

Gerard KOSMAN

Andrzej MISIEWICZ

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

WPŁYW ZMIENNYCH WARUNKÓW PRACY BLOKU ENERGETYCZNEGO
NA SPRAWNOŚĆ OBIEGU I MOC TURBINY

Streszczenie. Przedmiotem rozważań są zmienne warunki pracy urządzeń cieplnych bloku energetycznego. Analizowano wpływ zmiany temperatury i ciśnienia pary na efektywność pracy głównych urządzeń bloku. Przedstawiono wyniki wariantowych obliczeń obiegu cieplnego w zakresie przyjętych zmian parametrów pary dolotowej do turbiny. Dodatkowo przeanalizowano wpływ ciśnienia w kondensatorze na jednostkowe zużycie ciepła i moc turbiny.

1. WSTĘP

W czasie eksploatacji bloków energetycznych parametry pary przed turbiną wahają się w stosunku do wartości nominalnych. Zmiana parametrów początkowych pary prowadzi do zmiany mocy turbiny oraz zmiany efektywności pracy turbiny i całego bloku. Należy również zwrócić uwagę na ewentualny wzrost naprężeń w niektórych elementach turbiny, siły wzdłużne oraz stan termiczny (np. szybkie obniżenie temperatury pary wywoła ochłodzenie wirnika i zmianę luzów osiowych).

Wymienione zagadnienia znajdują odbicie w literaturze technicznej i to zarówno w monografiach dotyczących turbin parowych [1, 2], siłowni cieplnych [3, 4], jak i teorii maszyn cieplnych i termodynamiki [5, 6]. Najczęściej analizuje się zagadnienie od strony termodynamicznej. Przedmiotem analizy są zazwyczaj obiegi proste bez uwzględnienia układu regeneracyjnego podgrzewania wody zasilającej, układu zasilania dławnic, strat w turbinie i innych urządzeniach.

Rozpatrzmy dla przykładu wpływ początkowych parametrów pary na moc turbiny. Zmianę mocy przy obniżeniu początkowej temperatury pary o wartość ΔT_0 można określić z zależności:

$$\Delta N_i = \frac{\partial N_i}{\partial T_0} \Delta T_0 \quad (1)$$

Jeżeli uwzględnimy, że

$$N_i = m H_s \eta_i = \frac{Q H_s \eta_i}{i_o - i_{wz}} \quad (2)$$

to w zależności od warunków, przy których następuje zmiana temperatury pary, otrzymujemy:

- przy stałym strumieniu pary ($m = \text{const}$)

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{1}{H_s} \frac{\partial H_s}{\partial T_o} + \frac{1}{\eta_i} \frac{\partial \eta_i}{\partial T_o} \right) \Delta T_o$$

lub (3)

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_T}{H_s} + \frac{\beta_T}{\eta_i} \right) \Delta T_o$$

- przy stałym strumieniu ciepła ($Q = \text{const}$)

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{1}{H_s} \frac{\partial H_s}{\partial T_o} + \frac{1}{\eta_i} \frac{\partial \eta_i}{\partial T_o} + \frac{1}{i_o - i_{wz}} \frac{\partial i_o}{\partial T_o} \right) \Delta T_o \quad (4)$$

lub

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_T}{H_s} + \frac{\beta_T}{\eta_i} + \frac{\beta_T}{i_o - i_{wz}} \right) \Delta T_o$$

- przy całkowicie otwartych zaworach regulacyjnych

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{1}{H_s} \frac{\partial H_s}{\partial T_o} + \frac{1}{\eta_i} \frac{\partial \eta_i}{\partial T_o} + \frac{1}{m} \frac{\partial \dot{m}}{\partial T_o} \right) \Delta T_o$$

lub (5)

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_T}{H_s} + \frac{\beta_T}{\eta_i} + \frac{\zeta_T}{m} \right) \Delta T_o$$

gdzie:

H_s - izentropowy spadek entalpii w turbinie,

η_i - sprawność wewnętrzna turbiny,

i_{wz} - entalpia wody zasilającej,

Q - strumień ciepła doprowadzony do obiegu ($Q = m(i_o - i_{wz})$).

Zagadnienie sprowadza się do określenia współczynników α_T , β_T , β_T i ζ_T . Najczęściej pomija się zmianę sprawności turbiny, tzn. $\beta_T = 0$.

W obliczeniach przybliżonych przyjmuje się

$$\frac{\alpha_T}{H_S} = \frac{1}{T_O}, \quad \beta_T = c_p, \quad \frac{\delta_T}{m} = -\frac{1}{2T_O} \quad (6)$$

W podobny sposób można określić wpływ zmiany ciśnienia p_O na moc turbiny. W miejsce np. zależności (5) mamy

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_p}{H_S} + \frac{\beta_p}{v_i} + \frac{\delta_p}{m} \right) \Delta p_O \quad (7)$$

gdzie:

$$\alpha_p = \frac{H_S}{p_O} \approx \frac{p_k v_{ks}}{p_O}, \quad \beta_p = \frac{v_i}{p_O} \approx \frac{\dot{m}}{p_O}, \quad \delta_p = 0$$

Z zależności (2) wynika, że podane wzory dotyczą obiegu bez regeneracji ($\dot{m} = \text{const}$). Nie uwzględnia się zmian sprawności turbiny ($\delta_T^* = \delta_p^* = 0$). Podobną analizę prowadzi się również w odniesieniu do sprawności obiegu lub jednostkowego zużycia ciepła.

W podsumowaniu należy stwierdzić, że badania wpływu warunków eksploatacji na efektywność pracy bloków energetycznych sprowadzają się najczęściej do oceny jakościowej i opracowania zależności ogólnych. Ocena ilościowa dotyczy prostych układów. Dla obiegów rzeczywistych częściowym rozwiązaniem rozpatrywanych zagadnień są krzywe korekcyjne.

W pracach [7] - [11] analizowano pracę bloków o mocy 50 i 200 MW w zmienionych warunkach eksploatacji. W niniejszym artykule przedstawiono część uzyskanych tam rezultatów.

2. ZAKRES BADAŃ

Rozpatrujemy turbinę kondensacyjną dużej mocy z nieregulowanymi upustami pary. Z istniejących upustów pobieramy parę do regeneracji oraz dodatkowo do stacji ciepłowniczych. Turbina kondensacyjna jest zatem wykorzystywana do pracy w układzie skojarzonym.

Szczegółowe badania obejmowały następujące zagadnienia:

- a. Opracowanie algorytmu opisującego pracę układu cieplnego bloku z uwzględnieniem dodatkowych poborów pary do celów ciepłowniczych, zmian parametrów pary w upustach, strat oraz dodatkowych przepływów (np. pary do uszczelnień, smoczków itp.).
- b. Analiza pracy turbiny i całego układu cieplnego bloku w warunkach nominalnych. Porównanie wyników obliczeń z danymi pomiarowymi.

c. Ocena wpływu:

- temperatury początkowej pary T_0 ,
 - ciśnienia początkowej pary p_0 ,
 - ciśnienia w kondensatorze p_k oraz
 - strumienia pary \dot{m}
- na
- sprawność obiegu η ,
 - jednostkowe zużycie ciepła q ,
 - moc wewnętrzną turbiny N_1 oraz
 - stopień suchości pary na wylocie z turbiny x_k .

d. Analiza pracy bloku z pojedynczymi poborami ciepłowniczymi.

e. Analiza pracy bloku z poborami równoczesnymi.

f. Określenie maksymalnych poborów pary z upustów nieregulowanych ze względu na kryteria wytrzymałościowe.

g. Optymalizacja układu zasilania stacji ciepłowniczych w celu uzyskania maksymalnej mocy cieplnej.

Do rozwiązania zadań b-g wykorzystano algorytm opracowany w ramach zadania a. Zadanie b, d i e analizowano dla bloku 200 MW w pracach [7] - [8], [10]. Rozwiązanie uzyskano dla:

- stałej mocy turbiny N_{el} i zmiennego strumienia pary \dot{m}_0 ,
- stałego strumienia pary \dot{m}_0 i zmiennej mocy N_{el} .

W każdym przypadku analizowano wpływ stacji ciepłowniczych na pracę turbiny i kotła.

Zadania f i g rozpatrywano w pracy [9]. Przyjęto następujące założenia:

- parę do celów ciepłowniczych można pobierać z istniejących upustów regeneracyjnych turbiny,
- uruchomienie stacji ciepłowniczej nie spowoduje obniżenia mocy elektrycznej bloku,
- nie zmienia się konstrukcji turbiny (np. wzmocnienie łopatek roboczych) i nie wprowadza się dodatkowych elementów (np. klap pomiędzy częścią SP i NP).

Zadania b i c w odniesieniu do bloków o mocy 50 MW przedstawiono w pracy [11]. Przedmiotem dalszej analizy będą jedynie zadania a, b i c oraz wyniki uzyskane w tym zakresie w pracy [11].

Rozpatrywano dwa bloki energetyczne o mocy 50 MW; jeden z turbiną jednokadłubową, drugi z turbiną dwukadłubową i wylotem dwustrumieniowym.

3. OPIS UKŁADU CIEPLNEGO BLOKU ENERGETYCZNEGO

Model matematyczny obiegu ciepłego bloku energetycznego stanowią równania i zależności opisujące pracę maszyn i urządzeń tworzących obieg. Tak sformułowany układ równań dzielimy na 4 części:

- podstawowy układ równań,
- równania opisujące parametry pary i wody,
- zależności uzupełniające, opisujące pracę obiegu przy obciążeniu nominalnym,
- zależności uzupełniające, opisujące zmienne warunki pracy.

3.1. Podstawowy układ równań

Podstawowy układ równań tworzą równania bilansu masy i energii dla poszczególnych elementów obiegu. Układ ten można zapisać w następującej postaci

$$A \cdot X = D \quad (9)$$

Wzrost wartości elementów układu równań jest słabo uwarunkowany. W związku z tym nie można zastosować metod macierzowych. Układ (9) sprowadzamy do postaci

$$E \cdot X = A \cdot X + D \quad (10)$$

i stosujemy metodę iteracyjną

$$x_j^{k+1} = \sum_{i=1}^{j-1} a_{ji} x_i^{k+1} + \sum_{i=j+1}^n a_{ji} x_i^k + d_j \quad (11)$$

Metoda ta okazała się zawieszona bez względu na przyjęte przybliżenie początkowe (rozkład początkowy) parametrów bloku.

W wyniku rozwiązania podstawowego układu równań dla danych entalpii czynników (punkt 3.2) oraz informacji dodatkowych (punkty 3.3 i 3.4) otrzymujemy wszystkie strumienie masy i energii w obiegu.

Sporządzenie bilansów energii i masy (9) nie przedstawia większych trudności, ale wymaga opracowania dodatkowych zależności. I tak np. uwzględnienie strat ciepła przy przepływie pary przez uszczelnienie turbiny (rys. 1) w jej bieżącej masowej wymaganie przyjęcia dodatkowo zależności wiążących ilość pary przepływającej przez uszczelnienie z parametrami pary i danymi konstrukcyjnymi. Z tego względu wprowadza się szereg założeń upraszczających i pomija niektóre wielkości.

3.2. Równania opisujące parametry pary i wody

Ogólne równanie stanu dla pary wodnej obejmujące swoim zakresem pełny obszar zmiany parametrów nie zawsze może być stosowane w obliczeniach praktycznych.

W związku z tym zostały opracowane formuły uproszczone obejmujące swym zakresem mniejsze obszary zmienności p i T oraz zapewniające wystarczającą dokładność. Są one łatwe do zaprogramowania, zajmują niewielki obszar pamięci maszyny cyfrowej oraz zapewniają krótki czas obliczeń. Zastosowane zależności opisujące własności pary w rozważanym obszarze są jawnymi funkcjami ciśnienia i temperatury. Równania te wraz z odpowiednimi tabelami współczynników zostały przedstawione w [9]. Pozwalają one także w sposób szybki przy zadanej sprawności grupy stopni wyznaczyć końcowe parametry procesu rozprężania. Algorytm tych obliczeń przedstawiono w [12].

Na podstawie wspomnianych równań określono parametry termodynamiczne czynnika (pary i wody) niezbędne do obliczeń przedstawionych w pkt. 3.1.

3.3. Zależności uzupełniające, opisujące pracę obiegu przy obciążeniu nominalnym

Są to zależności opisujące zjawiska zachodzące w maszynach i urządzeniach tworzących obieg oraz działanie układu cieplnego. Są to więc charakterystyki urządzeń, a w przypadku obciążenia nominalnego wartości liczbowe pewnych wielkości (np. sprawności, strat ciśnienia) wynikające z tych charakterystyk.

Zależności uzupełniające, opisujące pracę obiegu przy obciążeniu nominalnym, obejmują między innymi:

- a. Parametry pary na wejściu do turbiny (p_0, T_0).
- b. Ciśnienia pary w obiegu cieplnym:
 - upusty turbiny,
 - kondensator,
 - odgazowywacz,
 - para do uszczelnienia dławnic,
 - para odsysana z dławnic.
- c. Sprawności poszczególnych grup stopni.
- d. Sprawności i ciśnienia pomp:
 - skroplin,
 - wody zasilającej.
- e. Straty mechaniczne.
- f. Sprawność generatora.
- g. Strumienie pary przez uszczelnienie zaworów regulacyjnych.
- h. Straty ciśnienia w rurociągach i zaworach.
- i. Spiętrzenie temperatur w podgrzewaczach oraz ich sprawności. W bardziej szczegółowej analizie należy spiętrzenie temperatur wyznaczyć z obliczeń wymiennika z uwzględnieniem danych konstrukcyjnych.

- j. Dane konstrukcyjne uszczelnień labiryntowych turbiny (średnica d_u , wysokość szczeliny δ , liczba przewężeń z), charakterystykę uszczelnień (funkcja ϕ). Strumień pary przez uszczelnienie

$$m_u = \pi d_u \delta \sqrt{p_1 \rho_1} \phi$$

$$\phi = f(p_2/p_1, z)$$

gdzie:

p_1, ρ_1 - parametry przed uszczelnieniem,

p_2 - ciśnienie za uszczelnieniem.

- k. Strumień pary przepływającej przez smoczek.

3.4. Zależności uzupełniające, opisujące zmienne warunki pracy

Wyróżnimy trzy typy zmiennych warunków pracy:

- A) turbina pracuje przy obciążeniu częściowym ($N \neq N_n, \dot{m} \neq \dot{m}_n$), parametry pary na wejściu do turbiny i w kondensatorze nie zmieniają się ($p_o = p_{on}, T_o = T_{on}$),
- B) turbina pracuje przy zmienionych parametrach pary na wlocie ($p_o \neq p_{on}, T_o \neq T_{on}$), obciążenie nie zmienia się,
- C) turbina pracuje z parametrami poślizgowymi, ciśnienie p_o i temperatura T_o zmieniają się w czasie. Zmienia się również moc i strumień pary.

Do opisu obiegu cieplnego bloku w zmiennych warunkach pracy, oprócz wielkości wymienionych w punkcie 3.3, musimy dodatkowo znać:

- a. Zmienione parametry p_o, T_o (wariant B) lub przebiegi $p_o = p_o(t)$ i $T_o = T_o(t)$ dla wariantu C.
- b. Charakterystyki układu przepływowego turbiny:
- sprawności poszczególnych grup stopni w funkcji strumienia pary

$$\eta_i = f(\dot{m}/\dot{m}_n)$$

- równanie przelotowości dla grupy stopni (np. Stodoli, Flugela, Linnec-kena). W najprostszym przypadku mamy

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_n} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{1n}^2 - p_{2n}^2}}$$

gdzie:

p_1, p_2 - ciśnienie przed i za grupą stopni (ciśnienie w kolejnych upus-tach),

- zależności określające stratę wentylacji w ostatnich stopniach turbiny.
- c. Charakterystyki podgrzewaczy regeneracyjnych.
- d. Charakterystykę kondensatora.
- e. Charakterystykę smoczków.
- f. Sprawność generatora w funkcji obciążenia.

3.5. Możliwości obliczeniowe opracowanego algorytmu

Omówiony algorytm umożliwia analizę pracy obiegu cieplnego bloku energetycznego, wyznaczenie parametrów czynnika roboczego we wszystkich punktach obiegu oraz obliczenie sprawności i jednostkowego zużycia ciepła.

Obliczenia realizowane są w dwóch wersjach:

- dany jest strumień pary \dot{m}_0 na wejściu do turbiny, osiągana moc elektryczna N_{el} jest wielkością wynikową,
- dana jest moc elektryczna N_{el} , w trakcie obliczeń wyznaczamy wymagany strumień pary \dot{m}_0 .

Pierwszy z tych wariantów realizowany jest wprost, natomiast drugi wymaga iteracyjnego wyznaczenia \dot{m}_0 odpowiadającego zadanej mocy N_{el} . Wartość \dot{m}_0 wyznaczona jest z zależności

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_{on} + \frac{\dot{m}'_0 - \dot{m}_{on}}{N'_0 - N_{on}} (N_0 - N_{on})$$

gdzie:

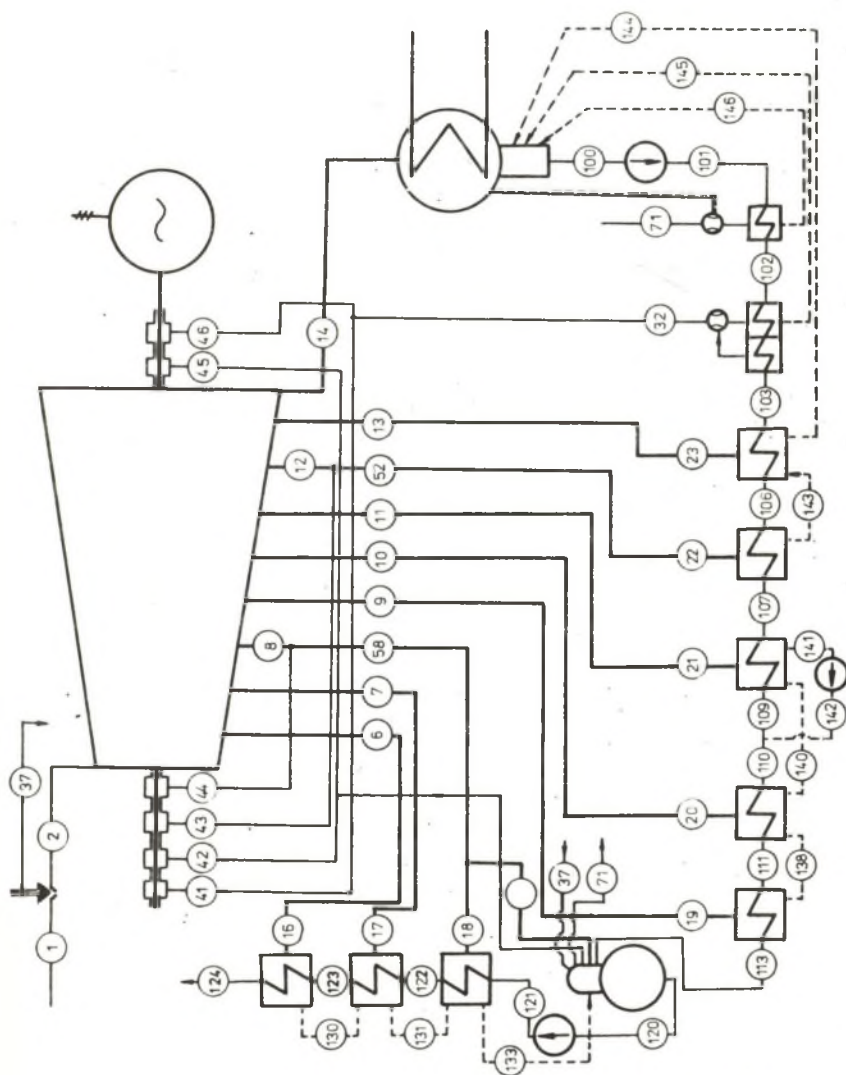
- \dot{m}_{on}, N_{on} - odpowiadają warunkom nominalnym,
- \dot{m}'_0, N'_0 - odpowiadają warunkowi, $\dot{m}'_0 = \dot{m}_{on} 1,02$.

Wartość N_0 i N'_0 wyznaczono analogicznie do przypadku zadanej strumienia \dot{m}_0 .

4. EFEKTYWNOŚĆ PRACY BLOKU ENERGETYCZNEGO W ZMIENNYCH WARUNKACH

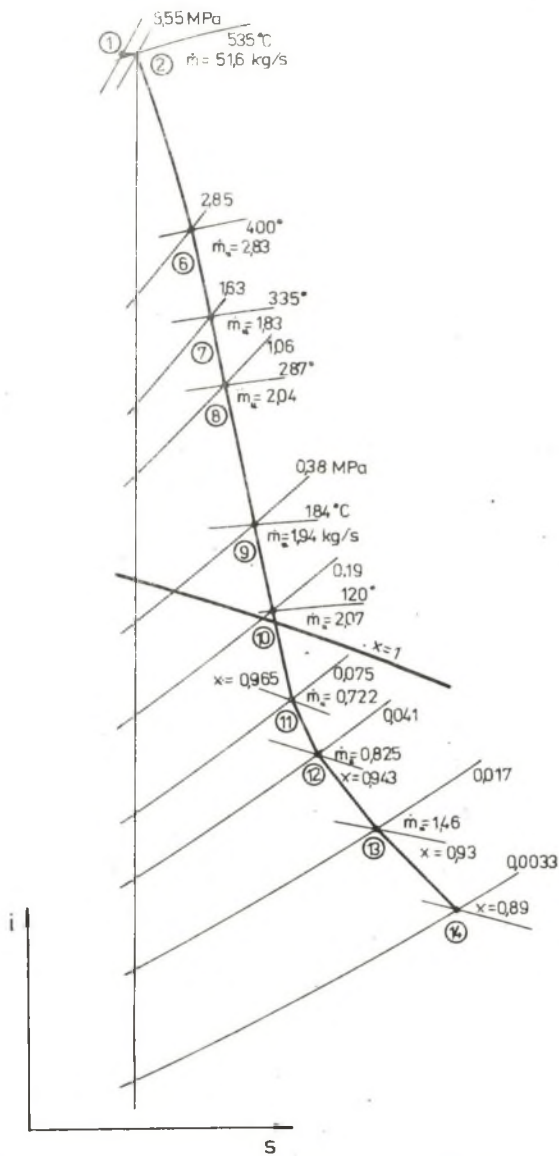
Przyjęty do analizy schemat układu cieplnego bloku energetycznego pokazano na rys. 1. Turbina ma 8 nieregulowanych upustów pary (za stopniami 6, 9, 11, 15, 17, 19, 20 i 21), zasilających wymienniki układu regeneracji, zapewniającego podgrzanie wody zasilającej do temperatury ok. 220°C. Ciśnienie pary upustowej zależy od ilości pary doprowadzonej do turbiny i pobieranej w upustach. Na rys. 2 podano ciśnienia pary w upustach przy obciążeniu nominalnym turbiny.

W pierwszej kolejności analizowano pracę obiegu dla nominalnych parametrów pary przed turbiną. Uzyskane rezultaty porównywano z wynikami pomiarów oraz wielkościami podanymi w dokumentacji eksploatacyjnej turbozespołu. Przeprowadzona analiza porównawcza stanowiła podstawę do oceny przyjętych



Rys. 1. Schemat obiegu ciepłego turbin

Fig. 1. Scheme of turbine heat cycle



Rys. 2. Przebieg procesu rozprężania w turbinie

Fig. 2. Expansion process in the turbine

do obliczeń sprawności poszczególnych grup stopni, jak i przyrostów temperatur na poszczególnych wymiennikach układu regeneracji.

Wyniki obliczeń dla obciążenia nominalnego przedstawiono na rys. 2 oraz w tabelicy 1. Na rys. 2 wykreślono przebieg procesu rozprężania pary w turbinie i zaznaczono parametry pary w punktach charakterystycznych. Ciśnienia w upustach były wielkościami znanymi, natomiast temperaturę pary wyznaczono na podstawie znanej sprawności turbiny. Dla każdego upustu podano również strumień pobieranej pary. W tabelicy 1 zebrano wyniki obliczeń mocy turbiny, jednostkowego zużycia pary, sprawności i jednostkowego zużycia ciepła.

Tabelica 1

Wyniki obliczeń dla obciążenia nominalnego

Strumień pary \dot{m}_0	51.670	Kg/S
Ciśnienie pary p_0	9.0000	MPa
Temperatura pary T_0	535.00	°C
Ciśnienie w kondensatorze	0.0033	MPa
Stopień suchości pary	0.9069	-
Temperatura wody zasilającej	221.60	°C
Moc wewnętrzna turbiny	50.571	MW
Moc elektryczna turbiny	49.564	MW
Jednostkowe zużycie ciepła	2.5839	
Jednostkowe zużycie ciepła	2220.1	Kcal/KWh
Sprawność obiegu	0.3869	
Jednostkowe zużycie pary	3.6782	Kg/KWh

Zasadniczym celem rozważań jest analiza pracy obiegu cieplnego turbiny i układu regeneracji dla różnych początkowych parametrów pary oraz ocena wpływu temperatury T_0 , ciśnienia p_0 , strumienia pary \dot{m}_0 i ciśnienia w kondensatorze p_k na sprawność obiegu η , jednostkowe zużycie ciepła q , moc turbiny N i stopień suchości pary na wylocie z turbiny x_k .

Wielkości T_0 , p_0 , p_k i \dot{m}_0 zmieniano w zakresie

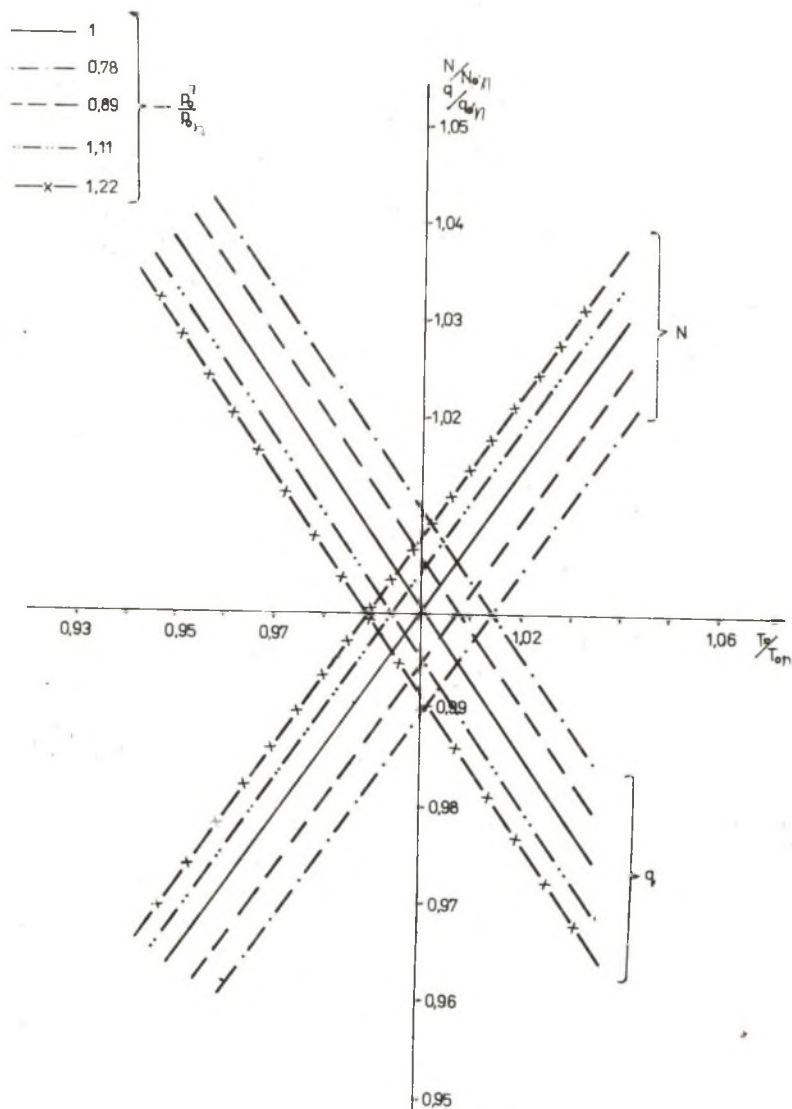
$$510^\circ\text{C} \leq T_0 \leq 550^\circ\text{C}$$

$$8 \text{ MPa} \leq p_0 \leq 10 \text{ MPa}$$

$$0,0033 \text{ MPa} \leq p_k \leq 0,007 \text{ MPa}$$

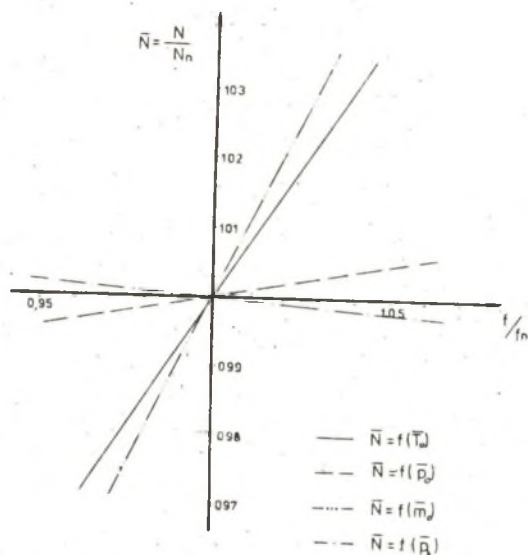
$$\dot{m}_0 \leq 1,1 \dot{m}_{0n} = 56,8 \text{ kg/s}$$

Przyjęty zakres zmian parametrów pary zawiera się w granicach dopuszczalnych podanych przez krzywe korekcyjne opracowane przez wytwórcę turbiny.



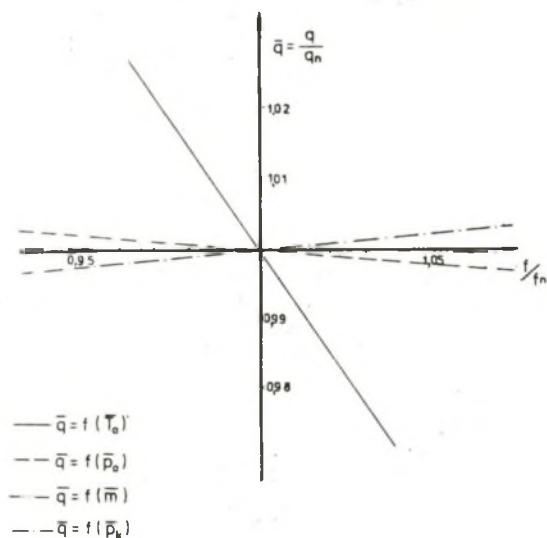
Rys. 3. Zależność mocy i jednostkowego zużycia ciepła od parametrów pary przed turbiną

Fig. 3. Dependence of power and energy consumption per unit on parameter of steam before coming into the turbine



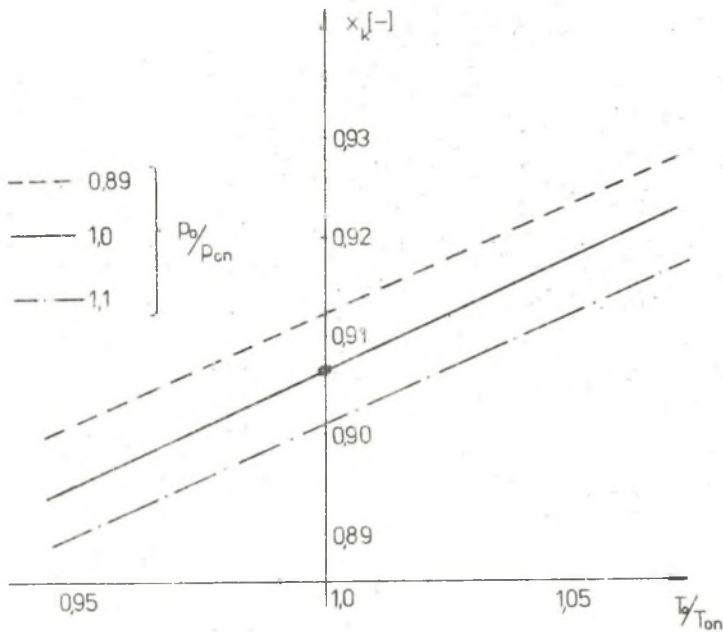
Rys. 4. Zależność mocy od parametrów pary przed turbiną i ciśnienia w kondensatorze

Fig. 4. Dependence of power on parameters of steam before coming into the turbine and on pressure in the steam condenser



Rys. 5. Zależność jednostkowego zużycia ciepła parametrów pary przed turbiną i ciśnienia pary w kondensatorze

Fig. 5. Dependence of energy consumption per unit on parameters of steam before coming into the turbine and on pressure of steam in the condenser



Rys. 6. Zmiana stopnia suchości pary na wylocie z turbiny w zależności od temperatury ciśnienia pary przed turbiną

Fig. 6. Change of humidity degree of steam at turbine outlet depending on temperature and pressure of steam before coming into the turbine

Zgodnie z instrukcją eksploatacji badanej turbiny dopuszcza się długotrwałą pracę TK50 pod obciążeniem nominalnym przy następujących odchyłkach parametrów od wartości nominalnych:

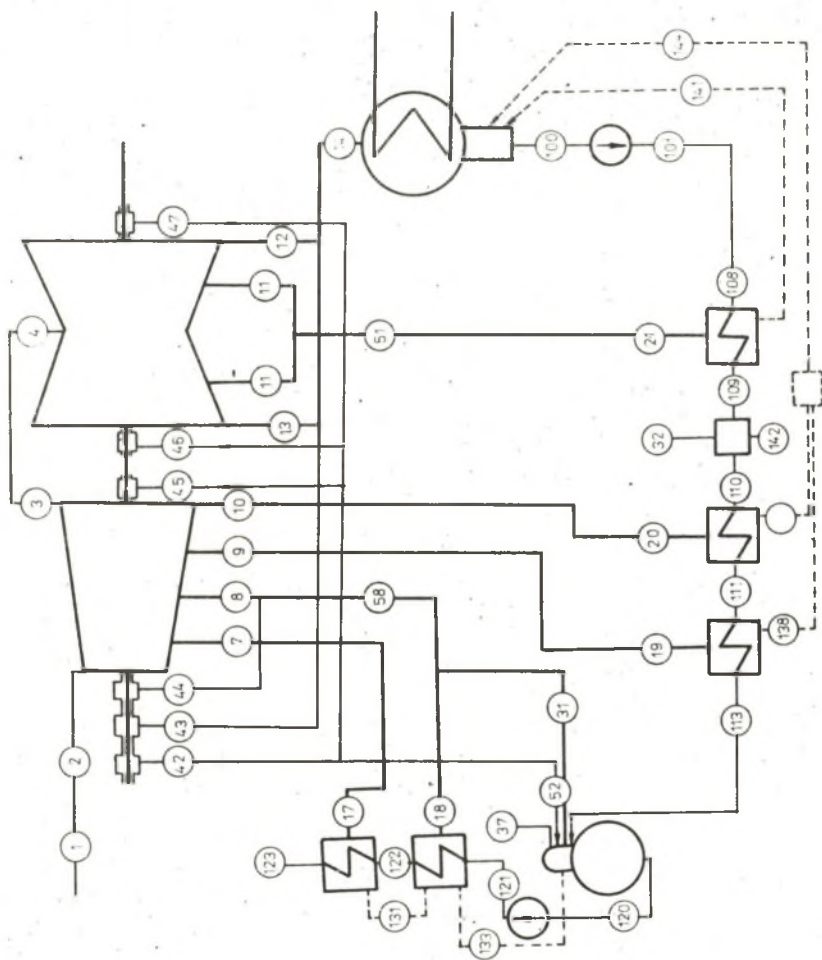
1) przy zmianie ciśnienia pary świeżej w granicach 8,7-8,9 MPa i temperatury w granicach 525-540°C, lecz przy temperaturze wody chłodzącej nie wyższej od 20°C,

2) przy podwyższonej temperaturze wody chłodzącej na wlocie do skraplacza do 33°C i zużyciu wody chłodzącej 8000 m³/h z tolerancją do 15%, jeśli parametry pary świeżej nie są niższe od nominalnych,

3) przy ciśnieniu pary świeżej do 9,8 MPa i temperaturze do 545°C dopuszcza się krótkotrwałą pracę turbiny w okresie nie dłuższym niż 1/2 godziny, przy czym ogólny czas pracy przy tych parametrach nie może przekraczać 20 godzin/rok.

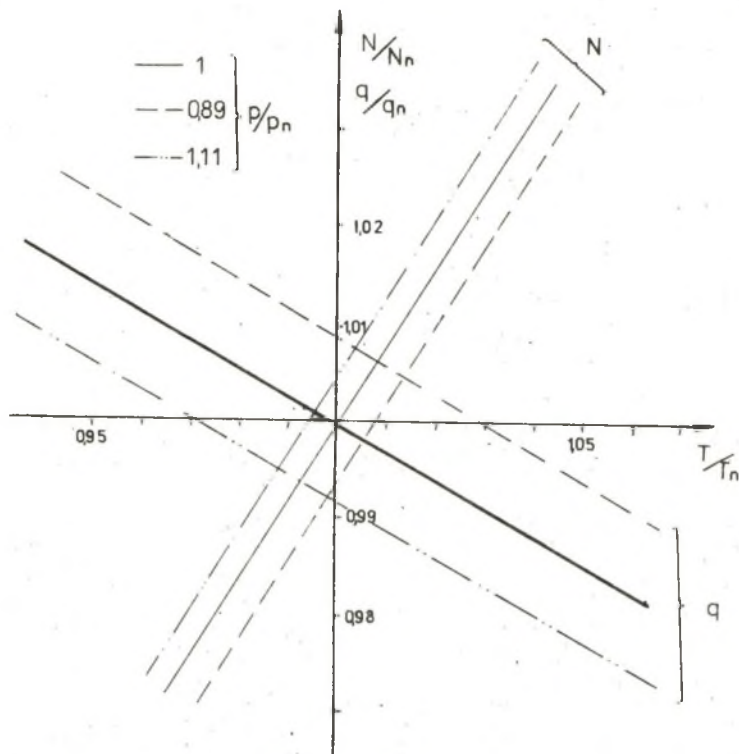
Dla turbin Škoda o mocy 50 MW dopuszczalne odchylenia temperatury pary wlotowej są następujące:

1. Temperatura normalna 535°C.
2. Maksymalna temperatura dla ruchu stałego 545°C.



Rys. 7. Schemat obiegu ciepłego turbiny SKODA 50 MW

Fig. 7. Scheme of the SKODA 50 MW turbine heat cycle



Rys. 8. Zależność mocy i jednostkowego zużycia ciepła od parametrów pary przed turbiną ŠKODA 50 MW

Fig. 8. Dependence of power and energy consumption per unit on parameters of steam before coming into the ŠKODA 50 MW turbine

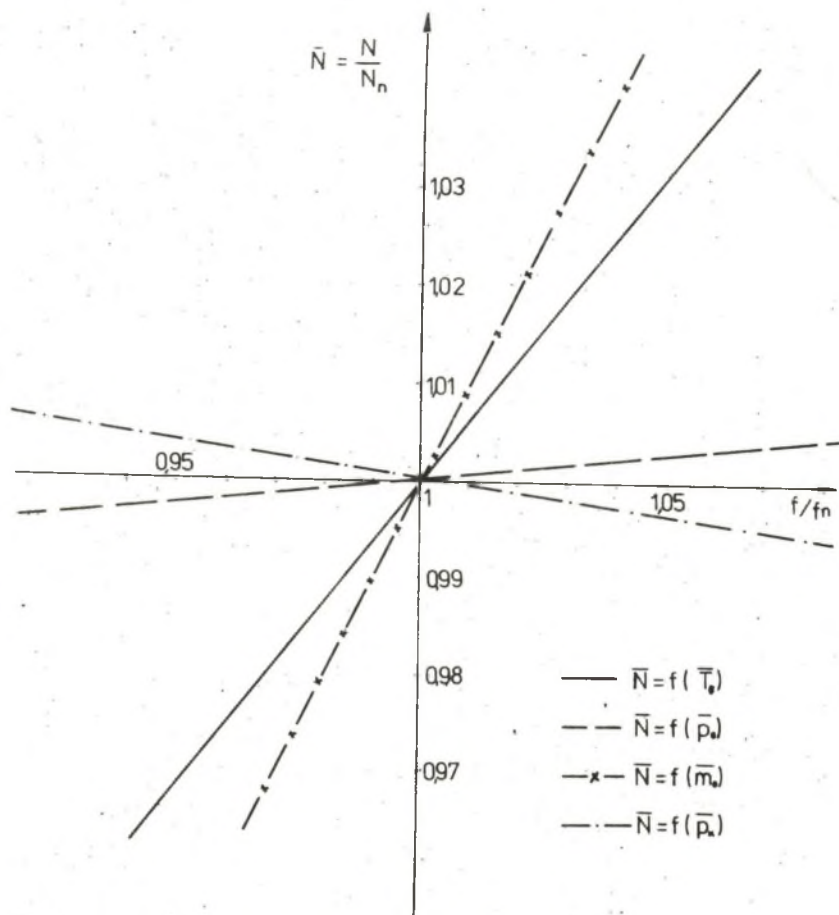
3. Przez 1/4 godziny można zespół eksploatować przy temperaturze pary 550°C.

4. Temperatura minimalna dla ruchu stałego 490°C.

5. Przez 1/4 godziny można zespół eksploatować przy temperaturze pary 480°C.

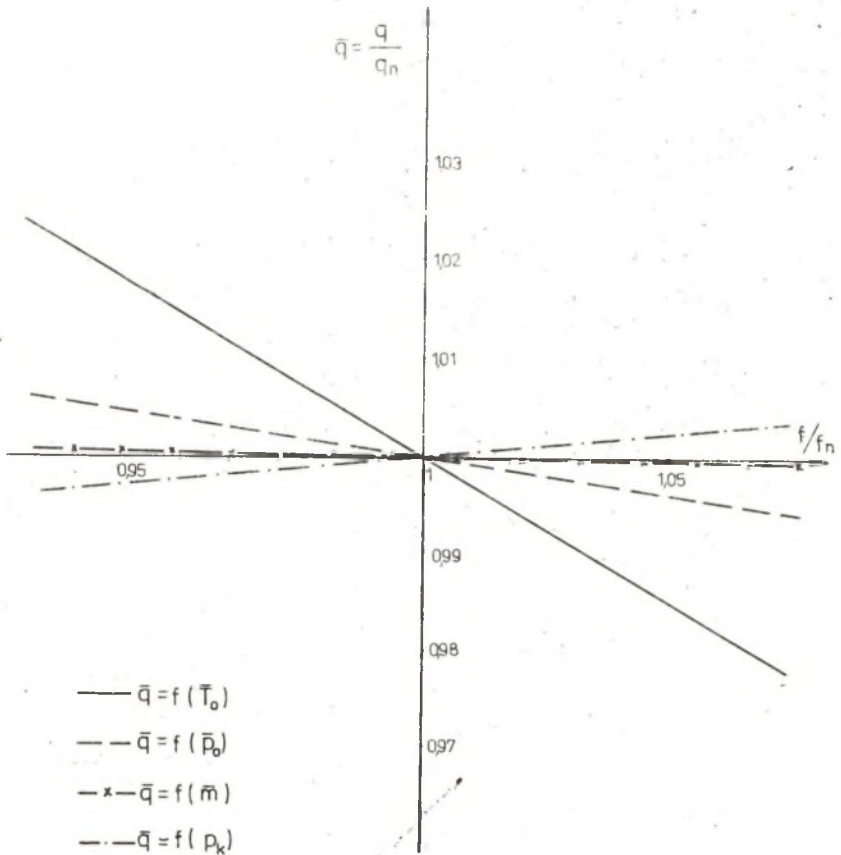
Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 3-6. Na rys. 3 podano zależności zmiany mocy turbiny i jednostkowego zużycia ciepła przy zmianie temperatury (t_0) i ciśnienia (p_0) początkowego pary. Wpływ poszczególnych parametrów na N i q ilustrują rys. 4 i 5. Zmianę stopnia suchości pary x_k w funkcji T_0 i p_0 przedstawiono na rys. 6.

Podobne rezultaty uzyskano dla dwukadłubowej turbiny ŠKODA o mocy 50 MW (rys. 7-11). Turbina ta ma 5 nieregulowanych upustów pary (za stopniami 4, 9, 11, 13 i za 1 stopniem NP), zasilających wymienniki układu regeneracji, zapewniające podgrzanie wody zasilającej do temperatury ok. 210°C.



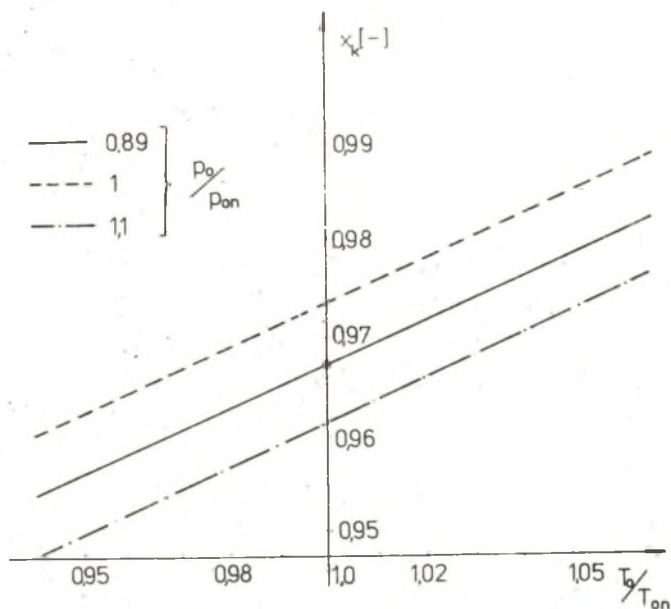
Rys. 9. Zależność mocy od parametrów pary przed turbiną i ciśnienia w kondensatorze SKODA 50 MW

Fig. 9. Dependence of power on parameters of steam before coming into the SKODA 50 MW turbine and on pressure in the steam condenser



Rys. 10. Zależność jednostkowego zużycia ciepła parametrów pary przed turbiną i ciśnienia pary w kondensatorze ŠKODA 50 MW

Fig. 10. Dependence of energy consumption per unit on parameters of steam before coming into the ŠKODA 50 MW turbine and on pressure of steam in the condenser



Rys. 11. Zmiana stopnia suchości pary na wylocie z turbiny w zależności od temperatury ciśnienia pary przed turbiną SKODA 50 MW

Fig. 11. Change of humidity degree of steam at turbine outlet depending on temperature and pressure of steam before coming into the SKODA 50 MW turbine

Zakres obliczeń był analogiczny do poprzedniego. Przyjęto ten sam zakres zmian parametrów p_0 , T_0 i p_k oraz strumienia m_0 .

5. UWAGI KOŃCOWE

Opracowany algorytm opisujący pracę bloku energetycznego ma strukturę uniwersalną i umożliwia prowadzenie analizy dla dowolnego układu cieplnego bloku i dowolnych warunków eksploatacji. I tak np. w pracach [7] i [8] wykorzystano opracowany algorytm do analizy układu cieplnego bloku 200 MW. W pracy [11] rozpatrywano bloki o mocy 50 MW, jeden z turbiną jednokadłubową, drugi z turbiną dwukadłubową i wylotem dwustrumieniowym (WP + 2 x NP).

Analiza wyników omówionych w punkcie 4 pozwala wyciągnąć następujące wnioski:

- przy zmianie m_0 sprawność obiegu η i jednostkowe zużycie ciepła q są w przybliżeniu stałe, natomiast moc wewnętrzna zmienia się proporcjonalnie do strumienia pary m_0 ,

- wpływ ciśnienia początkowego pary jest nieznaczny zarówno na q , jak i na N ,
- temperatura pary świeżej wpływa w równej mierze na wielkość jednakowego zużycia ciepła q , jak i na moc N .

LITERATURA

1. Kostjuk A.G., Frołow V.V.: Parowyje i gazowyje turbiny. Energoatomizdat, Moskwa 1985.
2. Samajłowicz G.S., Trojanowski B.M.: Pieriemiennoj režim parowych turbin. Gosudarstwiennoje Energietičeskoje Izdatielstwo, Moskwa-Leningrad 1955.
3. Chmielniak T., Uruski J.: Siłownie ciepłne, Gliwice 1987.
4. Girszfeld W.Ja., Morozow G.N.: Tiejpłowyje elektriczeskije stancyi. Energoatomizdat, Moskwa 1986.
5. Ochęduszek St.: Termodynamika stosowana. WNT, Warszawa 1970.
6. Szargut J.: Termodynamika. PWN, Warszawa 1980.
7. Chmielniak T. i inni: Ocena możliwości pracy bloku 200 MW w układzie gospodarki skojarzonej bez obniżenia mocy elektrycznej. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1986.
8. Chmielniak T. i inni: Möglichkeiten der Wärmeentnahme aus kondensationslöcken bei minimaler Verringerung der elektrischen Leistung. Energietechnik 1987, nr 10, s. 369-374.
9. Chmielniak T., Kosman G., Łukowicz H., Misiewicz A.: Optymalizacja sterowania poborami pary do celów ciepłowniczych w zależności od obciążenia poszczególnych turbozespołów. Praca naukowo-badawcza, wykonana w ramach CPBP nr 02.18 kierunku 2, Gliwice 1986.
10. Kosman G., Białek A., Jaromin Z.: Zmiana zakresu użytkowania i warunków eksploatacji turbin 13K215. Konferencja "Turbiny parowe dużych mocy" Zamech, Elbląg 1988.
11. Kosman G. i inni: Analiza pracy bloków energetycznych Elektrowni "Ha-lemba" po obniżeniu parametrów pary dołotowej do turbiny w celu zwiększenia ich trwałości. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1987.
12. Wukałowicz P.M., Zubonow W.N., Diergiejewa L.W.: Urownienia sastojenija poriegrietowo wodianowo para dla roczietow turbin s pomoszcziju ESWM, Tiejpłoeniergiatika 1987.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Bohdan Chorowski

Wpłynęło do redakcji w marcu 1988 r.

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БЛОКА
НА ЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ КПД И МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

Р е з ю м е

В статье рассматриваются переменные условия работы теплового оборудования энергетического блока. Дан анализ изменений температуры и давления пара на эффективность работы главных устройств блока. Представлены результаты вариантных расчетов тепловой циркуляции в диапазоне принятых изменений параметров входного пара в турбину. Дан также анализ влияния давления в конденсаторе на удельное потребление тепла и мощность турбины.

INFLUENCE OF VARIABLE OPERATING CONDITIONS OF THE POWER UNIT
ON CYCLE EFFICIENCY AND TURBINE POWER

S u m m a r y

Changeable operating conditions of the power unit heat devices have been studied in the paper.

An influence of temperature and steam pressure changes on performance of the main devices of the power unit has been analysed. Results of various calculations of the heat cycle within the range of accepted changes in parameters of the steam reaching the turbine have been presented. Additionally an influence of pressure in the steam condenser on energy consumption per unit has been analysed.