cdot v_7$ (z przyjętą dokładnością) przeprowadza się obliczenia 8 grupy stopni. Następnie określa się moc wewnętrzną turbiny N, straty mocy i moc elektryczną.

W ten sposób określone zostały wszystkie poszukiwane wielkości, wykorzystywane dalej w obliczeniach układu ciepłego turbozespołu: moc turbozespołu oraz parametry i natężenia przepływu pary we wszystkich strumieniach pary dopływających i wypływających z turbiny.

W schemacie obliczeń w modelu matematycznym turbiny istnieje jeszcze kilka innych, poza pokazanymi, pętli iteracyjnych, analogicznych jak pętla występująca przy określeniu objętości właściwej V_r , które dla uproszczenia nie zostały pokazane na schemacie blokowym.

3.5. Podsumowanie

Przedstawiony model matematyczny turbiny spełnia postawione na wstępie wymagania i pozwala wyznaczyć poszukiwane wiel-

kości potrzebne w obliczeniach układu cieplnego turbozespołu. Możliwe jest ponadto wyznaczenie szeregu innych wielkości charakterystycznych turbiny, mających zastosowanie w szeregu spotykanych w praktyce analizach zachowania się turbin w zmiennych warunkach pracy.

Poza założonymi na wstępie zmianami warunków pracy turbiny, model pozwala na badanie wpływu zmian ciśnienia w skraplaczu (po uzupełnieniu charakterystyk skraplacza - również i wpływu zmian ilości i temperatury wody chłodzącej), zmian straty ciśnienia w trakcie wtórnego przegrzewu pary, zmian straty ciśnień w przelotni między częściami SP i NP turbiny oraz innych.

Podane zależności oraz schemat obliczeń w modelu matematycznym mają znaczenie ogólne i można je wykorzystać przy analizach pracy w zmiennych warunkach turbin kondensacyjnych różnych typów. W przedstawionym modelu matematycznym łatwo można zmieniać ilości upustów pary z turbiny, ilość międzystopniowych przegrzewów pary itp. dostosowując model do rozważanego przypadku turbiny, innej niż turbina TK-200. Potrzebna jest przy tym znajomość znamionowych warunków pracy wszystkich elementów części przepływowej turbiny oraz znajomość charakterystyk rozrzędu pary i ostatnich stopni turbiny. Charakterystyki te wynikają z indywidualnych cech konkretnych typów turbin.

4. Wymienniki

4.1. Opisowe sformułowanie zadania

Model matematyczny wymiennika regeneracyjnego, zbudowany na podstawie równania bilansowego i związków opisujących wymianę ciepła, powinien pozwalać na wyznaczanie wszystkich wielkości niezbędnych do dalszych kroków obliczeniowych, w zależności od zestawu parametrów potraktowanych jako informacje początkowe. Podział wielkości występujących w modelu na dane i szukane dokonany jest na podstawie przyjętej koncepcji rozwiązania całości zadania.

4.2. Założenia

Przy formułowaniu modelu matematycznego oparto się na konstrukcji niskoprężnego wymiennika regeneracyjnego PN-3 wg materiałów CBKK w Tarnowskich Górach.

Jest to powierzchniowy, trójstrefowy wymiennik pracujący w układzie pionowym. Składa się on z chłodnicy pary, wymiennika właściwego oraz z chłodnicy skroplin, która jest oddzielnym wymiennikiem podwieszonym do wymiennika właściwego. Proces wymiany ciepła zachodzi na powierzchni pęczka U - rurki wewnątrz których przepływa czynnik ogrzewany. Para grzejna omywając w przeciwnym kierunku rurki w procesie kondensacji zostaje w obszarze wymiennika właściwego skroplona, przy czym skropliny utrzymywane są na stałym poziomie za pomocą regulatora elektronowego. Model tak opisanego wymiennika zbudowano na podstawie następujących założeń upraszczających:

1) niezależnie od zmiennych warunków pracy wylot z wymiennika właściwego jest zawsze punktem, w którym następuje koniec procesu kondensacji,

2) zmiana obciążenia ma wpływ tylko na charakter pracy dwóch ostatnich stref wymiennika,

3) w wymienniku właściwym, w przypadku dopływu pary przegrzanej, nie rozdzielono procesu schładzania od kondensacji, traktując całe zjawisko jako umowną kondensację,

4) udział skroplin dopływających z podgrzewacza wyższego stopnia w procesie wymiany ciepła uwzględniono w obszarze wymiennika właściwego i chłodnicy skroplin, przy czym założono, że w obszarze wymiennika właściwego nastąpi ich schłodzenie do temperatury nasycenia,

5) pominięto wpływ dodatkowych skroplin na wartość współczynnika przejmowania ciepła przy kondensacji,

6) straty ciśnienia liczone przy założeniu stałej objętości przepływającego czynnika,

7) pominięto wpływ skroplin dopływających z podgrzewacza wyższego stopnia na prędkość i ciśnienie czynnika w obszarze kondensacji.

4.3. Model matematyczny wymiennika

W zestawie równań opisujących wymiennik regeneracyjny można wyróżnić następujące grupy zależności:

Związki termodynamiczne parametrów

W grupie tej znajdują się równania opisujące związki pomiędzy podstawowymi parametrami stanu czynników biorących udział w wymianie ciepła. Większość z nich przedstawiona jest w postaci:

$$\begin{aligned} i &= f(p, T) , \\ T &= f(p, i) , \\ v &= f(p, T) , \\ r &= f(p) . \end{aligned} \tag{19}$$

Średnie wartości parametrów

Związki tej grupy pozwalają na znalezienie średnich wartości temperatur i ciśnień potrzebnych przy obliczaniu prędkości czynników.

Straty ciśnienia

Obliczenie strat ciśnienia przeprowadzono na podstawie:

- znajomości spadków ciśnień w warunkach nominalnych,
- założenia, że w warunkach obliczeniowych straty zmieniają się z kwadratem prędkości przepływającego czynnika, a tym samym są proporcjonalne do kwadratu stosunku wydatków, obliczeniowego i nominalnego.

Na podstawie powyższych założeń otrzymano zależności w postaci

$$p_2 = p_1 - A \cdot (G_p + G_s)^2 , \tag{20}$$

gdzie: p_2 - ciśnienie za wymiennikiem,

p_1 - ciśnienie przed wymiennikiem,

G_p, G_s - natężenie przepływu pary i skroplin z wymiennika wyższego stopnia,

A - współczynnik strat ciśnienia,

$$A = \frac{\Delta p_n}{G_{pn} + G_{sn}}, \quad (21)$$

gdzie: Δp_n - spadek ciśnienia w warunkach nominalnych,
 G_{pn} , G_{ps} - natężenie przepływu pary i skroplin w warunkach nominalnych.

P r z e p ł y w y

Grupa ta obejmuje zależności opisujące prędkości przepływu w postaci

$$w = \frac{G \cdot v}{F}, \quad (22)$$

gdzie: v - objętość właściwa przepływającego czynnika,
 F - pole przekroju przepływu.

W y m i a n a c i e p ł a

Rozpatrując proces wymiany ciepła wyodrębniono trzy przypadki:

- schładzanie skroplin,
- skraplanie pary,
- schładzanie pary przegrzanej.

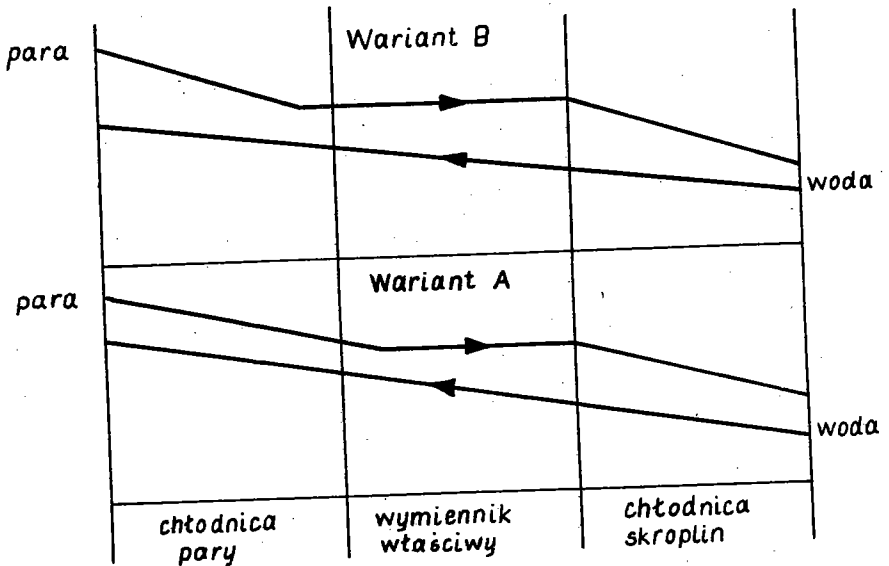
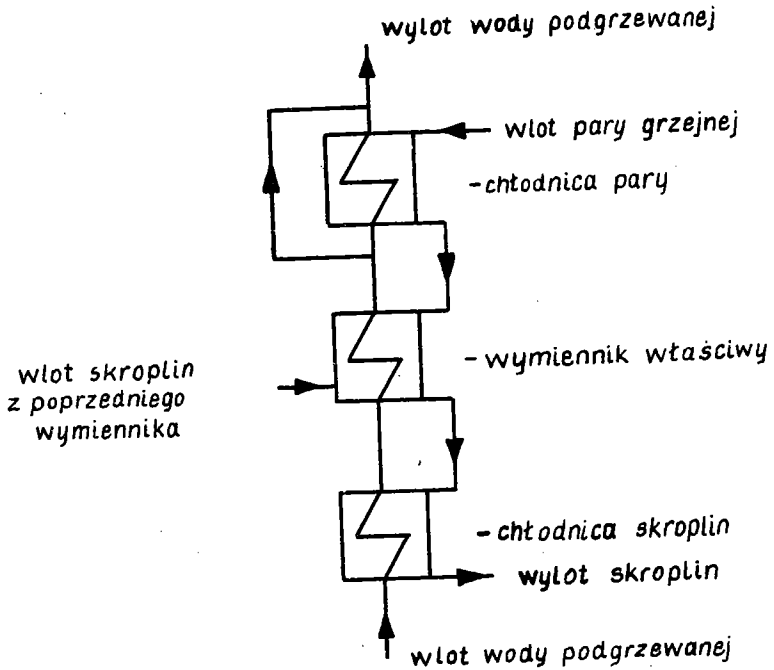
Przeanalizowano ponadto pracę wymiennika w zmiennych warunkach, kiedy nie można z góry założyć w którym miejscu rozpocznie się proces kondensacji.

Z uwagi na rozwiązanie konstrukcyjne omawianego wymiennika, posiadającego wyodrębnione powierzchnie schładzania pary i kondensacji przez które płyną różne wydatki wody, rozpatrzono dwa możliwe warianty pracy (rys.7):

Wariant A. Całkowite schłodzenie i początek kondensacji następuje na wydzielonej powierzchni chłodnicy pary.

Wariant B. Para przepływająca przez chłodnicę pary nie ulega schłodzeniu do temperatury kondensacji i część tego procesu odbywać się będzie w wymienniku właściwym.

Zastosowane kryterium wyboru wariantu opiera się na porównaniu ilości ciepła oddanego w procesie kondensacji z ilością ciepła możliwą do wymiany w wymienniku właściwym. Na podstawie powyższych założeń zestawiono grupę równań, które posłużyły do wyznaczenia średnich logarytmicznych różnic temperatur oraz współczynników przejmowania i przenikania ciepła.



Rys.7

R ó w n a n i a b i l a n s o w e

Podstawowe równania tej grupy o postaci:

$$Q = G \cdot \Delta i , \quad (23)$$

$$Q = F \cdot k \cdot \Delta T_{sr \log} , \quad (24)$$

gdzie: k - współczynnik przenikania ciepła,

F - powierzchnia wymiany ciepła,

posłużyły do stworzenia szeregu zależności opisujących równowagę cieplną w poszczególnych strefach wymiennika.

W i e l k o ś c i k o n s t r u k c y j n e

Równania tej grupy powstały w oparciu o specyfikę rozwiązań konstrukcyjnych zastosowanych przy danym wymienniku.

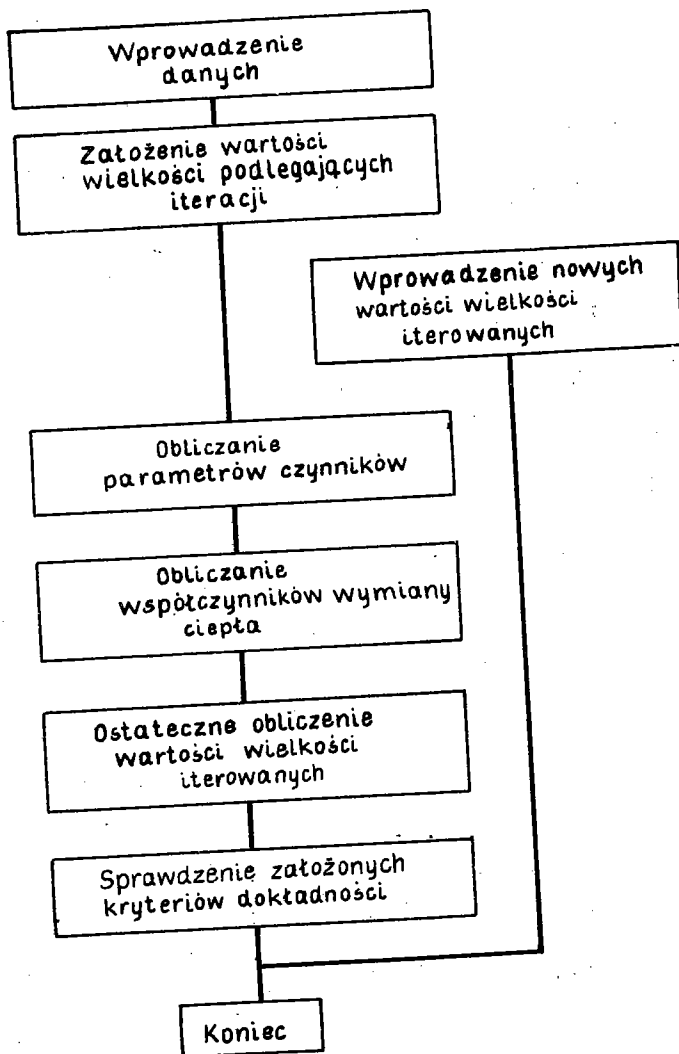
4.4. Metoda rozwiązania

Model matematyczny zbudowany zgodnie z przedstawionymi powyżej zasadami może być rozwiązany różnymi metodami. Wybór najwłaściwszej metody uwarunkowany jest rodzajem zadania przy rozwiązywaniu którego model ma być użyty.

W danym przypadku, kiedy współpraca pomiędzy poszczególnymi wymiennikami regeneracyjnymi i turbiną jest w ramach całości bloku realizowana poprzez wzajemną wymianę stałego zestawu informacji, najkorzystniejsze wydaje się zastosowanie przy rozwiązywaniu modelu metod iteracyjnych.

Oznacza to, że obliczenie wymiennika powinno obejmować sekwencyjnie zestawiony układ równań tak, aby na podstawie danych otrzymanych z przeliczenia turbiny i przy wstępnym założeniu niektórych wielkości, iterowanych w toku obliczeń, otrzymać w wyniku stały zestaw wielkości, które są następnie wykorzystywane w obliczeniach kolejnych wymienników i turbiny.

Sposób postępowania przedstawiono na załączonym schemacie blokowym (rys.8).



Rys.8

5. Zakończenie

Przedstawiony model matematyczny może być wykorzystany, po opracowaniu programu na maszynę cyfrową, do następujących celów:

1. Badania skutków (w tym, przede wszystkim, zmian w jednostkowym zużyciu ciepła) zmiany warunków pracy spowodowanych przez:

- a) zmianę obciążenia,
- b) zmianę parametrów termodynamicznych w dowolnym punkcie układu (pogorszenie próżni, zmiana parametrów pary dolotowej, zmiana podgrzania regeneracyjnego wody zasilającej itp.),
- c) zmianę struktury układu cieplnego turbozespołu (wyłączenie jednego lub grupy podgrzewaczy regeneracyjnych, zmiana sposobu odprowadzenia skroplin z podgrzewaczy regeneracyjnych, zmiana typu dowolnego urządzenia w zespole, itd.).

2. Ustalenia odpowiednich charakterystyk eksploatacyjnych turbozespołów dla prawidłowego rozdziału obciążeń w systemie (po uzupełnieniu modelem matematycznym kotła).

W powiązaniu z odpowiednim algorytmem optymalizacyjnym opracowany model może być wykorzystany do:

3. Ustalenia optymalnych wartości poszczególnych, istotnych dla pracy turbozespołów, parametrów (dla istniejących bloków, w określonych warunkach pracy).

4. Ustalenia optymalnej struktury i ewentualnie konstrukcji poszczególnych elementów układu, które mogą podlegać zmianom (dla bloków nowo projektowanych i przebudowywanych).

5. Ustalenia optymalnych parametrów pracy turbozespołu przy obciążeniach częściowych (dla automatyzacji kompleksowej i cyfrowego sterowania bloków).

Po niezbędnych, lecz stosunkowo niewielkich, modyfikacjach opracowany model może być użyty do:

6) Analizy wszystkich wymienionych wyżej problemów w odniesieniu do bloku innego niż przeanalizowany 200 MW, np. bloków projektowanych 500 MW lub będących w eksploatacji: 120 MW, 50 MW i in.

W każdym przypadku konkretnego zadania konieczne jest napisanie odpowiednich programów na EMC. Programy te mogą różnić się pomiędzy sobą, w zależności od zadania, w stosunkowo niewielkim stopniu. Istnieje, jak się wydaje, możliwość opracowania ich w postaci zestawu typowych procedur, które byłyby związane w całości odmiennym jedynie w każdym przypadku programem sterującym.

Należy tu zaznaczyć, że o ile zagadnienia wymienione powyżej pod 1) i 2) będą z punktu widzenia możliwości dostępnych w kraju EMC możliwe do realizacji bez większych trudności o tyle do zagadnień optymalizacyjnych nadawać się będą tylko komputery o dużej szybkości liczenia i dużej pojemności pamięci.

Bibliografia

1. Praca zbiorowa: Praca turbozespołu w zmiennych warunkach. Poszukiwanie modelu matematycznego. Praca wykonana dla Instytutu Energetyki przez Instytut Techniki Ciepłej PW. Warszawa 1970.
2. Bednarkiewicz M.: "Obliczenie parametrów i funkcji termodynamicznych pary wodnej i wody przy użyciu elektronicznej maszyny cyfrowej". Biuletyn Informacyjny ITC Politechniki Warszawskiej, nr 29. Warszawa 1971.
3. Portacha J.: Optymalizacja struktury układu ciepłego siłowni parowych. Praca doktorska. ITC. Warszawa 1969 r.
4. Portacha J.: "Optymalizacja struktury układu ciepłego siłowni parowych". Biuletyn Instytutu Techniki Ciepłej nr 10, Warszawa 1967.
5. "Dane techniczne turbozespołu TK-200 wytwórni "ZAMECH". Elbląg.
6. "Obliczenia cieplne turbiny PWK-200-1 wytwórni LMZ - Leningrad ZSRR".
7. Miller A.: "Model matematyczny turbiny parowej przeciwnieprężnej". Biuletyn Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej nr 29. 1970.

8. Miller A.: "Prace grupy stopni turbinowych w zmienionych warunkach". Ciepne Maszyny Przepływowe. Łódź 1968, 68/69.
9. Uklański A., Miller A.: "Rozdział mocy w parowych turbozespołach dwuwałowych". Ciepne Maszyny Przepływowe. 1968, 67.
10. "Nowoczesne metody numeryczne". PWN. Warszawa 1965.
11. Gatzke H.: "Einsatz elektronischer Rechenanlagen zur Berechnung von Kraftwerks - Wärmeschaltungen". EKM Mitteilungen nr 1, 1966.
12. Szczeglejew A.W.: Parowyje turbiny. Energia Moskwa 1967.
13. Ralston A.: Wstęp do analizy numerycznej. PWN. Warszawa 1971.
14. Canal M.: "Elimination ordonnée d'un processus diminuant le volume des calcul dans la resolution des systemes lineaires à matrice très usé". Nota Ecf. Hx.2, 271/394, 1963.
15. Marks K., Bienkowski J.: "Metoda eliminacji uporządkowanej". "Energetyka" nr 1, Warszawa 1967.
16. Popyrin L.S., Kapłun S.M.: "Principy kompleksnoj optimizacji profila ciepłowych elektrostancji na osnovie matematycznego programowania z primienieniem EWM". Tieploenergietyka nr 8, Moskwa 1965.
17. Popyrin L.S., Kapłun S.M., Aniszkowa A.G.: "Matematическая model tieploenergieticzeskoj ustanowki dla kompleksnych isledowanij. Tieploenergietyka nr 7, Moskwa 1966.
18. Liewiental G.B., Popyrin L.S.: "Optimizacija tieploenergieticzeskich ustanowok". Energia. Moskwa 1970.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ ТУРБОГЕНЕРАТОРА
В УСЛОВИЯХ ПЕРЕМЕННОГО РЕЖИМА - НА ОСНОВАНИИ
ТУРБОАГРЕГАТА 200 мвт

К р а т к о е с о д е р ж а н и е

Представляются результаты работ Института Тепловой Техники по проблеме математической модели для испытания турбоагрегатов большой мощности в условиях переменного режима работы.

Представляются модели элементов следующих частей блока:

- тепловой схемы,
- турбины с генератором,
- теплообменника (элементы регенерации).

Пример указывается на основании турбоагрегата мощностью 200 мегаватт. Полученные результаты могут быть использованные, как в проектных работах, так и в эксплуатации.

THE MATHEMATICAL MODEL OF THE OPERATION OF A TURBOSET
UNDER VARIABLE CONDITIONS - THE CASE OF A 200 MW UNIT

S u m m a r y

The results of the work carried out in the Institute of Heat Engineering, concerning the mathematical model of the operation of large power steam turboset under variable conditions are presented in this paper.

Mathematical models of each part of the system: thermal circuit, turbogenerator and regenerative heat exchangers are presented.

Polish built 200 MW unit is taken as an example. The results can be applied in the design practice or in power plant operation.