

Gabriel AKSAN

Instytut Techniki Ciepłej Łódź

WYBRANE ZAGADNIENIA

MODERNIZACJI KONDENSACYJNYCH TURBIN PAROWYCH PRZYSTOSOWYWANYCH DO PRACY W UKŁADACH SKOJARZONYCH

Streszczenie. W artykule pokrótce omówiono cel i zakres niektórych prac modernizacyjnych turbin kondensacyjnych przystosowywanych do pracy w układach skojarzonych. Zwrócono przede wszystkim uwagę na zagadnienia regulacji i zabezpieczeń oraz problemy ekonomiczne. Przeprowadzono matematyczną analizę właściwości układów regulacji nieodprężonej i odprężonej, stosowanych w modernizacji turbin parowych. Przedstawiono metody zmiany niektórych właściwości istniejących układów regulacji, których zastosowanie przy wprowadzeniu modernizacji jest nieodzowne. Podano również opis i analizę koniecznych zabezpieczeń turbozespołów. W formie uproszczonej przedstawiono metodę obliczeń efektów ekonomicznych możliwych do uzyskania w przypadku realizacji modernizacji.

1. Wstęp

Potrzeby gospodarki komunalnej oraz potrzeby przemysłu, wprowadzające go z różnych przyczyn nowe technologie, jak również obecna sytuacja gospodarcza stymulują wytwarzanie energii elektrycznej i ciepła w układach skojarzonych.

Z uwagi na wysokie koszty praco- i materiałochłonności, wieloletni cykl instalowania nowych turbozespołów ciepłowniczych lub upustowych, celowa jest modernizacja istniejących turbozespołów kondensacyjnych dla omawianych celów. Często jest również modernizacja poawaryjna turbozespołów kondensacyjnych, w wyniku czego następuje zmiana przeznaczenia turbozespołów.

Przystosowanie turbin kondensacyjnych do pracy w układach skojarzonych upustowo-kondensacyjnych i upustowo-przeciwprężnych wymaga rozwiązania szeregu istotnych problemów gwarantujących uzyskanie bezpiecznych i z góry określonych warunków pracy w nowych układach.

Do tych problemów można zaliczyć:

1. Określenie granicznych przepustowości części WP i NP (w przypadku modernizacji turbin z przegrzewem międzystopniowym również przepustowości części SP) ze względu na zmianę sił działających na poszczególne elementy turbiny, a w szczególności na zmianę sił osiowych i momentów

gnących w tarczach kierowniczych turbin akcyjnych i pojawianie się reakcji w niektórych stopniach wirujących.

2. Określenie minimalnych przepustowości odpowiednich części turbiny ze względu na ich ochłodzenie.
3. Wprowadzenie automatycznej regulacji ciśnienia pary upustowej lub przeciwprężnej pobieranej z turbiny w powiązaniu z regulacją prędkości obrotowej.
4. Uzupełnienie istniejącego lub wprowadzenie nowego układu zabezpieczeń w powiązaniu z układem cieplnym.
5. Określenie wymaganych zmian niektórych wielkości w układzie regulacji istniejącej.

Rozwiązanie wymienionych zagadnień jest trudne i pracochłonne. Problematykę modernizacji turbin kondensacyjnych rozważono w niniejszym artykule jedynie w wybranych kierunkach ze szczególnym uwzględnieniem regulacji i zabezpieczeń.

Z punktu widzenia współzależności wielkości regulowanych rozróżnia się dwa typy układów regulacji ciśnienia pary upustowej. Są nimi układy regulacji nieodsprężonej, zwane również układami niezwiązanymi lub nieautonomicznymi oraz układy regulacji odsprężonej, zwane również związanymi lub autonomicznymi.

2. Układy regulacji nieodsprężonej

Układ nieodsprężonej regulacji ciśnienia pary upustowej i prędkości obrotowej przedstawiono na rys. 1, wraz z objaśnieniem oznaczeń stosowanych w dalszej treści [1], [2].

Dla ułatwienia rozważań przyjęto równość transmitancji torów głównych i skrośnych

$$W_{\varphi}(s) = W_{\chi}(s) = W_{\varphi\chi}(s) = W_{\chi\varphi}(s) = W(s)$$

Równania procesu przejściowego w obiekcie mają wówczas postać

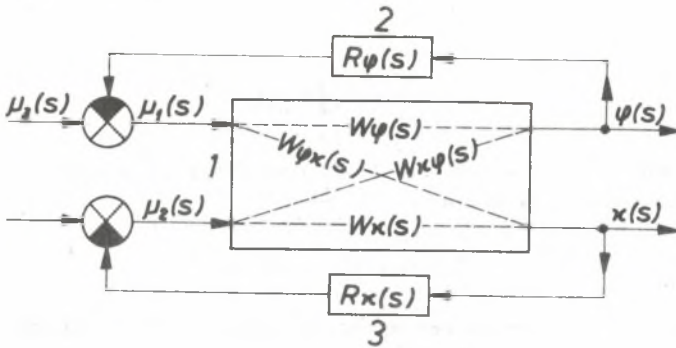
$$\varphi(s) = W(s) [\mu_1(s) + \mu_3(s) + \mu_2(s)] \quad (1)$$

$$\chi(s) = W(s) [\mu_2(s) + \mu_3(s) + \mu_1(s)] \quad (2)$$

Równania regulatorów w zapisie uproszczonym przyjmą postać

$$\mu_1(s) = -R_{\varphi}(s) \varphi(s) \quad (3)$$

$$\mu_2(s) = -R_{\chi}(s) \chi(s) \quad (4)$$



Rys. 1. Uproszczony schemat blokowy nieodsprężonej regulacji prędkości obrotowej i ciśnienia pary upustowej

1 - obiekt regulowany (prędkość obrotowa i ciśnienie pary upustowej); 2 - regulator prędkości obrotowej; 3 - regulator ciśnienia pary upustowej; $W_\varphi(s)$ - transmitancja toru głównego ciśnienia pary upustowej; $W_x(s)$ - transmitancja toru sprzężenia skrośnego, podająca zależność wielkości regulowanej $x(s)$ od działania regulatora prędkości; $W_{x\varphi}(s)$ - transmitancja toru sprzężenia skrośnego podająca zależność wielkości regulowanej $\varphi(s)$ od działania regulatora ciśnienia pary upustowej; $R_\varphi(s)$ - transmitancja regulatora prędkości obrotowej; $R_x(s)$ - transmitancja regulatora ciśnienia pary upustowej; $\mu_1(s)$ - sygnał na wejściu do obiektu regulowanego w torze regulacji prędkości obrotowej; $\mu_2(s)$ - sygnał na wejściu do obiektu regulowanego w torze regulacji ciśnienia pary upustowej; $\mu_3(s)$ - sygnał zakłócenia zewnętrznego; $\varphi(s)$ - sygnał wielkości regulowanej (prędkość obrotowa); $x(s)$ - sygnał wielkości regulowanej (ciśnienie pary upustowej)

Rugując wielkości $\mu_1(s)$, $\mu_2(s)$ i $x(s)$ z układu równań (1), (2), (3), (4) uzyskuje się równanie zamkniętego obwodu regulacji z nieodsprężonymi regulatorami w postaci

$$\varphi(s) [1 + W(s) R_\varphi(s)] = W(s) \left\{ R_x(s) \frac{W(s) [R_\varphi(s) \varphi(s) + \mu_3(s)]}{1 + W(s) R_x(s)} + \mu_3(s) \right\} \quad (5)$$

W przypadku regulatorów o identycznej charakterystyce i nastawach, co wyraża się zależnością

$$R_\varphi(s) = R_x(s) = R(s)$$

równanie (5) przybiera postać

$$\varphi(s) = \frac{W(s)}{1 + 2 W(s) R(s)} \mu_3(s) \quad (6)$$

Równania wielkości niesprzężonych w wielomiernym obiekcie regulowanym mają postać

$$\varphi(s) = \frac{W(s)}{1 + W(s) R(s)} \mu_3(s) \quad (7)$$

Równanie charakterystyczne dla obiektu ze sprzężeniami skrośnymi w oparciu o równanie (6) ma postać

$$1 + 2 W(s) R(s) = 0 \quad (8)$$

Dla obiektu wielomiernego bez sprzężeń skrośnych, równanie charakterystyczne ma postać

$$1 + W(s) R(s) = 0 \quad (9)$$

Z równań (8) i (9) wynika, że granicę stabilności dla układów z niesprzężonymi wielkościami regulowanymi w obiekcie, uzyskuje się przy wartości transmitancji obwodu otwartego

$$W(s) R(s) = -1 \quad (10)$$

a dla układu regulacji z dwiema wielkościami regulowanymi sprzężonymi w obiekcie - przy transmitancji

$$W(s) R(s) = -0,5 \quad (11)$$

Z porównania zależności (10) i (11) wynika, że obszar stabilnej regulacji jest zawężony w przypadku występowania sprzężeń skrośnych. Na podstawie schematu przedstawionego na rys. 1, stopnie sprzężeń skrośnych wynoszą

$$K_1 = \frac{W_{\varphi_{22}}(s)}{W_{22}(s)} \quad (12)$$

$$K_2 = \frac{W_{21}\varphi(s)}{W_{\varphi}(s)} \quad (13)$$

Natomiast całkowity stopień sprzężenia między wielkościami regulowanymi wynosi

$$K = K_1 K_2 = \frac{W_{\varphi_{22}}(s) W_{21}\varphi(s)}{W_{22}(s) W_{\varphi}(s)} \quad (14)$$

Ze wzoru (14) wynika, że całkowity stopień sprzężenia K może przybierać następujące wartości

$$K = 0; K > 1; 0 < K < 1$$

Przypadek z $K = 0$ występuje, gdy jedna z transmitancji sprzężenia skrośnego $W_{\varphi\chi}(s)$ lub $W_{\chi\varphi}(s)$ jest równa zeru. Świadczy to o możliwości zastosowania układu regulacji nieodsprężonej.

Przypadek z $K > 1$ występuje, gdy oddziaływanie regulowane torami sprzężeń skrośnych jest silniejsze niż torami głównymi. Do uzyskania optymalnie działającego nieodsprężonego układu regulacji konieczne jest połączenie sygnałów wielkości regulowanych tak, aby tory sprzężeń skrośnych stały się torami głównymi, a tory główne - torami sprzężeń skrośnych. Wówczas całkowity stopień sprzężenia zmienia wartość na $K < 1$. Uzyskanie warunku optymalnego nastąpi, gdy $K \ll 1$ lub $K \rightarrow 0$.

Przypadek $0 < K < 1$ daje układ o pogorszonej stabilności nieodsprężonych układów regulacji. Poprawa warunków stabilności wystąpi przy usunięciu lub chociażby osłabieniu wpływu sprzężeń wewnętrznych poprzez odpowiednie układy odsprężające. Określenie niesprężonych lub słabo sprzężonych w obiekcie wielkości regulowanych może być dokonane tylko w przypadku znajomości transmitancji torów głównych jak i transmitancji sprzężeń skrośnych.

3. Układy regulacji odsprężonej

Układ odsprężonej regulacji prędkości obrotowej i ciśnienia pary upustowej przedstawiono schematycznie na rys. 2. Dla rozpatrywanego układu regulacji prędkości obrotowej i ciśnienia pary upustowej równania procesu przejściowego w obiekcie ma postać

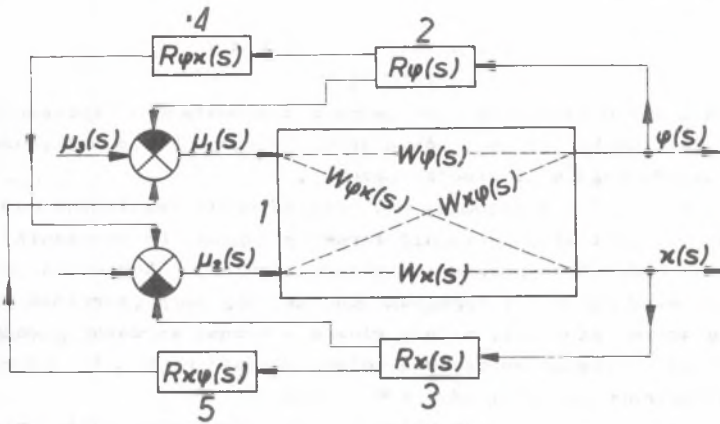
$$\varphi(s) = W_{\varphi}(s) [\mu_1(s) + \mu_3(s) + W_{\chi\varphi}(s) \mu_2(s)] \quad (15)$$

$$\chi(s) = W_{\chi}(s) \mu_2(s) + W_{\varphi\chi}(s) [\mu_1(s) + \mu_3(s)] \quad (16)$$

Równania regulatorów mają następującą postać

$$\mu_1(s) = -R_{\varphi}(s) \varphi(s) + R_{\chi}(s) R_{\chi\varphi}(s) \chi(s) \quad (17)$$

$$\mu_2(s) = -R_{\chi}(s) \chi(s) + R_{\varphi}(s) R_{\varphi\chi}(s) \varphi(s) \quad (18)$$



Rys. 2. Uproszczonego schematu blokowego odprężonej regulacji prędkości obrotowej i ciśnienia pary upustowej

1 - obiekt regulowany (prędkość obrotowa i ciśnienie pary upustowej); 2 - regulator prędkości obrotowej; 3 - regulator ciśnienia pary upustowej; 4 - regulator odprężający, działający na tor regulacji ciśnienia pary upustowej; 5 - regulator odprężający, działający na tor regulacji prędkości obrotowej; znaczenie symboli: $W_\varphi(s)$, $W_x(s)$, $W_{\varphi x}(s)$, $W_{x\varphi}(s)$, $R_\varphi(s)$, $R_x(s)$, $\mu_1(s)$, $\mu_2(s)$, $\varphi(s)$, $x(s)$ - jak na rys. 1 oraz dodatkowo: $R_{\varphi x}(s)$ - transmitancja regulatora odprężającego, oddziałującego na tor regulacji ciśnienia pary upustowej; $R_{x\varphi}(s)$ - transmitancja regulatora odprężającego oddziałującego na tor regulacji prędkości obrotowej

Rugując z równań (15) - (18) wielkości $\mu_1(s)$ i $\mu_2(s)$ oraz porządkując zależności wg $\varphi(s)$ i $x(s)$ otrzymuje się

$$\begin{aligned} \varphi(s) = & [-W_\varphi(s) R_\varphi(s) + W_{\varphi x}(s) R_\varphi(s) R_{x\varphi}(s)] \varphi(s) + \\ & + W_\varphi(s) \mu_3(s) + [W_\varphi(s) R_x(s) R_{\varphi x}(s) - W_{\varphi x}(s) R_{\varphi}(s)] x(s) \quad (19) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x(s) = & [-W_x(s) R_x(s) + W_{\varphi x}(s) R_x(s) R_{x\varphi}(s)] x(s) + \\ & + W_{\varphi x}(s) \mu_2(s) + [W_{\varphi x}(s) R_\varphi(s) R_{\varphi x}(s) - W_{\varphi x}(s) R_\varphi(s)] \varphi(s) \quad (20) \end{aligned}$$

Warunkiem niezależności wielkości regulowanych jest zerowanie się współczynników przy wielkościach regulowanych: w równaniu (19) współczynnik przy $x(s)$, a w równaniu (20) współczynnik przy $\varphi(s)$. Stąd warunkami odprężenia układu są zależności

$$-W_{\varphi}(s) R_{\mathcal{X}}(s) R_{\mathcal{X}\varphi}(s) + W_{\mathcal{X}\varphi}(s) R_{\mathcal{X}}(s) = 0 \quad (21)$$

$$-W_{\mathcal{X}}(s) R_{\varphi}(s) R_{\varphi\mathcal{X}}(s) + W_{\varphi\mathcal{X}}(s) R_{\varphi}(s) = 0. \quad (22)$$

Transmitancje regulatorów kompensujących wpływ sprzężeń skrośnych określone z równań (21) i (22) mają postać

$$R_{\mathcal{X}\varphi}(s) = \frac{W_{\mathcal{X}\varphi}(s)}{W_{\varphi}(s)} \quad (23)$$

$$R_{\varphi\mathcal{X}}(s) = \frac{W_{\varphi\mathcal{X}}(s)}{W_{\mathcal{X}}(s)} \quad (24)$$

Z zależności (23) i (24) wynika, że określenie charakterystyk kompensujących nie wymaga określenia transmitancji regulatorów głównych. Świadczy to, że w omawianym układzie obliczenia regulatorów głównych i kompensujących można prowadzić niezależnie. Odspzężenie układu regulacji wymaga, aby równania (19) i (20) miały postać

$$\varphi(s) = [-W_{\varphi}(s) R_{\varphi}(s) + W_{\mathcal{X}\varphi}(s) R_{\varphi}(s) R_{\mathcal{X}\varphi}(s)] \varphi(s) + W_{\varphi}(s) \mu_3(s) \quad (25)$$

$$\mathcal{X}(s) = [-W_{\mathcal{X}}(s) R_{\mathcal{X}}(s) + W_{\varphi\mathcal{X}}(s) R_{\mathcal{X}}(s) R_{\varphi\mathcal{X}}(s)] \mathcal{X}(s) + W_{\varphi\mathcal{X}}(s) \mu_3(s) \quad (26)$$

Wykorzystując zależności (23) i (24) w równaniach (25) i (26) otrzymuje się po przekształceniu

$$\varphi(s) = \frac{W_{\varphi}(s)}{1 + W_{\varphi}(s) R_{\varphi}(s) \left(1 - \frac{W_{\mathcal{X}\varphi}(s) W_{\varphi\mathcal{X}}(s)}{W_{\varphi}(s) W_{\mathcal{X}}(s)}\right)} \mu_3(s) \quad (27)$$

$$\mathcal{X}(s) = \frac{W_{\varphi\mathcal{X}}(s)}{1 + W_{\mathcal{X}}(s) R_{\mathcal{X}}(s) \left(1 - \frac{W_{\varphi\mathcal{X}}(s) W_{\mathcal{X}\varphi}(s)}{W_{\mathcal{X}}(s) W_{\varphi}(s)}\right)} \mu_3(s) \quad (28)$$

Brak sprzężeń skrośnych w obiekcie $[W_{\varphi\mathcal{X}}(s) = W_{\mathcal{X}\varphi}(s) = 0]$ daje dla wielkości regulowanych zależności

$$\varphi(s) = \frac{W_{\varphi}(s)}{1 + W_{\varphi}(s) R_{\varphi}(s)} \mu_3(s) \quad (29)$$

$$\mathcal{X}(s) = 0 \quad (30)$$

świadczące, że wielkość regulowana $X(s)$ jest niezależna od zakłócenia zewnętrzznego $U_2(s)$.

W przypadku gdy tory główne i tory sprzężeń skrośnych posiadają człony dające czysty czas opóźnienia, równanie całkowitego stopnia sprzężenia układu przybiera postać

$$K = K_1 K_2 = \left[\frac{W_{X\varphi}(s)}{W_{\varphi}(s)} e^{+s(\bar{t}_{\varphi} - \bar{t}_{X\varphi})} \right] \left[\frac{W_{\varphi X}(s)}{W_X(s)} e^{+s(\bar{t}_{\varphi} - \bar{t}_{\varphi X})} \right] \quad (31)$$

$\bar{t}_{\varphi}(s)$ i $\bar{t}_X(s)$ - czasy czystego opóźnienia sygnału w torze głównym wielkości

$\bar{t}_{\varphi X}(s)$ i $\bar{t}_{X\varphi}(s)$ - czasy czystego opóźnienia sygnału w torze skrośnym wielkości.

Występowanie w równaniu (31) wyrażenie $e^{+s\bar{t}}$ spowodowałoby konieczność stosowania w układzie odsprężonym regulatora odsprężającego z ujemną wartością czystego opóźnienia, co oczywiście nie może być spełnione. Wyrażenie $e^{+s\bar{t}}$ występuje w wzorze określającym całkowity współczynnik sprzężenia wówczas gdy:

- a) czasy czystego opóźnienia sygnału w torze głównym są większe niż czasy czystego opóźnienia w torach sprzężeń skrośnych, to jest gdy $\bar{t}_{\varphi} > \bar{t}_{X\varphi}$ i $\bar{t}_X > \bar{t}_{\varphi X}$

Uzyskanie odsprężenia dla omawianego przypadku wymaga zmiany torów odsprężających pod warunkiem zachowania wartości całkowitego stopnia sprzężenia $K < 1$.

Prawidłowo dobrany układ regulacji ze sprzężeniami skrośnymi zmniejsza opóźnienie działania regulatorów głównych wg nowych torów. Jeśli $K \rightarrow 0$, celowe jest stosowanie układów nieodsprężonych.

- b) czas czystego opóźnienia sygnału w jednym z torów skrośnych jest mniejszy niż czas czystego opóźnienia sygnału w torze głównym, a czasy czystego opóźnienia sygnałów w dwóch innych torach są równe (np. $\bar{t}_{X\varphi} < \bar{t}_{\varphi}$; $\bar{t}_X = \bar{t}_{\varphi X}$). W tym przypadku realizacja układu odsprężonego wymaga określonego wyboru torów głównych,

- c) czas czystego opóźnienia sygnałów w torach głównych zawiera się między czasami czystego opóźnienia sygnałów w torach sprzężeń skrośnych ($\bar{t}_{X\varphi} < \bar{t}_{\varphi}$ i $\bar{t}_{\varphi X} > \bar{t}_X$). W takim przypadku realizacja układu regulacji odsprężonej jest niemożliwa. Istotnym przypadkiem jest, gdy całkowity stopień sprzężenia $K = 1$. Oddziaływanie regulatorów głównych i kompensujących wówczas równoważy się, a wielkości regulowane otrzymają dowolne wymuszenia poprzez wszystkie tory. Powoduje to, że układ pracuje "jakby bez regulatorów" z czego wynika niecelowość stosowania regulacji odsprężonej. Stopień całkowitego sprzężenia $K = 1$ występuje wówczas, gdy

$$W_{\varphi}(s) = W_X(s) = W_{\varphi X}(s) = W_{X\varphi}(s)$$

$$K_1 = K_2 \text{ dla } W_{\varphi}(s) \neq W_X(s) \text{ i } W_{\varphi X}(s) = W_{X\varphi}(s) \quad (32)$$

$$K_1 \neq K_2 \text{ dla } W_{\varphi X}(s) W_{X\varphi}(s) = W_{\varphi}(s) W_X(s)$$

4. Układy zabezpieczające

Przeznaczeniem układów zabezpieczających jest niedopuszczenie do uszkodzeń turbiny w przypadkach pojawienia się odmiennych od dopuszczalnych warunków ruchu, powstających przy niewłaściwym funkcjonowaniu poszczególnych elementów turbiny lub w przypadku pojawienia się niebezpiecznych zakłóceń zewnętrznych.

Podstawową cechą układu zabezpieczeń musi być jednoczesna pewność działania w określonych koniecznych warunkach. Jednocześnie wyklucza się przypadkowość działania, którą należy zaliczyć do przypadków awaryjnych.

Układy zabezpieczeń stosowane w turbinach parowych nie są objęte normami, a dobór układu jest zależny od wytwórcy turbiny, typu, jej mocy, parametrów pary, przeznaczenia oraz żądań specjalnych.

Do podstawowych zabezpieczeń stosowanych we współczesnych turbinach należą:

- a) dwa niezależne działające astatyczne regulatory bezpieczeństwa, zabezpieczające wirnik przed niedopuszczalną zwykłą prędkości obrotowej,
- b) parowy ogranicznik mocy, obniżający obciążenie lub wyłączający turbinę w przypadku spadku ciśnienia pary upustowej,
- c) próżniowy regulator mocy, obniżający obciążenie lub wyłączający turbinę w przypadku spadku próżni w skraplaczu,
- d) membranowe zabezpieczenie skraplacza w przypadku pogarszania się próżni, spełniające zadanie "bezpiecznika". Zabezpieczenie to może być stosowane tylko jako szeregowo współpracujące z próżniowym regulatorem mocy,
- e) urządzenie do samoczynnego włączania pomp olejowych w przypadku spadku ciśnienia oleju smarowego i regulacyjnego,
- f) urządzenie wyłączające turbozespół w przypadku niedopuszczalnego przesunięcia wirnika,
- g) urządzenie wyłączające turbozespół w przypadku niedopuszczalnego względnego przesunięcia wirnika,
- h) urządzenie wyłączające turbozespół w przypadku niedopuszczalnego wzrostu drgań i mimośrodowości,
- i) urządzenie zabezpieczające turbinę przed niedopuszczalnym wzrostem poziomu skroplin w podgrzewaczach regeneracyjnych,

- j) urządzenie zabezpieczające przed niedopuszczalnym wzrostem lub spadkiem temperatury pary dolotowej (dla turbin z przegrzewem międzystopniowym również przed częścią SP),
- k) urządzenie zabezpieczające przed niedopuszczalnym wzrostem lub spadkiem ciśnienia pary upustowej,
- l) urządzenie zabezpieczające przed niedopuszczalnym wzrostem lub spadkiem ciśnienia pary przeciwprężnej,
- m) urządzenie zabezpieczające przed niedopuszczalną różnicą temperatury w korpusach turbiny ("górze" - "dół").

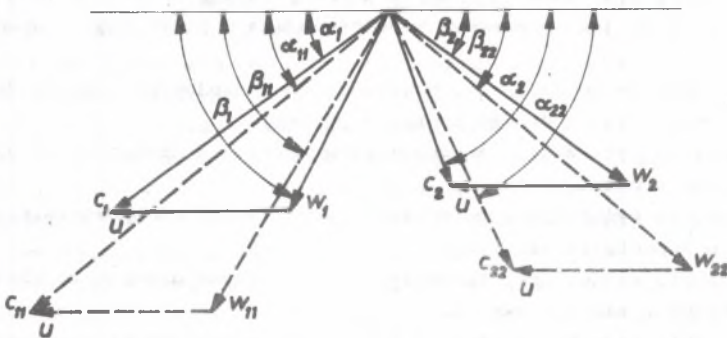
Z wymienionych zabezpieczeń zawsze jest stosowane zabezpieczenie od zwykłej prędkości obrotowej, pojedyncze lub podwójne w zależności od wielkości i wieku turbiny,

W turbinach typu upustowo-kondensacyjnego, upustowo-przeciwprężnego i przeciwprężnego ze względu na odmienny układ cieplny, zachodzi bezwzględna konieczność wprowadzenia dodatkowych zabezpieczeń, którymi są:

- n) zabezpieczenie przed określonymi zmianami ciśnienia pary upustowej i przeciwprężnej,
- o) zabezpieczenie przed zwrotnym przepływem pary technologicznej lub ciepłowniczej.

Konieczność stosowania zabezpieczeń przed wzrostem lub spadkiem ciśnienia pary upustowej lub przeciwprężnej jest uwarunkowana groźbą przeciążenia ostatnich stopni w części wylotowej i w części przed upustem. Wspomniane stopnie w omawianym przypadku będą pracowały w zmiennych warunkach, różnych od obliczeniowych. Siły działające na łopatki i tarcze kierownicze stopnia są funkcją:

- a) parametrów geometrycznych, które są wielkościami stałymi,
- b) masowego przepływu strumienia pary,
- c) dodatkowych składowych, mogących wystąpić w zmiennych warunkach ruchu, a nie uwzględnianych w obliczeniach; taką dodatkową składową jest w pierwszym rzędzie pojawiająca się reakcja w stopniu akcyjnym.



Rys. 3. Trójkąty prędkości dla obliczeniowych (linia ciągła) i zmiennych (linia przerywana) warunków ruchu

Pojawianie się reakcji w stopniu akcyjnym można wyjaśnić za pomocą trójkątów prędkości, które przedstawiono na rys. 3 [4]. Na przykład spadek ciśnienia pary wylotowej zwiększa dyspozycyjny spadek entalpii w stopniu, a tym samym wywołuje wzrost prędkości bezwzględnej c_1 . Ponieważ turbospół pracuje w warunkach synchronicznych, to prędkość obwodowa u pozostaje stałą. W efekcie następuje zmiana wielkości charakterystycznej stopnia $K = \frac{u}{c_1}$, wywołującej pojawienie się reakcji, której nie uwzględniano w obliczeniach stopnia akcyjnego. Opierając się na analizie teoretycznej, potwierdzonej badaniami, wielkość reakcji sięga 22%, co jest wartością dużą i niebezpieczną. Dodatkowym obciążeniem łopatek wirujących jest wzrost masowego przepływu strumienia masy pary m , wywołanego zwiększeniem się dyspozycyjnego spadku entalpii. Niezależnie od zwiększonego obciążenia łopatek, przy spadku ciśnienia pary upustowej lub przeciwpływnej następuje zwiększenie różnicy ciśnień pary wywołujące wzrost momentów działających na tarcze kierownicze, mogących spowodować przekroczenie dopuszczalnych naprężeń.

Drugim zabezpieczeniem, wyjątkowo istotnym i nie zawsze docenianym jest zabezpieczenie przed zwrotnym przepływem pary upustowej lub pary powstającej z odparowania skroplin w wymiennikach, występującym przy zrzutach obciążenia.

Z analizy schematów blokowych nieodsprężonych i odsprężonych układów regulacji turbin przedstawionych na rys. 1 i 2 wynika, że przebiegi sygnałów oraz ich oddziaływanie na organy rozrządu pary są różne. Jak wynika z przedstawionych schematów, wpływ zrzutu obciążenia na przyspieszenie wirnika dla obu wymienionych układów jest różny. Zgodnie z [3] można przyjąć, że przyspieszenie wirnika przy zrzucie pełnego obciążenia wyraża się zależnością graficznego całkowania

$$\Delta\omega = \frac{N_1 + N_2}{J\omega} \Delta t, \quad (33)$$

gdzie:

- Δt - przedział czasu,
- N_1 i N_2 - moce części WP i NP, będące funkcjami ciśnienia temperatury i strumienia masy pary przed dyszami pierwszych stopni poszczególnych części turbiny,
- J - moment bezwładności mas wirujących,
- ω - prędkość kątowa mas wirujących.

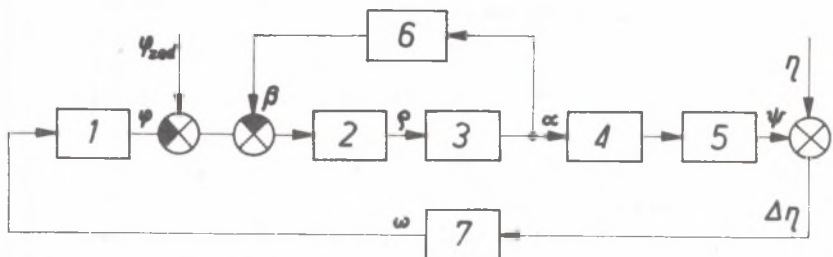
Z zależności (33) wynika, że w przypadku zrzutu obciążenia nie opanowanego przez układ regulacji prędkości obrotowej, mimo zadziałania regulacji bezpieczeństwa odcinającej dopływ pary świeżej, nastąpi niedopuszczalna zwyżka prędkości obrotowej, jeśli działanie zabezpieczeń przed zwrotnym przepływem pary upustowej będzie działało niezadawalająco.

W turbinach wyposażonych w nieodsprężone układy regulacji zrzut obciążenia wywołuje zamykanie rozrządu pary części NP, a tym samym wywołuje zmniejszenie rozbiegu wirnika. Natomiast w turbinach wyposażonych w odsprężone układy regulacyjne nie posiadające dodatkowego wyposażenia, spadek ciśnienia pary w upuście wywołany zrzutem obciążenia powoduje jednocześnie przemieszczenie obu grup rozrządu pary w przeciwnych kierunkach. Końcowym efektem działania regulatora ciśnienia będzie dążenie do przymknięcia zaworów WP i otwarcia zaworów NP, a tym samym zwiększa się możliwość rozbiegania się wirnika.

Bardzo istotną rolę w procesie regulacji przy zrzutach obciążenia w turbinach upustowych i upustowo-przeciwprężnych odgrywa masa gorących skroplin w wymiennikach zasilanych parą upustową. Spadek ciśnienia w upuście, wywołany zrzutem obciążenia, powoduje szybkie odparowanie skroplin. Dla turbin z nieodsprężoną regulacją ciśnienia upustu wymienione zjawisko wywołuje opóźnienie działania regulacji ciśnienia, a tym samym zwiększa możliwości rozbiegania się wirnika.

5. Zmiana liczby proporcjonalności (nierównomierności) regulacji

Przy zmianie przeznaczenia turbozespołu, czym jest między innymi przystosowywanie turbin kondensacyjnych do pracy w układach skojarzonych z reguły zachodzi konieczność zmiany liczby proporcjonalności regulacji. Ze względu na już istniejące układy regulacji, w które są wyposażone modernizowane turbiny, zmiana liczby proporcjonalności winna być dokonana metodami prostymi, dającymi niezawodne efekty.



Rys. 4. Uproszczony schemat blokowy układu regulacji turbiny kondensacyjnej

1 - miernik prędkości obrotowej; 2 - suwak rozdzielczy, 3 - siłownik obrotowy, 4 - zawory regulacyjne, 5 - układ przepływowy, 6 - sprzężenie zwrotne, 7 - masy wirujące. Symbole literowe oznaczają względne wielkości wyjściowe: ω - z wirnika; φ - z miernika prędkości obrotowej; β - ze sprzężenia zwrotnego; ψ - z suwaka rozdzielczego; α - z siłownika obrotowego; η - z zaworów regulacyjnych; φ - z układu przepływowego; η - względne zakłócenie poboru mocy przez sieć; $\Delta\psi$ - względny przyrost mocy

W celu określenia możliwości zmiany liczby proporcjonalności regulacji, przedstawiono na przykładzie układu mechanicznego następujące warianty realizacji problemu:

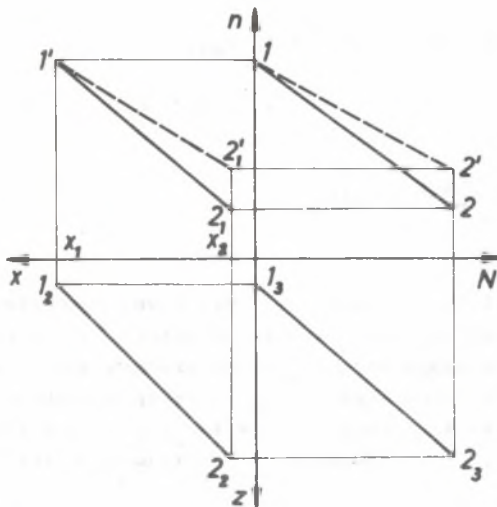
- zmiana charakterystyki miernika prędkości obrotowej,
- zmiana charakterystyki sprzężenia zwrotnego,
- zmiana charakterystyki (profilu) krzywki odwodzącej.

W niniejszym artykule nie przeprowadzono analizy możliwości zmiany liczby proporcjonalności przez zmianę charakterystyki rozrządu pary ze względu na specyfikę problemu wykraczającego poza zakres regulacji. Przykładowo przedstawiono metodę zmniejszenia liczby proporcjonalności przy założeniu stałości charakterystyk układu regulacji.

Schemat blokowy układu regulacji modernizowanej turbiny kondensacyjnej przedstawiono na rys. 4 [3].

6. Zmniejszenie liczby proporcjonalności regulacji przez zmianę charakterystyki miernika prędkości obrotowej

Teoretyczne przebiegi charakterystyk niezbędnych dla przeprowadzenia analizy przedstawiono na rys. 5. Wobec tego, że charakterystyka sprzężenia



Rys. 5. Graficzne przedstawienie możliwości zmniejszenia liczby proporcjonalności regulacji przez zmianę charakterystyki miernika prędkości obrotowej

jest stała, więc jej punkty 1_2 i 2_2 nie ulegają zmianie. W następstwie daje to stałość punktów x_1 i x_2 , odpowiadające położeniu tulei miernika prędkości obrotowej dla biegu jałowego i pełnego obciążenia. Jednakże prędkość obrotowa odpowiadająca pełnemu obciążeniu winna być inna. Nowa wartość prędkości obrotowej n_2 jest wyznaczona punktem $2'$ i winna odpowiadać początkowemu położeniu tulei miernika prędkości obrotowej określonej współrzędną x_2 . Ten warunek wyznacza położenie nowego punktu $2'_1$ charakterystyki miernika prędkości

obrotowej oraz nową jego charakterystykę przy zachowaniu liniowości pozostałych charakterystyk.

Rozwiązanie analityczne, oparte na powyższej analizie graficznej, przedstawia się następująco. Nową żadaną charakterystykę miernika prędkości obrotowej określa linia $1'_1-2'_1$ (przyjęto niezmiennosc punktu 1 i odpowiadajacemu mu - punkt 1_1 ; analogicznie można pozostawic punkt 2 jako staly, a dla zmniejszenia liczby proporcjonalności regulacji przesunac w dół punkt 1). Punkty 1_1 i 2_2 określają zależności:

$$\begin{aligned} m \omega_1^2 r_1 \varepsilon &= c x_1, \\ m \omega_2^2 r_2 \varepsilon &= c x_2, \end{aligned} \quad (34)$$

gdzie:

- m - masy wirujące,
- ω - prędkość kątowa,
- r - promień wirowania mas,
- ε - przyspieszenie kątowe,
- c - sztywność sprężyny,
- x - położenie tulei miernika prędkości obrotowej.

Różnica prędkości kątowych $\omega_1 - \omega_2$ określa proporcjonalność regulacji. W oparciu o równanie (34) otrzymuje się zależność

$$m \varepsilon (\omega_1^2 r_1 - \omega_2^2) r = c (x_1 - x_2) = c \Delta x_{\max}$$

którą można zapisać w postaci

$$2E \delta + E \frac{\Delta r_{\max}}{r} = c \Delta x_{\max} \quad (35)$$

gdzie $E = m \omega_0^2 r_{sr}$.

Wielkość E jest praktycznie stała. Dlatego też dla nowej charakterystyki regulacji prędkości obrotowej w lewej stronie równania (35) zmienia się tylko δ przy Δr_{\max} proporcjonalnym do Δx_{\max} . Odpowiednia winna ulec zmianie prawa strona równania (35). Ponieważ Δx_{\max} pozostaje wielkością stałą to zmianie winna ulec sztywność sprężyny c . W ten sposób dla osiągnięcia żadanej charakterystyki $1_1 - 2'_1$ równanie (35) przyjmuje postać:

$$2E \delta_1 + E \frac{\Delta r_{\max}}{r} = c_1 x_{\max} \quad (36)$$

Z równań (35) i (36) otrzymuje się:

$$2E(\delta - \delta_1) = (c - c_1) \Delta x_{\max}$$

i ostatecznie

$$c - c_1 = \frac{2E}{\Delta x_{\max}} (\delta - \delta_1) = \Delta c. \quad (37)$$

Z zależności (37) wynika, że zmniejszenie liczby proporcjonalności regulacji prędkości obrotowej może być uzyskane przez zmniejszenie sztywności sprężyn miernika prędkości obrotowej. Wobec tego, że sztywność sprężyny o jest odwrotnie proporcjonalna do liczby zwojów z , co można ująć zależnością:

$$c = \frac{k}{z} \quad \text{oraz} \quad c_1 = \frac{k}{z_1},$$

otrzymuje się

$$\Delta c = c - c_1 = k \left(\frac{1}{z} - \frac{1}{z_1} \right),$$

a po przekształceniu

$$\frac{z_1}{z} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta c}{c}} = \frac{1}{1 - \frac{2E}{c \Delta x_{\max}}}. \quad (38)$$

Podstawiając do równania (37) wielkość $c \Delta x_{\max}$ obliczoną z równania (35) otrzymuje się po przekształceniu następującą końcową zależność

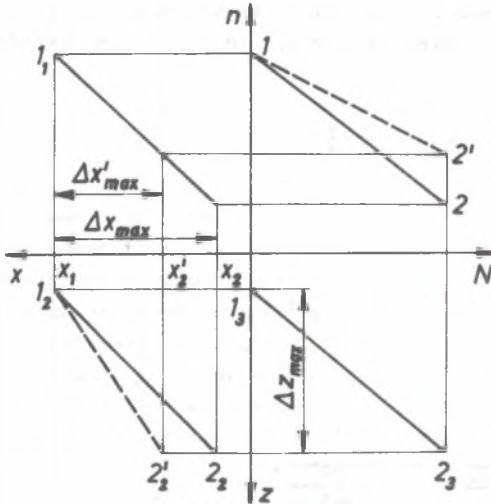
$$\frac{z_1}{z} = \frac{1}{\frac{\delta - \delta_1}{\delta + \frac{\Delta r_{\max}}{2r_{sr}}}} \quad (39)$$

pozwalającą określić żądane parametry.

W przypadku gdy wartość wyrażenia $\frac{r_{\max}}{r_{sr}}$ jest duża, przyjęte uśrednienie może okazać się niedopuszczalne. W takim przypadku żadaną zmianę sztywności sprężyny miernika prędkości obrotowej należy obliczyć dla punktów z_1 i z_1' bezpośrednio z równania (35).

7. Zmniejszenie liczby proporcjonalności regulacji przez zmianę charakterystyki sprzężenia

Analogicznie do poprzednich rozważań przyjęto, że zmniejszenie proporcjonalności regulacji odbywa się przez operacje dokonywane tylko na charakterystyce sprzężenia



Rys. 6. Graficzne przedstawienie możliwości zmniejszenia liczby proporcjonalności regulacji przez zmianę charakterystyki sprzężenia

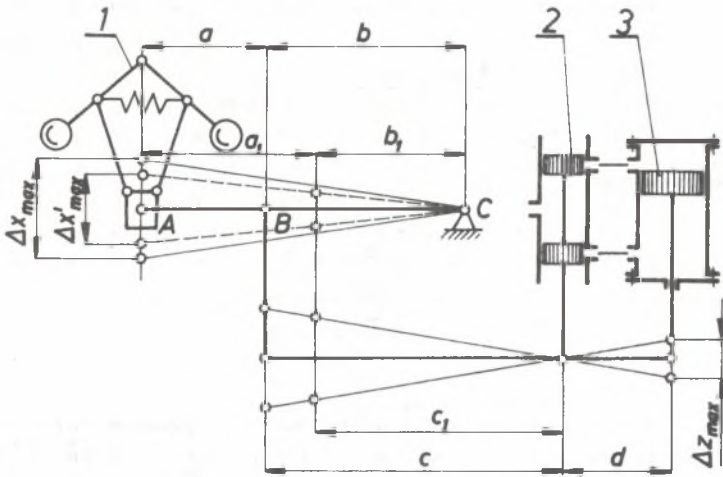
linią $1_2 - 2_2$. Ponieważ charakterystyka rozrządu, jak również położenie siłownika odpowiadające pełnemu obciążeniu pozostaje bez zmian, to nowy punkt $2'_2$ charakterystyki będzie określony przecięciem się prostych x'_2 i z_2 .

Z przeprowadzonej analizy graficznej wynika, że rozwiązanie techniczne problemu wymaga spełnienia warunku, aby maksymalne przemieszczenie tulei miernika prędkości obrotowej zmniejszyło się do wartości $\Delta x'_{\max}$ przy niezmiennym maksymalnym przemieszczeniu siłownika Δz_{\max} .

Realizacja techniczna zmniejszenia proporcjonalności regulacji prędkości obrotowej przez zmianę charakterystyki sprzężenia może być dokonana zmianą punktu podparcia dźwigni, co przedstawiono na rys. 7.

Przemieszczając punkt podparcia B wzdłuż dźwigni AC, uzyskuje się zmianę przełożenia między wielkościami Δx_{\max} i z_{\max} . Posługując się oznaczeniami przedstawionymi na rys. 7 można przedstawić zależności Δz_{\max} w funkcji Δx_{\max} w postaci:

$$\Delta x_{\max} = \Delta z_{\max} \frac{a+b}{b} \frac{c}{d} \quad (40)$$



Rys. 7. Schemat do wyznaczenia zmiany położenia punktu podparcia dźwigni sprzężenia w celu zmniejszenia liczby proporcjonalności regulacji prędkości obrotowej turbiny

1 - miernik prędkości obrotowej, 2 - suwak rozdzielczy, 3 - siłownik

Nową wartość x_{\max} można uzyskać przez zmianę ramion a , b , c , przy czym należy zwrócić uwagę, że $a_1 + b_1 = a + b$. Wówczas:

$$\Delta x_{\max} = \Delta z_{\max} \frac{a_1 + b_1}{b_1} \frac{c_1}{a} \quad (41)$$

Dzieląc stronami równania (40) i (41) otrzymuje się:

$$\frac{\Delta x_{\max}}{\Delta x'_{\max}} = \frac{b_1}{b} \frac{c_1}{c_1} \quad (42)$$

Przesunięcie punktu podparcia dźwigni można określić z zależności:

$$\Delta e = b - b_1 = c - c_1,$$

skąd

$$b_1 = b - e \text{ i } c_1 = c - \Delta e$$

Podstawiając wartości b_1 i $c-c_1$ do równania (42), otrzymuje się:

$$\frac{\Delta x_{\max}}{\Delta x'_{\max}} = \frac{b - \Delta e}{b} \frac{c}{c - \Delta e},$$

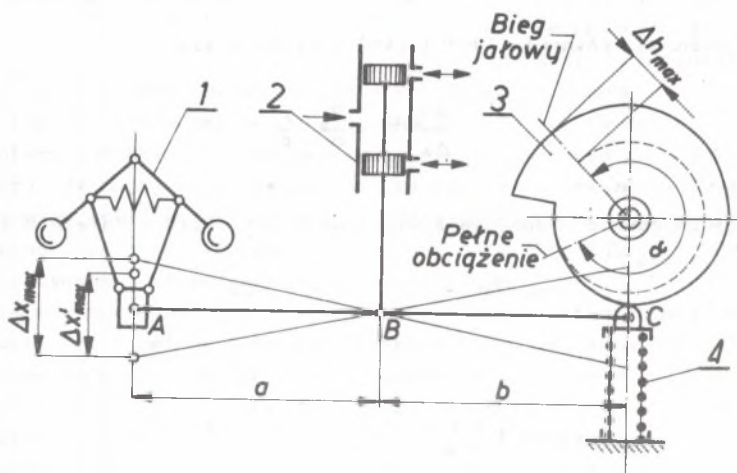
a po przekształceniu

$$\Delta e = \frac{\frac{\Delta x_{\max}}{\Delta x'_{\max}} - 1}{\frac{\Delta x_{\max}}{\Delta x'_{\max}} - \frac{1}{c}} = \frac{1}{b} \quad (43)$$

W oparciu o wzór (43) można określić wartość przesunięcia punktu podparcia dźwigni, aby przemieszczenie tulei miernika prędkości obrotowej zmniejszyło się do Δx_{\max} , co w efekcie dałoby zmniejszenie proporcjonalności do żądanej wartości.

8. Zmniejszenie liczby proporcjonalności regulacji prędkości obrotowej przez zmianę profilu krzywki odwodzącej

Uproszczony schemat sprzężenia z krzywką odwodzącą przedstawiono na rys. 8.



Rys. 8. Schemat do wyznaczania zmian profilu krzywki odwodzącej w celu zmniejszenia liczby proporcjonalności regulacji prędkości obrotowej
1 - miernik prędkości obrotowej, 2 - suwak rozdzielczy, 3 - krzywka odwodząca, 4 - sprężyna dociskowa

* W tym układzie krzywka odwodząca (3) jest sztywno związana z wałem silownika obrotowego, a rolka dźwigni jest dociskana do krzywki odwodzącej sprężyną (4). Suwak (2) steruje dopływem oleju do silownika nie pokazanego na schemacie. Pełnej zmianie obciążenia od biegu jałowego do obciążenia maksymalnego odpowiada obrót wałka z krzywką odwodzącą o kąt α . Przy obrocie krzywki o kąt α jej promień zwiększa się do wartości Δh_{\max} wskutek czego położenie punktu C dźwigni obniża się o taką samą wartość. Przy określonym stosunku ramion dźwigni, przemieszczenie tulei miernika prędkości obrotowej można wyznaczyć z zależności:

$$\Delta x_{\max} = \Delta h_{\max} \frac{a}{b} \quad (44)$$

Posługując się wykresem przedstawionym na rys. 6 oraz schematem na rys. 8 można stwierdzić, że przy obrocie wałka krzywkowego o kąt α zmiana przemieszczenia tulei miernika prędkości obrotowej od wartości Δx_{\max} do $\Delta x'_{\max}$ wymaga zmiany profilu krzywki odwodzącej.

Pozostawiając niezmienny punkt profilu krzywki odwodzącej dla pełnego obciążenia należy stwierdzić, że punkt profilu odpowiadający biegowi jałowemu musi być zmieniony tak, aby nowy maksymalny przyrost promienia krzywki $\Delta x'_{\max}$ spełniał zależność

$$\Delta h'_{\max} < \Delta h_{\max} \quad (45)$$

Jednocześnie musi być spełniona zależność:

$$\Delta x'_{\max} = h_{\max} \frac{a}{b} \quad (46)$$

Dzieląc stronami równania (45) i (46) otrzymuje się po przekształceniu

$$\Delta h'_{\max} = \Delta h_{\max} \frac{\Delta x'_{\max}}{\Delta x_{\max}} \quad (47)$$

Z równania (47) wynika, że zmiana przyrostu promienia Δh_{\max} krzywki odwodzącej musi być wykonana proporcjonalnie do żądanej zmiany przemieszczenia tulei miernika prędkości obrotowej Δx_{\max} .

W przypadku konieczności zwiększenia liczby proporcjonalności regulacji prędkości obrotowej tok postępowania zasadniczo odwrotny do wyżej przedstawionego.

9. Przybliżona metoda określenia efektów ekonomicznych wynikających z przeprowadzenia modernizacji

Podjęcie decyzji o przeprowadzeniu modernizacji turbozespołu w celu przystosowania go do pracy w układzie skojarzonym winno być poprzedzone przynajmniej przybliżonym rachunkiem ekonomicznym. Rachunek ekonomiczny winien potwierdzić celowość realizacji przedsięwzięcia.

Przeprowadzenie obliczeń efektów ekonomicznych dokonuje się w oparciu o przyjęte założenia, do których należą następujące wielkości:

- czas trwania sezonu grzewczego lub poboru pary technologicznej	T
- średnie roczne obciążenie turbozespołu dla ruchu kondensacyjnego	N_k
- średnie roczne obciążenie turbozespołu dla ruchu skojarzonego	N_u
- średnie zużycie pary dla obciążenia w ruchu kondensacyjnym	m_u
- entalpia pary dolotowej	i_o
- entalpia wody zasilającej	i_{wz}
- entalpia skroplin z wymiennika ciepłowniczego	i_{sk}
- ciśnienie pary upustowej	p_u
- entalpia pary upustowej	i_u
- strumień masy pary upustowej	\dot{m}_u
- wartość opałowa paliwa	W_u
- sprawność kotłowni	η_k
- sprawność rurociągów	η_r
- wskaźnik systemowy	b_{uc}

Wykorzystując dane z założeń oblicza się następujące wielkości wg wzorów:

- ilość ciepła zużywanego na wytworzenie energii elektrycznej w ruchu kondensacyjnym przy założonym czasie pracy

$$Q_k = \dot{m}_o (i_o - i_{wz}) T,$$

- ilość wytworzonej energii elektrycznej w ruchu kondensacyjnym

$$E_k = N_k T,$$

- zużycie paliwa umownego dla wytworzenia energii elektrycznej E_k

$$B_{ku} = \frac{Q_k}{W_u \eta_k \eta_r},$$

- jednostkowe zużycie paliwa umownego w ruchu kondensacyjnym

$$b_{uk} = \frac{B_{ku}}{E_k},$$

- ilość ciepła oddawana parze upustowej na potrzeby ciepłownicze

$$Q_u = \dot{m}_u (i_u - i_{sk}) T,$$

- energia elektryczna wytworzona w ruchu ciepłowniczym

$$E_u = N_u T,$$

- ciepło na wytworzenie energii elektrycznej w ruchu skojarzonym

$$Q_c = Q_k - Q_u,$$

- zużycie paliwa umownego na wytworzenie energii elektrycznej w ruchu skojarzonym

$$B_{ou} = \frac{Q_c}{\dot{W}_u \eta_k \eta_r},$$

- jednostkowe zużycie paliwa umownego w ruchu skojarzonym

$$b_{uc} = \frac{B_{ou}}{E_u}$$

- energia elektryczna nie wytworzona z powodu przejścia turbiny do ruchu skojarzonego

$$E = E_k - E_u,$$

- oszczędność paliwa umownego uzyskana w elektrowni z tytułu obniżenia wskaźnika paliwa umownego

$$\Delta B_u = E_u (b_{uk} - b_{uc}).$$

Uwzględniając obniżenie wytwarzania energii elektrycznej przez wprowadzenie skojarzenia, które musi być zastąpione przez inne elektrownie w systemie energetycznym, oszczędności obliczone wg wyżej przedstawionych wzorów należy pomniejszyć o dodatkowe zużycie paliwa potrzebne na wytworzenie brakującej energii. Masa dodatkowego paliwa równa jest iloczynowi straconej energii i różnicy wskaźników paliwa umownego średniego systemowego i elektrycznego w ruchu kondensacyjnym

$$\Delta B' = E (b_{us} - B_{uk}).$$

Ostateczna oszczędność paliwa w paliwie umownym

$$\Delta B = \Delta B_u - \Delta B'_u.$$

Mnożąc masę zaoszczędzonego paliwa przez jego koszt jednostkowy z uzyskuje się efekt finansowy

$$U = \Delta b \cdot z.$$

10. Zakończenie

W artykule przedstawiono tylko niektóre wybrane problemy powstające przy modernizacji turbin kondensacyjnych przystosowywanych do pracy w układach skojarzonych.

Przystępując do modernizacji turbin należy dodatkowo uwzględnić cały szereg problemów nie poruszonych w niniejszym artykule. Do tych problemów należy zaliczyć:

- określenie dopuszczalnych obciążeń łożyska oporowego ze względu na zmianę sił osiowych powstających w nowych warunkach ruchu,
- określenie naprężeń w tarczach kierowniczych i wrębach wirnika szczególnie w ostatnich stopniach wzrastających wskutek wzrostu momentów gnących,
- określenie warunków chłodzenia części wylotowej turbiny wynikających z ograniczanego przepływu strumienia masy pary,
- określenie wpływu przestrzeni parowych na dynamikę regulacji, szczególnie dla turbin z przegrzewem międzystopniowym,
- określenie warunków wytrzymałościowych dla ostatnich stopni turbin dużych mocy posiadających zwichrowane łopatki wirujące.

Podstawiając dane liczbowe można stwierdzić opłacalność przeprowadzenia modernizacji, szczególnie w przypadkach długiego okresu pracy i dużego obciążenia w warunkach skojarzenia. Niezależnie od powyższego, modernizowanie turbin daje efekty techniczne w postaci przyspieszenia uzyskania efektów ekonomicznych przy jednoczesnym zwolnieniu mocy produkcyjnych zakładów wytwórczych turbin parowych. Warunek ten wynika z możliwości wykonania modernizacji własnymi siłami.

LITERATURA

- [1] Aksan G.: Stabilność niesprzężonych układów regulacji turbin upustowych. Prace ITC, Łódź 1975, z. 61.
- [2] Aksan G.: Niektóre problemy modernizacji kondensacyjnych turbin parowych przystosowanych do pracy ciepłowniczej. Biuletyn ITC, Łódź 1981, nr 2.

- [3] Aksan G.: Modernizacja układu regulacji turbin Škoda 55 MW. Biuletyn ITC, Łódź 1974, nr 6.
- [4] Szczegliajew A.V. Parowye turbiny, Energiya, Moskwa 1976.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Tadeusz Chmielniak

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ МОДЕРНИЗАЦИИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН ПРИСПОСОБЛЕННЫХ К РАБОТЕ В СВЯЗАННЫХ СИСТЕМАХ

Р е з ю м е

В статье кратко оговорено цель и область некоторых модернизационных работ конденсационных турбин приспособленных к работе в связанных системах. Прежде всего обращено внимание на вопросы управления и предохранения а также на экономические проблемы. Проведено математический анализ свойств неразвязанных и развязанных систем регулирования применяемых для модернизации паровых турбин. Показано методы изменения некоторых свойств существующих систем регулирования, применение которых необходимо для модернизации. Описано и проведено анализ необходимых предохранителей турбинного агрегата. В упрощенном виде подано метод расчётов экономических эффектов модернизации.

SOME PROBLEMS OF MODERNIZATION OF CONDENSATION STEAM TURBINES ADAPTED TO THE WORK IN ASSOCIATED SYSTEMS

S u m m a r y

The objective and range of some modernization works for condensation turbines adapted to the work in associated systems are presented. Control and security problems as well as economic problems are underlined. Mathematical analyses of decoupled and nondecoupled control systems is presented. Ways of improvement of existing control systems properties are indicated. Moreover a description and analyses of necessary protections of turbine sets are given. A simplified method of economic effects of modernization is presented.