

Andrzej ZIĘBIK
Krzysztof PRESZ

Instytut Techniki Ciepłej
Politechnika Śląska, Gliwice

PODEJŚCIE SYSTEMOWE W PROCESIE DOBORU NOMINALNYCH MOCY I WYDAJNOŚCI URZĄDZEŃ PRZEMYSŁOWEJ GOSPODARKI ENERGETYCZNEJ*

Streszczenie. W artykule przedstawiono na przykładzie gospodarki energetycznej huty żelaza metodykę doboru nominalnych mocy i wydajności urządzeń energetycznych bazującą na zasadach analizy systemowej. W przedstawionej metodzie systemowej wykorzystuje się zasadę dekompozycji globalnego zadania optymalizacyjnego według metody Lagrange'a. Procedurę koordynacyjną zapewniającą zgodność optimum lokalnych z optimum globalnym stanowi metoda macierzowa obliczania kosztów jednostkowych nośników energii.

1. KOMPUTEROWE WSPOMAGANIE PROJEKTOWANIA GOSPODARKI ENERGETYCZNEJ ZAKŁADU PRZEMYSŁOWEGO

W [7] omówiono metodykę komputerowego wspomaganie projektowania w celu doboru optymalnej struktury gospodarki energetycznej zakładu przemysłowego w fazie projektu wstępnego. Dobór struktury podsystemu energetycznego polega na utworzeniu optymalnego zbioru maszyn i urządzeń energetycznych, wyznaczeniu ich nominalnych mocy i wydajności oraz na określeniu powiązań między elementami podsystemu wynikających z przepływu nośników energii.

Procedura obliczeniowa ujmuje następujące zadania cząstkowe:

- a) tworzenie wariantów podsystemu energetycznego,
- b) dobór struktury macierzy powiązań międzygałęziowych,
- c) analizę strukturalną macierzy powiązań międzygałęziowych,
- d) sporządzenie wykresów uporządkowanych sumarycznego zapotrzebowania na każdy z nośników energii,
- e) wyznaczenie wartości elementów macierzy powiązań międzygałęziowych,
- f) dobór nominalnych mocy urządzeń wytwórczości podstawowej, szczytowej i dostaw zewnętrznych.

*) Praca wykonana w ramach CPBP nr 02.18, kierunek 2, zadanie 2.3.2.2

Algorytmy szczegółowe oraz przykłady obliczeniowe dotyczące zadań a), b) i c) przedstawiono w [7]. Zadania d), e) i f) są wzajemnie ze sobą powiązane. Do ich rozwiązania zaproponowano iteracyjną metodę dekompozycji globalnego zadania optymalizacyjnego za pomocą metody nieoznaczonych czynników Lagrange'a [7] z zastosowaniem metody macierzowej wyznaczania kosztów jednostkowych nośników energii jako procedury koordynacyjnej [5, 6]. Funkcję celu stanowi minimum rocznych kosztów wytwarzania i zakupu nośników energii z uwzględnieniem strat produkcyjnych spowodowanych niedostarczeniem nośników energii w ilości wymaganej przez podsystem technologiczny. Dla dowolnej j -tej gałęzi energetycznej funkcję celu ujmujemy równanie:

$$\begin{aligned} \Phi_j = & (\varrho_{Pj} + \beta_{Pj}) I_{Pj} + (\varrho_{Gj} + \beta_{Gj}) I_{Gj} + (\varrho_{Dj} + \beta_{Dj}) I_{Dj} + \\ & + \alpha_{Pj} \hat{P}_{nj} + \alpha_{Gj} \hat{G}_{nj} + \alpha_{Dj} \hat{D}_{nj} + \lambda_{Pj} P_j + \lambda_{Gj} G_j + \\ & + \lambda_{Dj} D_j + S_{Rj} + \sum_{i=1}^n k_i a_{ij}^P P_j + \sum_{i=1}^n k_i a_{ij}^G G_j + \\ & + \sum_{i=1}^n k_i X_{ij} - \sum_{i=1}^n (1 - \varepsilon_i) k_{Fi} f_{ij}^P P_j - \\ & - \sum_{i=1}^n (1 - \varepsilon_i) k_{Fi} f_{ij}^G G_j - \sum_{i=1}^n (1 - \varepsilon_i) k_{Fi} Q_{ij} \rightarrow \min \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:

- $\varrho_{Pj}, \varrho_{Gj}, \varrho_{Dj}$ - skorygowana rata reprodukcji rozszerzonej dotycząca odpowiednio urządzeń podstawowych, szczytowych i dostaw zewnętrznych nośników w j -tej gałęzi,
- $\beta_{Pj}, \beta_{Dj}, \beta_{Dj}$ - rata kosztów stałych remontów i konserwacji, dotycząca odpowiednio urządzeń podstawowych, szczytowych i dostaw zewnętrznych nośników energii,
- I_{Pj}, I_{Gj}, I_{Dj} - nakłady inwestycyjne na urządzenia (układy urządzeń) podstawowe, szczytowe i dostaw zewnętrznych,
- $\alpha_{Pj}, \alpha_{Gj}, \alpha_{Dj}$ - wskaźniki płac stałych i kosztów energii nie związane z produkcją,
- $\hat{P}_{nj}, \hat{G}_{nj}, \hat{D}_{nj}$ - moce nominalne urządzeń podstawowych i szczytowych oraz wielkość strumienia nominalnego dostawy zewnętrznej nośnika energii w j -tej gałęzi,
- $\lambda_{Pj}, \lambda_{Gj}, \lambda_{Dj}$ - wskaźniki zmiennych kosztów eksploatacji z uwzględnieniem kosztów strat w środowisku,
- P_j, G_j, D_j - produkcja roczna odpowiednio podstawowa i szczytowa oraz roczna dostawa zewnętrzna w j -tej gałęzi,

- S_{Rj} - roczne koszty strat produkcyjnych w gałęziach technologicznych spowodowane niedostarczeniem j-tego nośnika energii w wymaganej przez podsystem technologiczny ilości,
- k_i, k_{Pi} - koszty jednostkowe i-tego nośnika energii (odpowiednio koszt średnioważony i koszt produkcji ubocznej),
- a_{ij}^P, a_{ij}^G - wskaźniki zużycia i-tego nośnika energii w j-tej gałęzi odpowiednio dla części podstawowej szczytowej produkcji,
- f_{ij}^P, f_{ij}^G - wskaźniki ubocznego wytwarzania i-tego nośnika energii w i-tej gałęzi odpowiednio dla części podstawowej i szczytowej produkcji,
- X_{ij} - zużycie niezależne i-tego nośnika energii w j-tej gałęzi,
- ξ_i - względne straty nośnika energii,
- Q_{ij} - uboczne wytwarzanie i-tego nośnika energii niezależne od wielkości produkcji j-tej gałęzi energetycznej,
- n - liczba gałęzi energetycznych,
- $i, j = 1, 2, \dots, n$.

Algorytm doboru nominalnych mocy i wydajności urządzeń przemysłowych systemu energetycznego, którego schemat blokowy przedstawiono na rys. 1, jest oparty na procedurze iteracyjnej. W pierwszym etapie, dla zadanego wariantu układu gospodarki energetycznej, są wyznaczone macierze binarne powiązań międzygałęziowych. Tworzy się je na podstawie zawartych w bazie danych macierzy strukturalnych zużyć i ubocznego wytwarzania nośników energii w poszczególnych rozwiązaniach projektowych oraz za pomocą wektora binarnego rozwiązań projektowych [7]. W drugim etapie macierze powiązań międzygałęziowych podlegają analizie strukturalnej, której celem jest ich przekształcenie do postaci blokowej, trójkątnej górnej [7].

Kolejne etapy procedury obliczeniowej tworzą algorytm iteracyjny. Duża pętla iteracyjna 4 (rys. 1) dotyczy wyznaczania kosztów jednostkowych nośników energii według metody macierzowej [6]. W pierwszym kroku iteracyjnym wektor kosztów jednostkowych nośników energii jest zakładany. W następnym przybliżeniu do wyznaczenia kosztów wykorzystuje się bilans nośników energii z poprzedniego kroku iteracyjnego. Wewnątrz dużej pętli iteracyjnej są realizowane obliczenia dla każdego z nośników energii według kolejności wynikającej z analizy strukturalnej. Obliczenia rozpoczyna się od gałęzi energetycznej położonej najniżej w macierzy powiązań międzygałęziowych [7]. Obliczenia dotyczą: wyznaczenia wykresu uporządkowanego sumarycznego zapotrzebowania i-tego nośnika energii, doboru mocy i wydajności nominalnych urządzeń oraz określenia wartości liczbowych wskaźników zużycia i ubocznego wytwarzania nośników energii w i-tej gałęzi. Jeżeli rozpatrywany i-ty nośnik energii wchodzi w skład podsystemu silnie spójnego, to realizowana jest wówczas w algorytmie mała pętla iteracyjna 2 (rys. 1), według której wyznacza się drogą kolejnych przybliżeń współczynniki o charakterze sprzężeń zwrotnych (elementy macierzy powiązań międzygałęziowych leżące na głównej przekątnej i poniżej).

Po każdym kroku iteracyjnym oblicza się odchylenia, odpowiednio ε_{ij} w małej pętli iteracyjnej oraz v_j dla dużej pętli iteracyjnej. Koniec przybliżeń wynika z założonej dokładności obliczeń iteracyjnych. Po zamknięciu dużej pętli iteracyjnej powtarza się cykl obliczeń według opisanego algorytmu dla kolejnego wariantu układu gospodarki energetycznej.

2. DANE WEJŚCIOWE

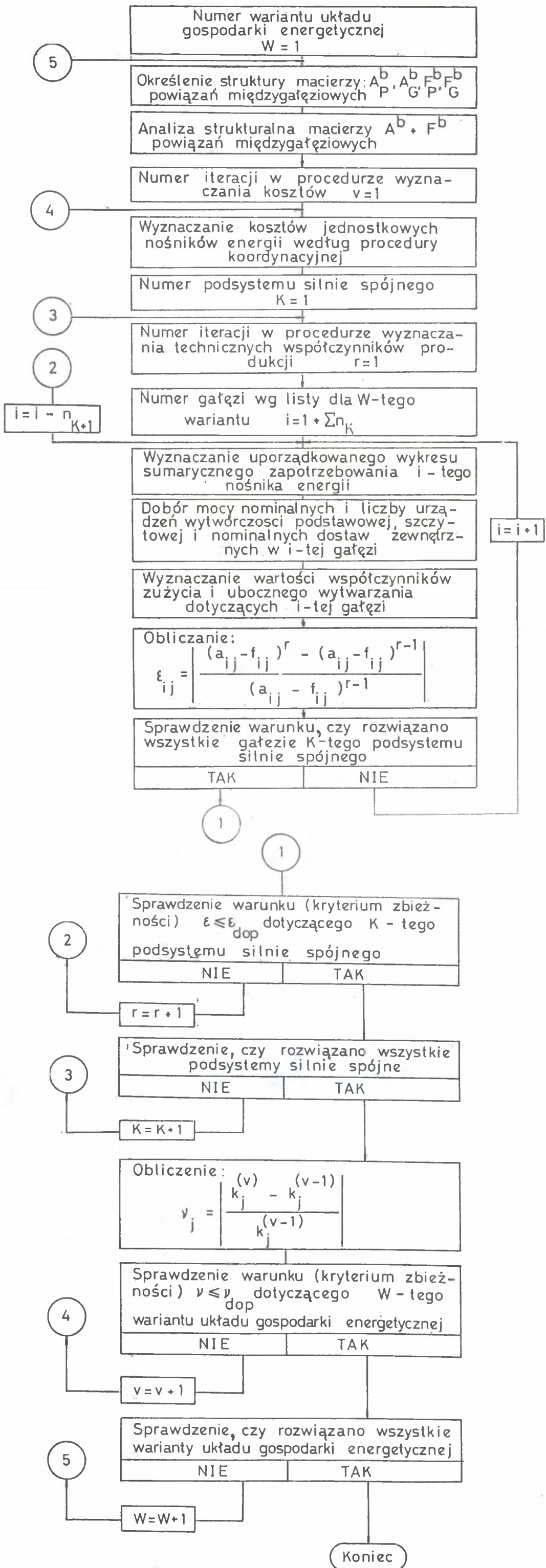
W przykładzie opisanym w [7] przedstawiono dobór wariantów projektowanego układu gospodarki energetycznej dla podsystemu technologicznego huty żelaza składającej się z wydziału wielkich pieców oraz wydziału konwertorów i pieców elektrycznych. Do dalszych rozważań szczegółowych wzięto pod uwagę wariant III, w skład którego wchodzi kotły opalane mieszaną gazu wielkopiecowego i węgla kamiennego, turbozespół przeciwprężny i dmuchawy z napędem parowym. Pozostałe elementy podsystemu energetycznego są dla wszystkich wariantów jednakowe. W [7] zamieszczono schemat ideowy podsystemu energetycznego dla wariantu III oraz przekształconą macierz binarną $(A^b + F^b)$ powiązań międzygałęziowych, z jednym tylko elementem o charakterze sprzężenia zwrotnego. Używane w dalszym ciągu tekstu indeksy liczbowe wielkości fizycznych są zgodne z numeracją nośników energii w przekształconej macierzy powiązań międzygałęziowych.

W tabelicy 1 zestawiono wartości wskaźników jednostkowego zużycia nośników energii przez podsystem technologiczny. Na rys. 2 - 8 przedstawiono prognozy wykresów uporządkowanych i rzeczywistych produkcji wielkich pieców oraz zapotrzebowania nośników energii przez odbiorców technologicznych zewnętrznych a także zużycie ogólnozakładowych.

Tabela 1

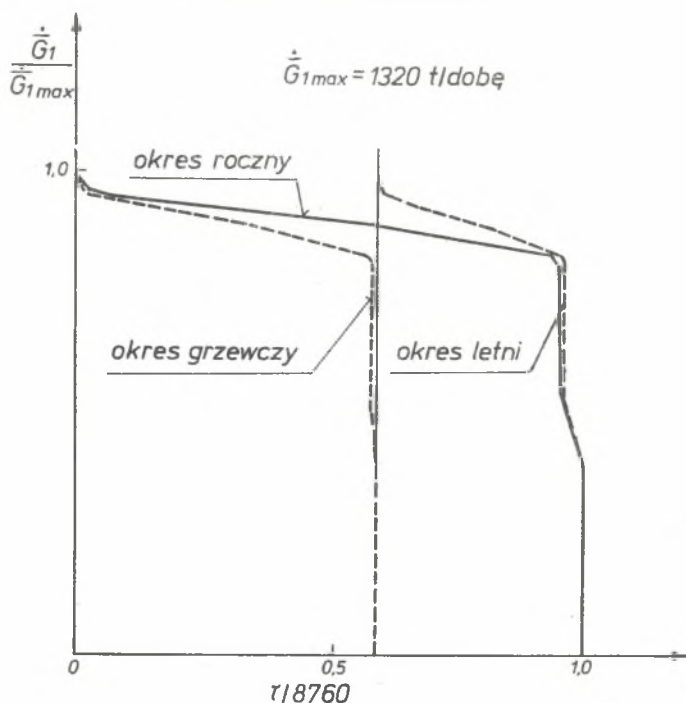
Współczynniki zużycia nośników energii w gałęziach technologicznych

Lp.	Nośnik energii	Symbol współczynnika	Wymiar	Wartość
1	Para technologiczna - wielkie piece	$a_{9\ 1}$	t/t	0,1573
2	Energia elektryczna - wielkie piece - wydział surowek specjalnych	$a_{1\ 1}$	MWh/t	0,020456
		$a_{1\ 2}$	MWh/t	0,1736
3	Dmuch wielkopiecowy - wielkie piece	$a_{10\ 1}$	10^3 kmol/t	0,10378
4	Woda przemysłowa - wielkie piece - wydział surowek specjalnych	$a_{4\ 1}$	t/t	0,0544
		$a_{4\ 2}$	t/t	0,0131
5	Gaz wielkopiecowy	$a_{3\ 1}$	10^3 kmol/t	0,04946



Rys. 1. Schemat blokowy algorytmu metody systemowej doboru struktury gospodarki energetycznej zakładu przemysłowego w fazie projektu wstępnego

Fig. 1. Block diagram of algorithm of a system approach to the choice of the power rating and nominal capacity of the equipment of industrial energy system



Rys. 2. Wykres uporządkowany produkcji surówki
 Fig. 2. Time-distribution function of pig-iron production

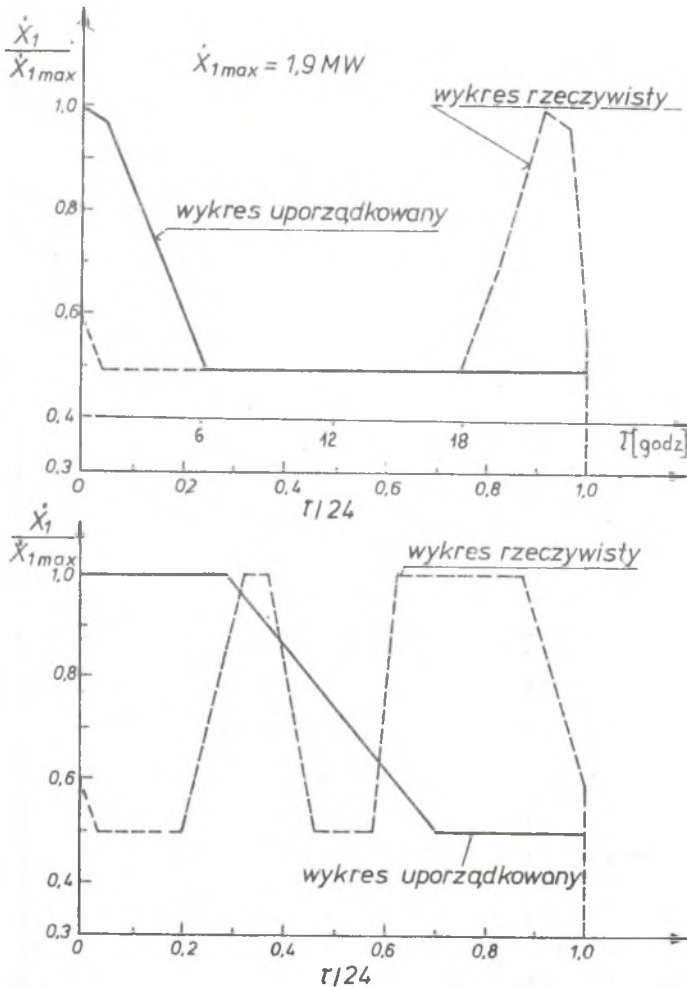
Tablica 2

Koszty jednostkowe nośników energii - przybliżenie początkowe^{x)}

1	Nośnik energii	Wymiar	Koszt średni
1	Energia elektryczna	zł/MWh	1 850,0
2	Węgiel energetyczny	zł/GJ	76,5
3	Gaz wielkopiecowy	zł/GJ	76,5
4	Woda przemysłowa	zł/10 ³ t	580,0
5	Woda zmiękczona	zł/t	85,0
6	Para wodna NP2	zł/t	238,0
7	Woda zasilająca	zł/t	93,0
8	Para wodna SP	zł/t	265,0
9	Para wodna NP1	zł/t	252,0
10	Dmuch wielkopiecowy	zł/10 ³ kmol	2 915,0
11	Ciepło grzejne	zł/GJ	106,0
12	Sprężone powietrze	zł/10 ³ kmol	2 466,0
13	Gaz ziemny	zł/GJ	97,6

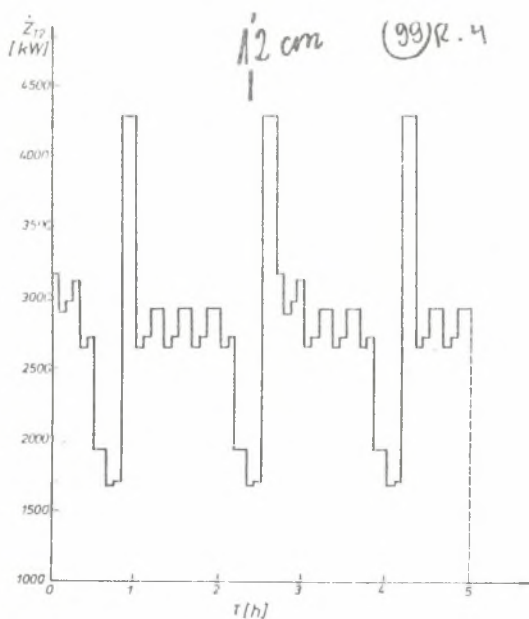
x) Dane z roku 1983

Tablica 2 zawiera wartości początkowe kosztów jednostkowych nośników energii. W tablicy 3 zamieszczono wartości początkowe przybliżenia wskaźników jednostkowego zużycia i ubocznego wytwarzania nośników energii ujmujących powiązania międzygałęziowe w obrębie podsystemu silnie spójnego, grupującego gałęzie: para wodna SP, para wodna NP1, para wodna NP2 i woda zasilająca.



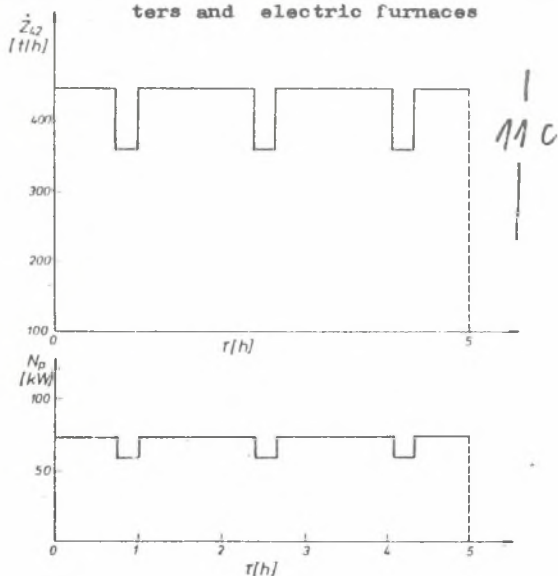
Rys. 3. Wykres rzeczywisty i uporządkowany zapotrzebowania energii elektrycznej do celów niezależnych od wielkości produkcji

Fig. 3. Time-distribution function and hour diagram of the consumption of electric energy independent of production



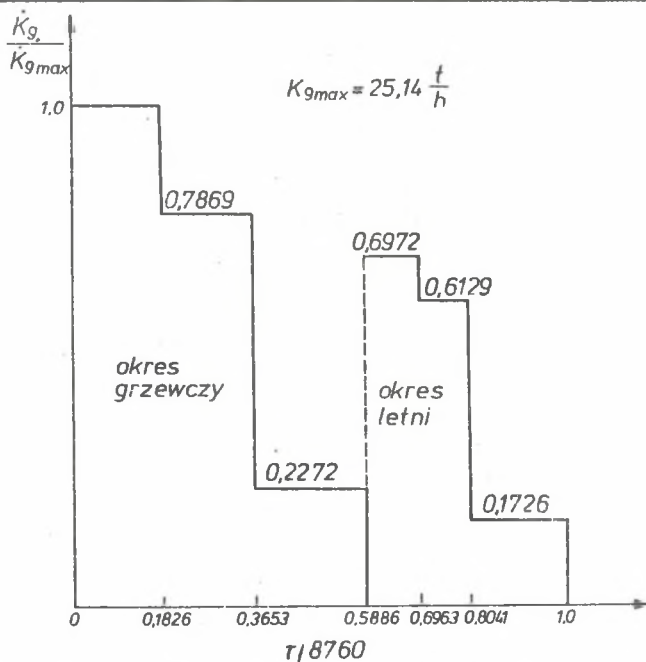
Rys. 4. Wykres rzeczywisty zapotrzebowania mocy elektrycznej przez wydział konwertyorów i pieców elektrycznych

Fig. 4. Hour diagram of the consumption of electric energy in the converters and electric furnaces



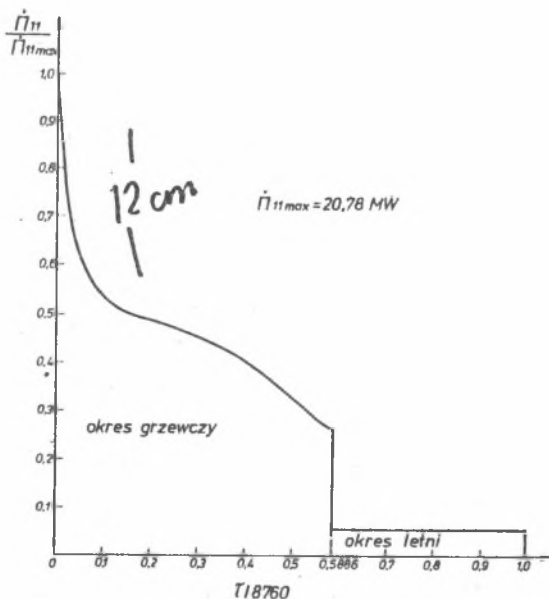
Rys. 5. Wykres rzeczywisty zapotrzebowania wody przemysłowej przez wydział konwertyorów i pieców elektrycznych oraz wykres napędowej mocy elektrycznej

Fig. 5. Hour diagram of the consumption of industrial water in the converters and electric furnaces as well as hour diagram of electric power to drive the pumps



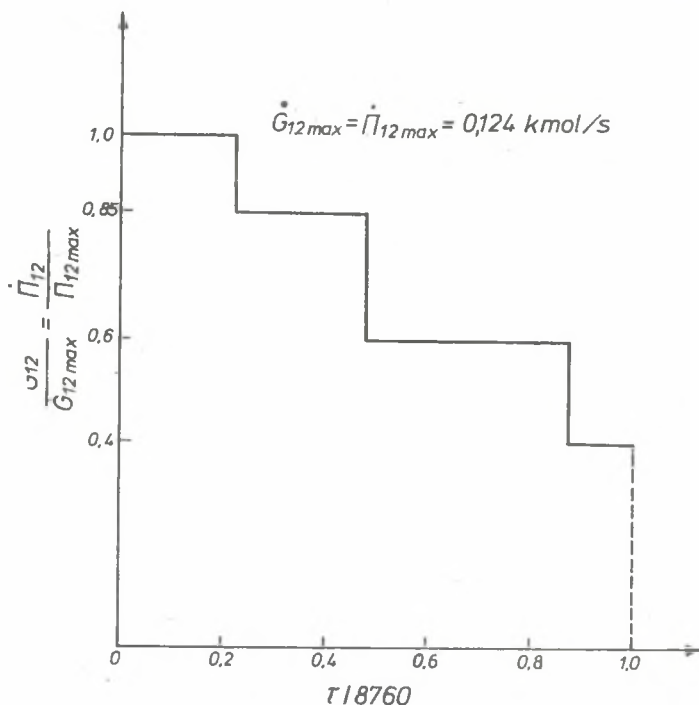
Rys. 6. Wykres uporządkowany zapotrzebowania pary wodnej NP1 przez odbiorców zewnętrznych

Fig. 6. Time-distribution function of the sale of low-pressure steam 1



Rys. 7. Wykres uporządkowany zapotrzebowania ciepła grzejnego

Fig. 7. Time-distribution function of the global demand for heat



Rys. 8. Wykres uporządkowany zapotrzebowania sprężonego powietrza

Fig. 8. Time-distribution function of the global demand for the compressed air

Tablica 3

Współczynniki zużycia i ubocznego wytwarzania nośników energii w podsystemie energetycznym - przybliżenie początkowe (wariant III)

Nośnik energii	Gałąź produkcyjna zużywająca	Symbol	Jednostka	Wartość współczynnika	
				okres grzewczy	okres letni
Para wodna SP	Turbozespół i stacja red.-schładzająca	a _{8 9}	t/t	0,9847	1,0000
Para wodna NP1	Stacja redukcyjna	a _{9 6}	t/t	1,0000	1,0000
Para wodna NP2	Kotły parowe	f _{6 8}	t/t	0,0138	0,0138
	Woda zasilająca	a _{6 7}	t/t	0,0875	0,0800
Woda zasilająca	Kotły parowe	a _{7 8}	t/t	1,0600	1,0600
	Turbozespół i stacja red.-schładzająca	a _{7 9}	t/t	0,0153	0,0000

3. ALGORYTMY INDYWIDUALNE DOBORU NOMINALNYCH MOCY I WYDAJNOŚCI URZĄDZEŃ ENERGETYCZNYCH

3.1. Sprężone powietrze

Wydażność nominalną i liczbę sprężarek ustala się za pomocą metody porównywania wariantów. Przyjęto następujące założenia:

- przewiduje się zastosowanie sprężarek o jednakowych wydajnościach,
- wydażność maksymalna stacji sprężarek powinna zapewnić pokrycie szczytowego zapotrzebowania,
- przewiduje się jedną sprężarkę rezerwową.

Funkcja celu dla porównywania wariantów ma postać:

$$\Phi_{12} = (\alpha_{G 12} + \beta_{G 12}) I_{G 12} + \alpha_{G 12} \dot{G}_{n 12} + (\alpha_{G 12} + a_1^G k_1 + a_4^G k_4) G_{12} + S_{R 12} \longrightarrow \min, \quad (2)$$

gdzie:

- a_1^G, a_4^G - wskaźniki jednostkowego zużycia energii elektrycznej i wody przemysłowej w stacji sprężarek,
 k_1, k_4 - koszty jednostkowe energii elektrycznej i wody przemysłowej.

Pozostałe symbole objaśniono przy wzorze (1).

W rozpatrywanym przypadku zachodzi:

$$G_{12} = \square_{12}, \quad S_{R 12} = 0 \quad (3)$$

Wydażność \dot{G}_{12} stacji sprężonego powietrza winna spełniać zależność:

$$\dot{G}_{12 \min} \leq \dot{G}_{12} \leq \dot{G}_{n 12} (n_{12} - 1), \quad (4)$$

gdzie:

- $\dot{G}_{12 \min}$ - wydażność minimalna sprężarki (na granicy pracy stabilnej),
 n_{12} - liczba sprężarek.

Przyjęto następujące dane liczbowe jednakowe dla obu wariantów:

$$\alpha_{G 12} = 0,11, \quad \beta_{G 12} = 0,029, \quad \alpha_{G 12} = 291 \text{ zł}/10^3 \text{ m}_n^3$$

Pozostałe dane dla obu rozpatrywanych wariantów zamieszczono w tabelicy 4.

Tablica 4

Zestawienie danych i wyników obliczeń stacji sprężarek powietrza

Lp.	Wielkość	Jednostka	Wartość	
			Wariant 1	Wariant 2
1	Wydażność nominalna	kmol/s	0,124	0,078
2	Liczba sprężarek	-	2	3
3	Moc silnika elektrycznego	kW	1250	750
4	Nakłady inwestycyjne x)	mln zł	88,4	92,09
5	α_G 12 \hat{C}_N 12	mln zł/rok	3,1	4,35
6	a_1 12	MWh/Mmol	2,6502	2,4821
7	a_4 12	10^3 t/Mmol	0,3475	0,3116
8	ϕ 12 (ostatnia iteracja)	mln zł/rok	30,9	31,6

x) Według cen z roku 1983

Analizę pracy obu wariantów stacji sprężarek przeprowadzono na podstawie wykresu uporządkowanego zapotrzebowania sprężonego powietrza $\Pi_{12}(\tau)$: $= G_{12}(\tau)$ (rys. 8), charakterystyki sieci i charakterystyki energetycznej sprężarki.

Współczynnik a_{12}^G zużycia energii elektrycznej przez stację sprężarek powietrza wyznacza się z zależności:

$$a_{12}^G = \frac{\sum_{t=1}^w N_{et} \Delta\tau_t}{\eta_p \eta_{el} \sum_{t=1}^w \dot{G}_{12t} \Delta\tau_t}, \quad (5)$$

gdzie: $t = 1, 2, \dots, w$ oznacza numer słupka na wykresie uporządkowanym $G_{12}(\tau) = \Pi_{12}(\tau)$ (rys. 8), $\eta_p \eta_{el}$ - iloczyn sprawności przekładni i silnika elektrycznego, a \dot{G}_{12t} - wydajność średnią sprężarki w t -tym słupku wykresu. Moc efektywną sprężarki N_{et} w t -tym słupku wykresu uporządkowanego $G_{12}(\tau)$ odczytuje się z charakterystyki sprężarki (lub układu sprężarek w przypadku ich równoległej pracy). Współczynnik a_{412}^G zużycia wody przemysłowej przyjęto na podstawie danych katalogowych sprężarek powietrza.

W wyniku analizy wybrano wariant 1.

3.2. Dmucha wielkopiecowy

Dobór dmuchaw wielkopiecowych przeprowadza się metodą porównywania wariantów przy użyciu wykresu uporządkowanego zapotrzebowania dmuchu przez wielki piec (rys. 9) oraz charakterystyki energetycznej dmuchawy. Przyjęto następujące założenia:

- maksymalną wydajność dmuchawy określa się na podstawie wykresu uporządkowanego zapotrzebowania dmuchu z uwzględnieniem odpowiedniej rezerwy,
- dmuchawy charakteryzują się jednakowym stopniem niezawodności,
- nakłady na zainstalowanie dmuchaw, koszty płac stałych i nośników energii nie związanych z produkcją oraz zmienne koszty eksploatacji są jednakowe dla rozpatrywanych wariantów.

Funkcja celu, po uwzględnieniu przyjętych założeń, ma postać:

$$\phi_{10} = (\alpha_G 10 + \beta_G 10) I_{10} + (a_8^G 10 k_8 - f_5^G 10 k_5) G_{10} + C \rightarrow \min \quad (6)$$

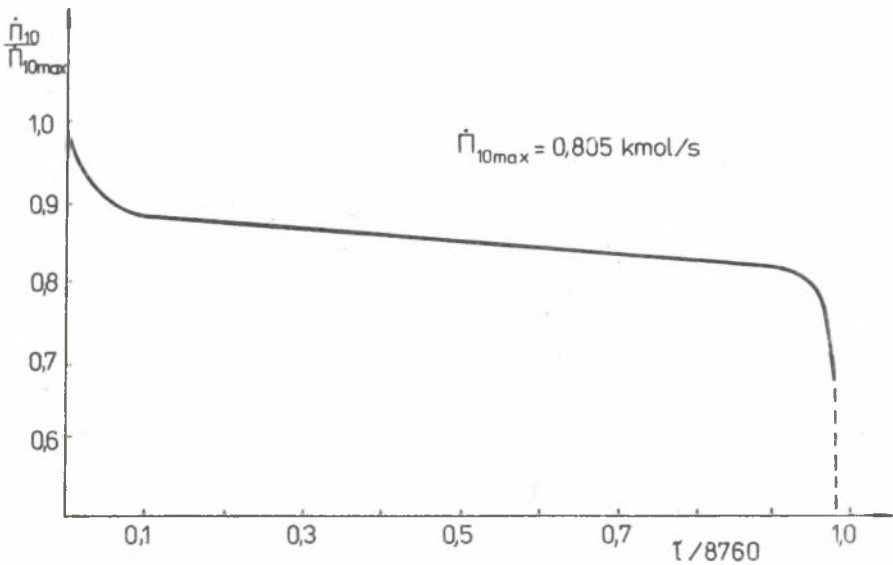
przy czym

$$C = \alpha_G 10 \dot{G}_n 10 + (\alpha_G 10 + a_9^G 10 k_9 + a_1^G 10 k_1 + a_4^G 10 k_4) G_{10} + S_R 10 \quad (7)$$

gdzie:

- a_8^G 10 - wskaźnik jednostkowego zużycia pary średnioprężnej SP na napęd dmuchaw,
- $r_{k_8}^G$ 10 - wskaźnik odzyskiwania kondensatu,
- a_9^G 10 - wskaźnik jednostkowego zużycia pary niskoprężnej NP1 na nawilżanie dmuchu,
- a_1^G 10 - wskaźnik jednostkowego zużycia energii elektrycznej,
- a_4^G 10 - wskaźnik jednostkowego zużycia wody przemysłowej,
- k_1, k_4, k_5, k_8, k_9 - koszty jednostkowe odpowiednio energii elektrycznej, wody przemysłowej, wody zmiękczonej, pary średnioprężnej SP i pary niskoprężnej NP1.

Pozostałe symbole objaśniono przy wzorze (1).



Rys. 9. Wykres uporządkowany zapotrzebowania dmuchu

Fig. 9. Time-distribution function of the demand of blast for one blast-furnace

Przyjęto następujące dane jednakowe dla rozpatrywanych wariantów:

$$\varphi_{G 10} = 0,112, \quad \beta_{G 10} = 0,039.$$

Pozostałe dane zamieszczono w tabeli 5. Wartości wskaźników a_1^G i a_4^G przyjęto na podstawie danych katalogowych, a wartość wskaźnika a_9^G na podstawie danych eksploatacyjnych. Optymalny jest wariant 1.

Tablica 5

Zestawienie danych i wyników obliczeń doboru
dmuchaw wielkopięcowych

Lp.	Wielkość	Jednostka	Wartość		
			Wariant 1	Wariant 2	Wariant 3
1	Wydażność nominalna	kmol/s	0,966	0,966	0,966
2	Liczba elementów	-	2	2	2
3	Nakłady inwestycyjne x)	mln zł	284,0	357,2	309,6
4	$a_{8 \ 10}^G$	kg/kmol	4,9839	4,6746	5,2395
5	$f_{5 \ 10}^G$	kg/kmol	4,8842	4,5811	5,1347
6	ϕ_{10} (ostatnia iteracja)	mln zł/rok	202,9	204,0	215,0

x) Według cen z roku 1983

3.3. Para wodna NP1

W wariancie III para wodna NP1 pochodzi z wylotu turbiny przeciwprężnej (część podstawowa produkcji - P_9) oraz ze stacji redukcyjno-schładzającej (część szczytowa - G_9). Optymalna moc nominalna turbiny przeciwprężnej wynika z minimalizacji funkcji celu (postać (1)), którą w tym przypadku ujmuje równanie:

$$\begin{aligned} \Phi_9 = & (\varrho_P 9 + \beta_P 9) I_P 9 + (\varrho_G 9 + \beta_G 9) I_G 9 + \\ & + \alpha_P 9 \dot{P}_n 9 + \alpha_G 9 \dot{G}_n 9 + (\lambda_P 9 + a_4^P 9 k_4 + a_8^P 9 k_8 - \\ & - f_1^P 9 k_1) P_9 + (\lambda_G 9 + a_7^G 9 k_7 + a_8^G 9 k_8) G_9 \rightarrow \min, \end{aligned} \quad (8)$$

gdzie:

- $a_4^P 9$ - wskaźnik jednostkowego zużycia wody przemysłowej,
- $a_8^P 9$ - wskaźnik jednostkowego zużycia pary średnioprężnej w turbinie SP,
- $a_7^G 9$ - wskaźnik jednostkowego zużycia wody zasilającej w stacji redukcyjno-schładzającej,
- $a_8^G 9$ - wskaźnik jednostkowego zużycia pary średnioprężnej SP w stacji redukcyjno-schładzającej,
- $f_1^P 9$ - wskaźnik ubocznego wytwarzania energii elektrycznej na strumieniu pary przeciwprężnej,
- k_1, k_4, k_7, k_8 - koszty jednostkowe energii elektrycznej, wody przemysłowej, wody zasilającej i pary średnioprężnej.

Pozostałe symbole objaśniono przy wzorze (1).

Dla doboru optymalnej mocy turbiny przeciwprężnej zastosowano algorytm opisany w [8]. Wykorzystując podane tam założenia można funkcję celu (8) sprowadzić do postaci:

$$\begin{aligned} \Phi_9 = & \varrho_P 9 I_P 9 + \left\{ \frac{1}{2 E k N} \left[\frac{N_{el n}}{(2 me) n} \tau_n + \int_{\tau_n}^{\tau_d} \frac{N_{el}}{2 me} d\tau \right] + \right. \\ & \left. - \frac{1}{2 E_{el} 2_{tp}} \left[N_{el n} \tau_n + \int_{\tau_n}^{\tau_d} N_{el} d\tau \right] \right\} k_2 + C \rightarrow \min, \end{aligned} \quad (9)$$

przy czym

$$C = (a_1 8 k_1 + a_7 8 k_7 - f_6 8 k_6 + \frac{K_S G 8}{\Omega_8}) a_8 9 \Omega_9 +$$

$$\begin{aligned}
 & + \beta_P g I_P g + (\alpha_G g + \beta_G g) I_G g + \alpha_P g \dot{P}_n g + \\
 & + \alpha_G g \dot{G}_n g + \alpha_P g P_g + \alpha_G g G_g + \\
 & + (a_4 g k_4 + a_7 g k_7) \Omega_g + \frac{a_8 g \Omega_g \Delta i_{od}}{\eta_{EKN}} + K_{poz},
 \end{aligned} \tag{10}$$

gdzie:

- $a_1 g, a_2 g, a_3 g, a_7 g$ - wskaźniki jednostkowego zużycia energii elektrycznej, węgla energetycznego, gazu wielkopiecowego i wody zasilającej w kotłowni pary średnioprężnej SP,
 $k_1, k_2, k_3, k_6, k_7, k_8$ - koszty jednostkowe energii elektrycznej, węgla energetycznego, gazu wielkopiecowego, pary wodnej NP2, wody zasilającej i pary wodnej średnioprężnej SP,
 $\Omega_g = P_g + G_g$ - roczna produkcja pary niskoprężnej NP1,
 $\Omega_g = G_g$ - roczna produkcja pary średnioprężnej SP,
 K_{SG8} - koszty stałe poniesione w kotłowni pary średnioprężnej,
 Δi_{od} - spadek entalpii pary w odbiornikach,
 η_{EKN} - sprawność energetyczna kotła netto,
 K_{poz} - pozostałe (poza kosztami węgla energetycznego) koszty obciążające produkcję energii elektrycznej w elektrowni kondensacyjnej.

Charakterystykę nakładów inwestycyjnych na turbozespół przeciwprężny ujmuje równanie [3]:

$$I_P g = a_T c_T c_n N_{el n}^{1-w_T}, \tag{11}$$

gdzie:

- a_T - współczynnik zależny od parametrów pary dolotowej,
 c_T - wskaźnik jednostkowych nakładów inwestycyjnych na turbozespół przeciwprężny,
 c_n - współczynnik zależny od liczby jednostek,
 w_T - wykładnik potęgowy charakterystyczny dla turbozespołów.

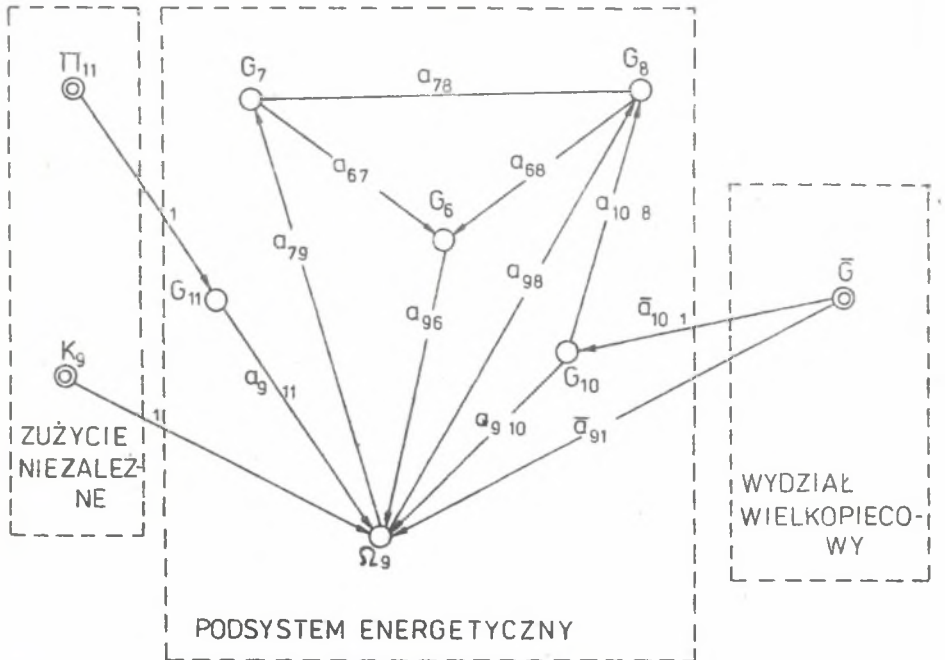
Dla zadanego wykresu uporządkowanego zapotrzebowania pary niskoprężnej NP1 moc elektryczna nominalna $N_{el n}$ oraz czas τ_n pracy turbiny przeciwprężnej przy obciążeniu nominalnym są wzajemnie od siebie zależne, tzn. narzuconej wielkości $N_{el n}$ odpowiada jednoznacznie czas τ_n . Wykres uporządkowany $\Omega_g(\tau)$ zapotrzebowania pary niskoprężnej NP1 wyzna-

cza się za pomocą splotu wykresów cząstkowych ujmujących zapotrzebowania pary dla potrzeb podsystemu technologicznego, na cele ogrzewania i sprzedaż dla odbiorców zewnętrznych [4, 7]:

$$\Omega_9(\tau) = w_{9,1}^1 \bar{G}_1(\tau) * A_{9,11} \Pi_{11}(\tau) * K_9(\tau), \quad (12)$$

gdzie:

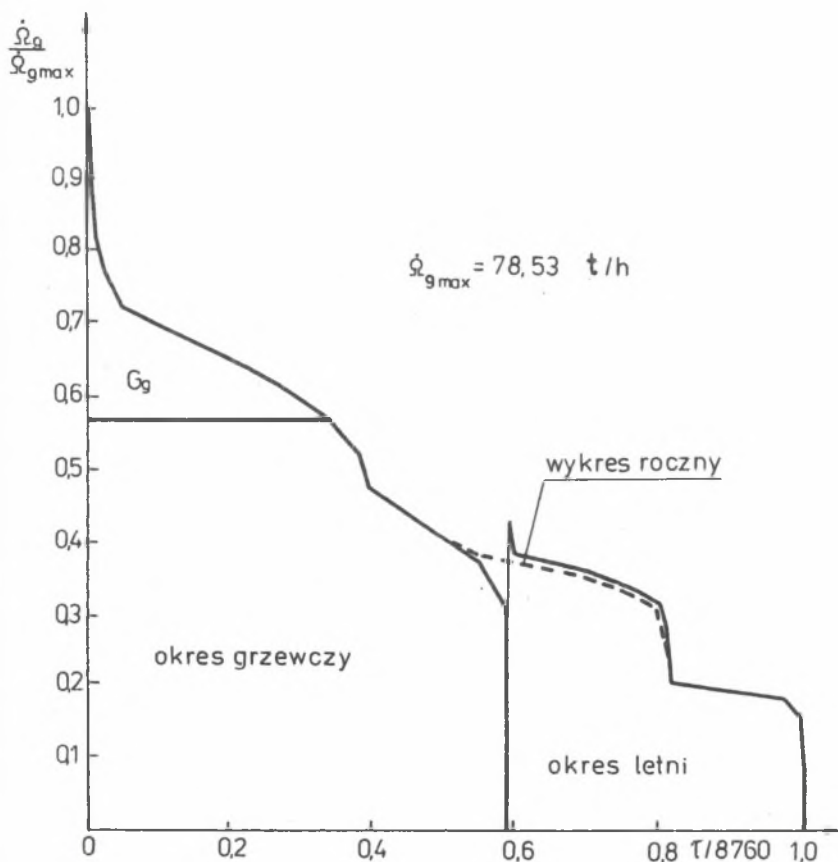
- $\Omega_9(\tau)$ - wykres uporządkowany sumarycznego zapotrzebowania pary niskoprężnej NP1,
- $w_{9,1}^1$ - współczynnik wzmocnienia uwzględniający zużycie bezpośrednie pary NP1 w wydziale wielkich pieców oraz zużycia pośrednie wynikające z powiązań między wydziałem wielkich pieców a gałęzią wytwórczą pary niskoprężnej NP1,
- $\bar{G}_1(\tau)$ - wykres uporządkowany produkcji surowki odlewniczej,
- $A_{9,11}$ - element macierzy odwrotnej $(E - SA + F)^{-1}$, który można interpretować jako współczynnik wzmocnienia wynikający ze wzajemnych powiązań w podsystemie energetycznym,
- $\Pi_{11}(\tau)$ - wykres uporządkowany zapotrzebowania ciepła grzejjego,
- $K_9(\tau)$ - wykres uporządkowany zapotrzebowania pary NP1 dla odbiorców zewnętrznych.



Rys. 10. Kompleks pary wodnej NP1 przedstawiony za pomocą grafu skierowanego

Fig. 10. Oriented graph for the complex of low-pressure steam 1

Na rys. 10 przedstawiono kompleks pary wodnej NP1 (wariant III) przedstawiony za pomocą grafu skierowanego. Stanowi on podstawę dla wyznaczenia współczynników wzmocnień. Sposób wyznaczania współczynników wzmocnień jest analogiczny do omówionego szczegółowo w następnym punkcie przypadku wyznaczania sumarycznego zapotrzebowania pary średnioprężnej SP. Na rys. 11 zamieszczono wykres uporządkowany sumarycznego zapotrzebowania pary wodnej niskoprężnej NP1 wyznaczony metodą splotu według równania (12). Splot wykresów uporządkowanych wyznaczono oddzielnie dla okresu grzewczego i letniego, a następnie utworzono wykres roczny.



Rys. 11. Wykres uporządkowany sumarycznego zapotrzebowania pary wodnej niskoprężnej NP1

Fig. 11. Time-distribution function of the global demand for low-pressure steam 1

Maksymalnemu strumieniowi $\dot{P}_9 \max$ pary niskoprężnej NP1 pobieranej z wylotu turbiny przeciwprężnej odpowiada moc nominalna wyznaczana ze wzoru:

$$N_{el n} = \dot{P}_9 \max \Delta i_{T s} \eta_{in} (\eta_{me})_n, \quad (13)$$

gdzie:

- $\Delta i_{T s}$ - izentropowy spadek entalpii pary w turbinie przeciwprężnej,
- η_{in} - sprawność wewnętrzna turbiny przy obciążeniu nominalnym,
- $(\eta_{me})_n$ - sprawność elektromechaniczna turbozespołu przy obciążeniu nominalnym.

Chwilowe obciążenie turbozespołu N_{el} dla zadanego strumienia pary \dot{P}_9 wyznacza się z charakterystyki energetycznej turbozespołu przeciwprężnego:

$$N_{el} = \frac{\dot{P}_9 - X d_n N_{el n}}{(1 - X) d_n}, \quad (14)$$

gdzie:

- X - wskaźnik biegu jałowego,
- d_n - jednostkowe zużycie pary przy obciążeniu nominalnym.

Pomiędzy zapotrzebowaniem ciepła a strumieniem pary \dot{P}_9 obowiązują zależności:

$$\dot{P}_9 \max = \frac{\dot{Q}_p \max}{i_p - \Delta i_{T s} \eta_{in} - i_k}, \quad (15)$$

$$\dot{P}_9 = \frac{\dot{Q}_p + \frac{N_{el}}{\eta_{me}}}{i_p - i_k}, \quad (16)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_p, \dot{Q}_p \max$ - strumień ciepła chwilowy i maksymalny (odpowiadający mocy nominalnej turbiny) uzyskany z kondensacji pary niskoprężnej NP1,
- i_p, i_k - entalpia właściwa pary świeżej i kondensatu.

Zależności $\eta_{in}(N_{el n}), \eta_{me n}(N_{el n}), X(N_{el n}), \eta_{me}(N_{el})$ przedstawiono w postaci równań empirycznych w [8].

Wykres uporządkowany zapotrzebowania ciepła aproksymuje się za pomocą równania:

$$\dot{Q}_p = (\dot{Q}_{\max}) - (\dot{Q}_{\min}) \left\{ \left(1 - \left(\frac{\tau}{\tau_d}\right)^{n_1} + \left(\frac{\tau}{\tau_d}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{\tau}{\tau_d}\right)^{n_2}\right]\right) \right\} + \dot{Q}_{\min}, \quad (17)$$

gdzie: \dot{Q}_{\max} , \dot{Q}_{\min} oznaczają maksymalny i minimalny strumień ciepła przekazywanego przez parę niskoprężną NP1. Współczynniki empiryczne n_1 i n_2 są dobierane za pomocą metody najmniejszych kwadratów. Równanie (17) obowiązuje w zakresie $\tau_n \leq \tau \leq \tau_d$.

Optymalną moc nominalną turbozespołu wyznacza się z warunku:

$$\frac{d \phi_g}{d \tau_n} = 0 \quad (18)$$

Wprowadzając do równania (9) zależność (11) oraz wykorzystując warunek (18), otrzymuje się:

$$\begin{aligned} & \rho_p g a_T c_T c_n (1 - w_T) N_{el n}^{-w_T} \frac{d N_{el n}}{d \tau_n} + \\ & + k_2 \left\{ \frac{1}{\eta_{Ek N}} \left[\frac{N_{el n}}{(\eta_{me})_n} + \left(\frac{1}{\eta_{me}} - N_{el n} \frac{d (\eta_{me})_n}{d N_{el n}} \right) \tau_n \frac{d N_{el n}}{d \tau_n} \right. \right. \\ & + \frac{d}{d \tau_n} \left(\int_{\tau_n}^{\tau_d} \frac{N_{el}}{\eta_{me}} d\tau \right) - \frac{1}{\eta_{E el} \eta_{tp}} \left[N_{el n} + \frac{d N_{el n}}{d \tau_n} \tau_n + \right. \\ & \left. \left. + \frac{d}{d \tau_n} \left(\int_{\tau_n}^{\tau_d} N_{el} d\tau \right) \right] \right\} = 0 \end{aligned} \quad (19)$$

Wykorzystując zależność na pochodną całki parametrycznej przy zmiennej dolnej granicy, uzyskuje się:

$$\begin{aligned} & \rho_p g a_T c_T c_n (1 - w_T) N_{el n}^{-w_T} \frac{d N_{el n}}{d \tau_n} + \\ & + k_2 \left\{ \frac{1}{\eta_{Ek N}} \int_{\tau_n}^{\tau_d} \frac{d}{d \tau_n} \left(\frac{N_{el}}{\eta_{me}} \right) d\tau + \left(\frac{1}{\eta_{me}} - \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{N_{el n}}{(\eta_{me})_n} \frac{d (\eta_{me})}{d N_{el n}} \right) \tau_n \frac{d N_{el n}}{d \tau_n} - \right. \end{aligned}$$

$$- \frac{1}{\eta_{E\ el} \eta_{tp}} \left[\frac{d N_{el\ n}}{d \tau_n} \tau_n + \int_{\tau_n}^{\tau_d} \frac{d N_{el}}{d \tau_n} d \tau \right] = 0 \quad (20)$$

Funkcja celu (20) wraz z zależnościami pomocniczymi stanowią algorytm służący do wyznaczenia optymalnej mocy turbiny przeciwprężnej.

Do obliczeń przyjęto następujące dane stałe:

- sprawność energetyczną elektrowni okondensacyjnej:

$$\eta_{E\ el} = 0,34,$$

- sprawność transformacji i przesyłu energii elektrycznej:

$$\eta_{tp} = 0,96,$$

- koszt jednostkowy energii chemicznej węgla energetycznego wraz z kosztami transportu: $k_2 = 76,5$ zł/GJ (według danych z roku 1983),

- sprawność energetyczna kotła netto: $\eta_{E\ k\ N} = 0,78$,

- współczynnik $a_T = 1 [3]$

- współczynnik $c_T = 25 \cdot 10^6$ zł/MW (według danych z roku 1983),

- współczynnik $c_n = 1 [3]$

- wykładnik $w_T = 0,3 [3]$

- skorygowana rata reprodukcji rozszerzonej: $Q_{p\ 9} = 0,11$ 1/rok,

- parametry pary średnioprężnej SP: $p_p = 3,5$ MPa, $t_p = 435$ °C,

- ciśnienie pary niskoprężnej NP1: $p = 0,8$ MPa.

W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano optymalną nominalną moc elektryczną turbozespołu: $N_{el\ n} = 3,45$ MW. Na wykresie uporządkowanym sumarycznego zapotrzebowania pary NP1 (rys. 11) przedstawiono obszary, w jakich zapotrzebowanie pokrywa para przeciwprężna i para ze stacji redukcyjno-schładzającej. Wskaźniki a_7^G oraz a_8^G jednostkowego zużycia odpowiednio wody zasilającej i pary średnioprężnej SP w stacji redukcyjno-schładzającej wyznaczone według równań bilansów substancji i energii. Wskaźnik $f_{1\ 9}^P$ ubocznego wytwarzania energii elektrycznej na strumieniu pary przeciwprężnej wyznacza się z równania

$$f_{1\ 9}^P = \frac{1}{P_9} (N_{el\ n\ opt} \tau_{n\ opt} + \int_{\tau_n}^{\tau_d} N_{el} d \tau), \quad (21)$$

gdzie: $N_{el\ n\ opt}$ i $\tau_{n\ opt}$ oznaczają optymalną moc nominalną turbozespołu przeciwprężnego oraz odpowiadający jej czas $\tau_{n\ opt}$ pracy turbozespołu przy obciążeniu nominalnym.

Wskaźnik $a_{8,9}^P$ zużycia wody przemysłowej wyznaczono na podstawie danych katalogowych turbozespołów przeciwprężnych. Wskaźnik $a_{8,9}^P$ zużycia pary wodnej średnioprężnej SP na produkcję pary niskoprężnej NP1 jest równy jedności.

3.4. Para wodna średnioprężna SP

W wariantcie III układu gospodarki energetycznej przewiduje się budowę kotłowni wyposażonej w kotły parowe opalane gazem wielkopiecowym spełniającym rolę paliwa podstawowego i uzupełniająco pyłem węgla kamiennego. W celu określenia liczby kotłów przyjęto opartą na doświadczeniu eksploatacyjnym zasadę, że liczba kotłów powinna być tak dobrana, aby pokryć zapotrzebowanie na ciepło do celów technologicznych oraz do ogrzewania przy średniej temperaturze najzimniejszego miesiąca, a ponadto należy przewidzieć jeszcze jeden kocioł rezerwowy. Kocioł rezerwowy spełnia rolę kotła szczytowego i kotła rezerwowego w okresie poza szczytem obciążenia grzewniczego [1].

Dobór układu kotłów przeprowadzono metodą porównywania następujących wariantów:

1. trzy kotły o wydajności maksymalnej trwałej 30 t/h każdy,
2. trzy kotły o wydajności maksymalnej trwałej 35 t/h każdy,
3. trzy kotły o wydajności maksymalnej trwałej 40 t/h każdy,
4. cztery kotły o wydajności maksymalnej trwałej 30 t/h każdy.

Przyjęto następujące założenia:

- a) liczebność obsługi kotłowni nie zależy od wydajności nominalnej kotłów parowych; jest natomiast uzależniona od liczby kotłów,
- b) remonty kotłów przeprowadza się w okresie letnim, przy czym w postoju planowanym znajduje się tylko jeden z kotłów, postoje większej liczby kotłów występują tylko w czasie awarii,
- c) maksymalny udział energii chemicznej węgla energetycznego w mieszance palnej w wysokości 50%; urządzenia do przygotowania pyłu węglowego i transportu popiołu są dobrane do przyjętego udziału energii chemicznej węgla w mieszance,
- d) nie uwzględnia się możliwości przeciążenia kotłów parowych.

Funkcja celu dla wyboru wariantu optymalnego ma postać:

$$\begin{aligned} \Phi_8 = & (q_{G8} + \beta_{G8}) I_{G8} + \alpha_{G8} \dot{G}_{n8} + \mathcal{R}_{G8} G_8 + S_{R8} + \\ & + G_8 (a_1^G k_1 + a_2^G k_2 + a_3^G k_3 + a_7^G k_7 - \\ & - f_6^G k_6) \rightarrow \min, \end{aligned} \quad (22)$$

gdzie:

- β_{G8}, β_{G8} - skorygowana rata reprodukcji rozszerzonej oraz rata kosztów stałych remontów i konserwacji dla kotłowni,
- I_{G8} - nakłady inwestycyjne na kotłownię,
- α_{G8}, α_{G8} - wskaźnik płac stałych i kosztów energii nie związanych z produkcją oraz wskaźnik zmiennych kosztów eksploatacji,
- \dot{G}_{n8}, G_8 - wydajność maksymalna trwała kotłowni oraz roczna produkcja pary średnioprężnej SP,
- S_{R8} - roczne straty ekonomiczne spowodowane niedoborem pary wodnej SP,
- $a_1^G, a_2^G, a_3^G, a_7^G$ - wskaźniki jednostkowego zużycia w kotłowni odpowiednio energii elektrycznej, węgla kamiennego, gazu wielkopiecowego i wody zasilającej,
- f_6^G - wskaźnik ubocznego wytwarzania pary wodnej NP2 w rozprężaczu odmulin,
- k_1, k_2, k_3, k_6, k_7 - koszty jednostkowe odpowiednio energii elektrycznej, węgla energetycznego, gazu wielkopiecowego, pary wodnej NP2 oraz wody zasilającej.

Wykres uporządkowany sumarycznego zapotrzebowania pary wodnej średnioprężnej sporządza się na podstawie grafu skierowanego przedstawiającego kompleks pary wodnej średnioprężnej (rys. 12). Graf ujmuje powiązania między elementami sterującymi zapotrzebowaniem pary SP a wytwórczością pary średnioprężnej. W wyniku analizy kompleksu wyróżnia się zbiór elementów sterujących wzajemnie niezależnych. Zbiór ten tworzą: wielkość sprzedaży pary wodnej NP1 - K_9 , zapotrzebowanie ciepła grzejnego Π_{11} oraz produkcja wydziału wielkich pieców \bar{G}_1 .

Uporządkowany wykres sumarycznego zapotrzebowania pary wodnej SP tworzy się za pomocą splotu dwu wykresów cząstkowych [4, 7]:

- uporządkowanego wykresu $\Omega_{81}^I(\tau)$ zapotrzebowania pary wodnej do celów wydziału wielkopiecowego (proces ciągły):

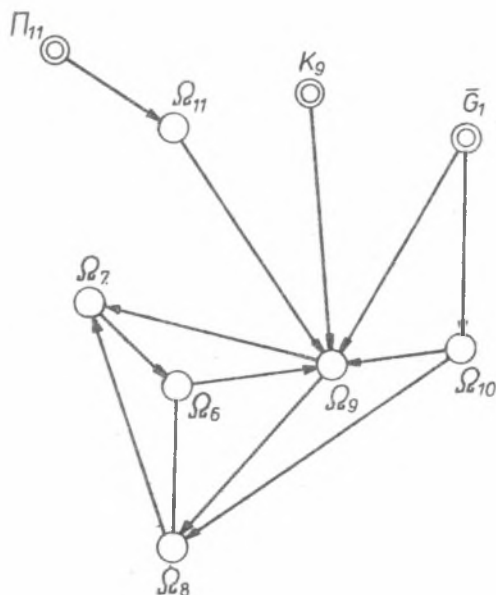
$$\Omega_{81}^I(\tau) = w_{81}^1 \bar{G}_1(\tau), \quad (23)$$

gdzie: w_{81}^1 oznacza współczynnik wzmocnienia między parą wodną a wydziałem wielkich pieców,

- uporządkowanego wykresu $\Omega_{8n}(\tau)$ zapotrzebowania pary wodnej SP dla celów zużycia niezależnych od wielkości produkcji oraz sprzedaży

$$\Omega_{8n}(\tau) = w_{89} K_9(\tau) * w_{811} \Pi_{11}(\tau), \quad (24)$$

gdzie: W_{89} i W_{811} oznaczają współczynniki wzmocnień między parą wodną SP a odbiorcami zewnętrznymi (sprzedaż pary wodnej) oraz odbiorcami ciepła grzejnego.



Rys. 12. Kompleks pary wodnej średnioprężnej SP przedstawiony za pomocą grafu skierowanego

Fig. 12. Oriented graph for the complex of medium-pressure steam

Współczynniki wzmocnień wyznaczono za pomocą reguły Masona:

$$W_{is} = \frac{1}{\Delta} \sum_z P_z \Delta_z, \quad (25)$$

$$\Delta = 1 - t_1 + t_2 - t_3 \dots + (-1)^q t_q, \quad (26)$$

gdzie:

W_{is} - współczynnik wzmocnienia dla części grafu od wierzchołka źródłowego s (z którego krawędzie wychodzą) do dowolnego wierzchołka i ,

Δ - wyznacznik grafu (wyznacznik układu równań reprezentowanych przez graf),

P_z - wzmocnienie drogowe z -tej ścieżki skierowanej z wierzchołka s ,

Δ_z - wyznacznik części grafu, tzn. suma składników wg równania (26) z pominięciem składników zawierających cykle stykające się z P_z ,

- t_1 - suma wzmoceń cyklowych wszystkich cykli,
- t_2 - suma iloczynów wzmoceń cyklowych wszystkich wierzchołkowo-rozłącznych cykli branych kolejno po dwa,
- t_3 - suma iloczynów wzmoceń cyklowych wszystkich wierzchołkowo-rozłącznych cykli branych kolejno po trzy,
- t_q - suma iloczynów wzmoceń cyklowych wszystkich wierzchołkowo-rozłącznych cykli branych kolejno po q ,
- q - maksymalna liczba wierzchołkowo-rozłącznych cykli w grafie.

W pierwszej kolejności wyznacza się sprzężenia zwrotne, które opisuje się jako iloczyny wag krawędzi wychodzących i dochodzących do tego samego wierzchołka w grafie (wzmocnienia cyklowe). Sprzężenia zwrotne i ich wzmocnienia cyklowe dla analizowanego przykładu przedstawiono w tabelicy 6. Suma wzmoceń cyklowych t_1 wszystkich cykli wynosi:

$$t_1 = a_{9\ 6} a_{6\ 7} a_{7\ 8} a_{8\ 9} - a_{9\ 6} f_{6\ 8} a_{8\ 9} + a_{9\ 6} a_{6\ 7} a_{7\ 9} \quad (27)$$

gdzie:

- $a_{9\ 6}$ - wskaźnik jednostkowego zużycia pary wodnej NP1 w stacji redukcyjnej 0,8/0,12 MPa,
- $a_{6\ 7}$ - wskaźnik jednostkowego zużycia pary wodnej NP2 w odgazowywaczu,
- $a_{7\ 8}$ - wskaźnik jednostkowego zużycia wody zasilającej w kotłowni,
- $a_{8\ 9}$ - wskaźnik jednostkowego zużycia pary wodnej SP na wytworzenie pary NP1,
- $f_{6\ 8}$ - wskaźnik ubocznego wytwarzania pary wodnej NP2 w rozprężaczu odmulin,
- $a_{7\ 9}$ - wskaźnik jednostkowego zużycia wody zasilającej w stacji redukcyjno-schładzającej 3,5/0,8 MPa.

Suma wzmoceń cyklowych $t_2, t_3 \dots, t_q$ wynosi zero.

Tabela 6

Zestawienie wzmoceń cyklowych

Lp.	Sprzężenie zwrotne (cykl)	Wzmocnienie cyklowe
1	$\Omega_{9-6-7-8-9}$	$a_{9\ 6} a_{6\ 7} a_{7\ 8} a_{8\ 9}$
2	$\Omega_{9-6-8-9}$	$-a_{9\ 6} f_{6\ 8} a_{8\ 9}$
3	$\Omega_{9-6-7-9}$	$a_{9\ 6} a_{6\ 7} a_{7\ 9}$

Następnie wyznacza się wzmocnienia drogowe ujmujące iloczyny wag wszystkich krawędzi z wierzchołka dotyczącego gałęzi sterującej do wierzchołków dotyczących nośników energii. Dla każdego wzmocnienia drogowego z-tej ścieżki skierowanej określa się wartość wyznacznika Δ_z dla tej części grafu przedstawionego na rys. 12, która nie ma wierzchołków wspólnych z z-tą ścieżką skierowaną. Zestawienie wzmocnień drogowych dla przypadku wyznaczania współczynnika wzmocnienia $W_{8,1}$ przedstawiono w tabelicy 7. Współczynnik wzmocnienia $W_{8,1}$ wyznaczony według reguły Masona ma postać:

$$W_{8,1} = \frac{a_{8,10} \bar{a}_{10,1} (1 - a_{9,6} a_{6,7} a_{7,9}) + a_{8,9} (a_{9,10} \bar{a}_{10,1} + a_{9,1})}{1 - a_{9,6} a_{6,7} a_{7,8} a_{8,9} + a_{9,6} a_{6,8} a_{8,9} - a_{9,6} a_{6,7} a_{7,9}} \quad (28)$$

gdzie:

- $a_{8,10}$ - wskaźnik jednostkowego zużycia pary SP w turbinach napędzających dmuchawy,
- $\bar{a}_{10,1}$ - wskaźnik jednostkowego zużycia dmuchu na produkcję surówki odlewniczej,
- $a_{9,10}$ - wskaźnik jednostkowego zużycia pary niskoprężnej NP1 do nawilżania dmuchu wielkopiecowego,
- $\bar{a}_{9,1}$ - wskaźnik jednostkowego zużycia pary wodnej NP1 w wydziale wielkich pieców.

Tabela 7

Zestawienie wzmocnień drogowych

Numer drogi z	Numer nośnika energii i	Numer elementu sterującego s	Wzmocnienie drogowe z-tej ścieżki skierowanej P_z	Wyznacznik Δ_z
1	8	1	$a_{8,10} \bar{a}_{10,1}$	$1 - a_{9,6} a_{6,7} a_{7,9}$
2	8	1	$a_{8,9} a_{9,10} \bar{a}_{10,1}$	1
3	8	1	$a_{8,9} \bar{a}_{9,1}$	1

Współczynniki wzmocnień $W_{8,9}$ i $W_{8,11}$ są równe odpowiednim współczynnikom macierzy odwrotnej $(E - SA + F)^{-1}$ i wyrażone są za pomocą relacji:

$$W_{89} = A_{89} = \frac{a_{89}}{1 - a_{96} a_{67} a_{78} a_{89} + a_{96} f_{68} a_{89} - a_{96} a_{67} a_{79}} \quad (29)$$

$$W_{811} = A_{811} = \frac{a_{89} a_{911}}{1 - a_{96} a_{67} a_{78} a_{89} + a_{96} f_{68} a_{89} - a_{96} a_{67} a_{79}} \quad (30)$$

Wykres uporządkowany $G_8(z)$ sumarycznego zapotrzebowania pary wodnej SP wyznacza się za pomocą operacji splotu [4] według równania:

$$G_8(z) = \Omega_{81}^I(z) * \Omega_{8\pi}(z) \quad (31)$$

Wykresy uporządkowane $K_9(z)$, $\Pi_{11}(z)$ i $\bar{G}_1(z)$ ujmują rysunki 6, 7 i 2. Sploty wykresów uporządkowanych według równań (24) i (31) wykonano za pomocą metody numerycznej przedstawionej w [4] oddzielnie dla okresu grzewczego i letniego. Rysunek 13 ujmuje wykres uporządkowany sumarycznego zapotrzebowania pary średnioprężnej.

Roczne straty ekonomiczne S_{R8} spowodowane niedostarczeniem pary w wymaganej ilości oceniono w [9] według algorytmu przedstawionego w [2].

Przyjęto następujące dane liczbowe:

a) charakterystykę nakładów inwestycyjnych w kotłowni opisuje równanie

$$I_{G8} = a_k c_k (0,25 n_8^{-0,3} + 0,75) n_{G8} \dot{G}_{n8}^{0,65}, \quad (32)$$

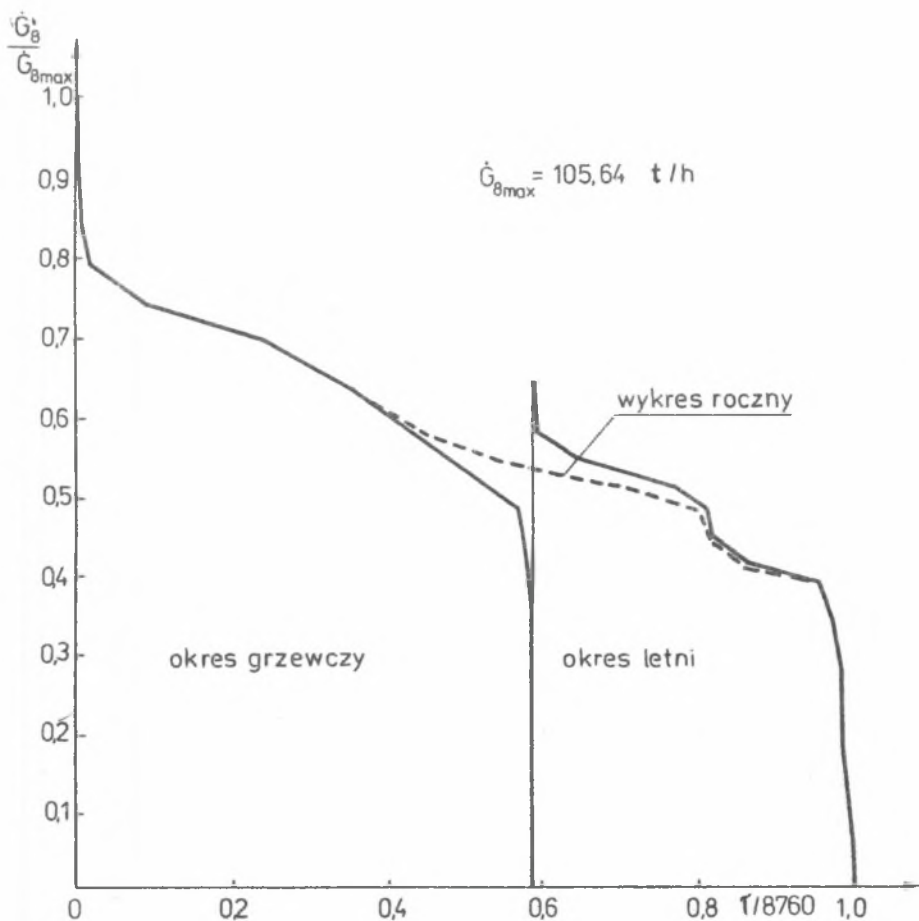
gdzie:

a_k - współczynnik zależny od parametrów pary wodnej, $a_k = 1,0$ dla parametrów pary SP: 3,5 MPa, 450°C,

c_k - współczynnik zależny od poziomu cen urządzeń i kosztów robót budowlano-montażowych, $c_k = 45,16 \cdot 10^6$ zł/t (według cen z roku 1983).

b) zależność sprawności η_{Ek} kotła pyłowo-gazowego od udziału z_g gazu wielkopieczowego opisuje równanie:

$$\eta_{Ek} = 0,307 z_g^2 - 0,361 z_g + 0,848, \quad (33)$$



Rys. 13. Wykres uporządkowany sumarycznego zapotrzebowania pary średnio-prężnej SP

Fig. 13. Time-distribution function of the global demand for medium-pressure steam

c) zależność wydajności maksymalnej trwałej kotła od udziału z_g gazu wielkopiecowego ujmuje równanie

$$\frac{\dot{G}_{p \max}}{\dot{G}_{p \max 0}} = 1 - 0,4 z_g, \quad (34)$$

gdzie: $\dot{G}_p \max$ o oznacza maksymalną trwałą wydajność kotła przy opalaniu wyłącznie węglem energetycznym,

- d) rata reprodukcji rozszerzonej $\rho_{G8} = 0,105$, natomiast rata kosztów stałych remontów i konserwacji $\beta_{G8} = 0,063$,
- e) wskaźnik zmiennych kosztów eksploatacji $\alpha_{G8} = 9 \text{ zł/t}$,
- f) wartości współczynników a_{18}^G , a_{58}^G , f_{68}^G odpowiednio zużycia energii elektrycznej i wody zasilającej oraz ubocznego wytwarzania pary wodnej NP2 przyjęto na podstawie danych z eksploatacji istniejących kotłowni dwupaliwowych,
- g) średni przyrost entalpii pary w kotle $\Delta i_p = 2891 \text{ kJ/kg}$.

W celu wyznaczenia wartości współczynników a_{28}^G i a_{38}^G zużycia węgla energetycznego i gazu wielkopiecowego w kotłowni należy dokonać prognozy zużycia paliw. Wielkościami wejściowymi w analizie prognostycznej gospodarki gazem wielkopiecowym i węglem energetycznym są:

- sumaryczny uporządkowany wykres $G_g(\tau)$ zapotrzebowania pary wodnej SP,
- uporządkowany wykres $\Delta E_{ch\ gw}(\tau)$ nadmiarowych ilości gazu wielkopiecowego przeznaczonych do spalania w kotłowni,
- zależność wydajności maksymalnej trwałej $\dot{G}_p \max$ kotłowni od udziału z_g gazu wielkopiecowego w mieszance palnej,
- charakterystyka energetyczna zespołu kotłów dwupaliwowych pyłowo-gazowych.

Sposób wyznaczania wskaźników a_{28}^G i a_{38}^G omówiono szczegółowo w [9].

Przedstawiony algorytm stanowi podstawę doboru układu kotłów metodą porównywania wariantów. Wyniki obliczeń zamieszczono w tabelicy 8. Dobrano kotłownię wyposażoną w trzy kotły parowe pyłowo-gazowe o wydajności maksymalnej trwałej 40 t/h każdy.

Tabela 8

Zestawienie danych i wyników obliczeń dla kotłowni pary średnioprężnej SP

Lp.	Wielkość	Jedn.	Wartość			
			Variant 1	Variant 2	Variant 3	Variant 4
1	Wydajność maksymalna trwała	t/h	30	35	40	30
2	Liczba kotłów	szt.	3	3	3	4
3	$(\rho_{G8} + \beta_{G8}) I_{G8}^*$	$\frac{\text{mln zł}}{\text{rok}}$	193,1	213,4	232,7	256,3
4	$\alpha_{G8} \dot{G}_{n8}^*$	$\frac{\text{mln zł}}{\text{rok}}$	15,72	15,72	15,72	17,05
5	S_{R8}^*	$\frac{\text{mln zł}}{\text{rok}}$	75,4	58,2	39,7	19,2
6	a_{28}^G	GJ/t	0,311718	0,144232	0,075080	0,07508
	a_{38}^G	GJ/t	3,369881	3,477198	3,622084	3,62208
7	ϕ_8 (w ostatniej iteracji)	$\frac{\text{mln zł}}{\text{rok}}$	568,4	564,7	558,2	563,8

*) Według cen z roku 1983

3.5. Woda zasilająca

Dobór pomp zasilających przeprowadza się za pomocą metody analizy wariantów. Przewiduje się zastosowanie pomp wirowych, wielostopniowych z napędem elektrycznym. W celu określenia wydajności maksymalnej $\dot{G}_7 \max$ pompowni należy uwzględnić maksymalną trwałą wydajność kotłowni, straty wody w kotłowni na odsalanie i odmulanie oraz maksymalne zapotrzebowanie wody zasilającej przez stację redukcyjno-schładzającą. Wydajność maksymalna $\dot{G}_7 \max$ pompowni wody zasilającej spełnia zależność:

$$\dot{G}_7 \max \geq a_{78}^G \dot{G}_8 \max + a_{79}^G \dot{\Omega}_9 \max \quad (35)$$

gdzie: $\dot{\Omega}_9 \max$ oznacza maksymalne zapotrzebowanie pary wodnej NP1.

W każdym wariantcie przewiduje się zainstalowanie dodatkowej pompy rezerwowej z napędem elektrycznym tego samego typu i o tej samej wydajności jak pompy podstawowe. Ponadto dla zapewnienia ciągłości pracy kotłowni (z uwagi na ciągłość pracy dmuchaw wielkopiecowych) przewidziano na wypadek awarii połączeń z siecią elektryczną zainstalowanie dwóch identycznych pomp o wydajności 45 t/h każda, napędzanych silnikami spalinowymi.

Funkcja celu w przypadku doboru układu wody zasilającej ma postać:

$$\Phi_{G7} = (\gamma_{G7} + \beta_{G7}) I_{G7} + \alpha_{G7} \dot{G}_{n7} + (\lambda_{G7} + a_{17}^G k_1) G_7 + S_{R7} \rightarrow \min, \quad (36)$$

gdzie:

- γ_{G7}, β_{G7} - skorygowana rata reprodukcji rozszerzonej oraz rata kosztów stałych remontów i konserwacji,
- I_{G7} - nakłady inwestycyjne na pompy zasilające,
- $\alpha_{G7}, \lambda_{G7}$ - wskaźnik płac stałych i kosztów energii nie związanych z produkcją oraz wskaźnik zmiennych kosztów eksploatacji,
- \dot{G}_{n7}, G_7 - wydajność nominalna pompowni oraz roczna produkcja wody zasilającej,
- a_{17}^G - wskaźnik jednostkowego zużycia energii elektrycznej w pompowni wody zasilającej,
- S_{R7} - roczne straty ekonomiczne spowodowane niedoborem wody zasilającej.

Przyjęto następujące założenia:

- a) łączna wydajność pomp powinna być tak dobrana, aby po wypadnięciu z eksploatacji największej pompy wydajność pozostałych była wystarczająca do pokrycia całkowitego zapotrzebowania wody zasilającej,
- b) wydajność pompowni nie powinna ograniczać wydajności kotłowni parowej,

- c) przewiduje się zastosowanie pomp o jednakowych wydajnościach nominalnych,
 d) z uwagi na zastosowany układ pomp rezerwowych przyjęto:

$$S_{K7} = 0,$$

- e) przyjęto jednakowe we wszystkich wariantach zmienne koszty eksploatacji (z wyłączeniem zużycia energii elektrycznej).

Dane do obliczeń:

- a) rata reprodukcji rozszerzonej $\rho_{G7} = 0,114$, natomiast rata kosztów stałych remontów i konserwacji $\beta_{G7} = 0,029$,
 b) nakłady inwestycyjne związane z rozważanymi wariantami oraz koszty płac stałych i koszty energii nie związane z produkcją podano w tabelicy 9.

Szczegółowe obliczenia dotyczące doboru pomp zasialających zamieszczono w [9]. Wyniki obliczeń ujmuje tablica 9. W wyniku przeprowadzonej analizy dobrano wariant drugi.

Tablica 9

Zestawienie danych i wyników obliczeń doboru pomp wody zasilającej

Lp.	Wielkość	Jedn.	Wartość		
			Wariant 1	Wariant 2	Wariant 3
1	Wydajność nominalna	t/h	27	45	75
2	Liczba pomp zasilających	szt.	5	3	2
3	Moc silnika napędowego	kW	80	160	200
4	Nakłady inwestycyjne I_{G7}^*	mln zł	10,89	8,07	69,5
5	$\alpha_{G7} \dot{G}_{n7}^*$	$\frac{\text{mln zł}}{\text{rok}}$	4,01	2,68	2,68
6	a_{17}^G	$\frac{\text{MWh}}{10^3 \text{ t}}$	0,00312	0,002757	0,002942
7	Φ_7 (ostatnia iteracja)	$\frac{\text{mln zł}}{\text{rok}}$	8,834	6,713	6,747

*) Według cen z roku 1983

4. PRZEBIEG PROCEDURY OBLICZENIOWEJ

Procedura obliczeniowa doboru optymalnej struktury gospodarki energetycznej zakładu przemysłowego jest procedurą iteracyjną wynikającą z zastosowanej dekompozycji globalnego zadania optymalizacyjnego za pomocą metody nieoznaczonych czynników Lagrange'a. Wymóg zgodności kryterium globalnego z kryteriami lokalnymi zapewnia procedura koordynacyjna, która stanowi metoda macierzowa wyznaczania kosztów jednostkowych nośników energii.

Pierwsze przybliżenie kosztów jednostkowych nośników energii, które spełniają rolę nieoznaczonych czynników Lagrange'a, zamieszczono w tablicy 2. Tablica 3 zawiera wartości początkowego przybliżenia współczynników zużycia i ubocznego wytwarzania nośników energii ujmujących powiązania w obrębie podsystemu silnie spójnego (para wodna SP, para wodna NP1, para wodna NP2 i woda zasilająca). Przebieg obliczeń jest zgodny z przedstawionym na rys. 1 schematem blokowym algorytmu doboru optymalnej struktury gospodarki energetycznej.

Moce nominalne maszyn i urządzeń energetycznych wyznaczano każdorazowo w pętli iteracyjnej dotyczącej procedury koordynacyjnej (zewnętrzna pętla iteracyjna dla badanego wariantu). Dodatkowo dla gałęzi energetycznych tworzących podsystem silnie spójny zachodziła konieczność doboru urządzeń w pętli iteracyjnej ujmującej wyznaczanie wartości współczynników zużycia i ubocznego wytwarzania nośników energii (wewnętrzne pętle iteracyjne).

W rozpatrywanym przykładzie konieczne było wykonanie czterech iteracji w procedurze wyznaczania kosztów jednostkowych nośników energii. W każdej zewnętrznej pętli iteracyjnej wykonano trzy iteracje w pętli wewnętrznej w ramach podsystemu silnie spójnego. W zewnętrznej pętli iteracyjnej w pierwszej kolejności przeprowadzono dobór sprężarek powietrza i dmuchaw wielkopiecowych. Z uwagi na stałą wartość kosztu jednostkowego energii elektrycznej i wody przemysłowej na poziomie każdej iteracji, optymalne rozwiązanie stacji sprężarek powietrza otrzymuje się w pierwszej iteracji bezpośrednio po obliczeniu wartości funkcji celu dla porównywanych wariantów. Wartości funkcji celu Φ_{10} dotyczące wariantów dmuchaw wielkopiecowych są inne na poziomie każdej iteracji, gdyż w zewnętrznej pętli iteracyjnej zmienia się koszt jednostkowy k_8 pary wodnej SP decydujący o wielkości kosztów eksploatacji. Wartość funkcji celu Φ_{10} wynosiła 96,14 mln zł/rok w pierwszej iteracji i 202,9 mln zł/rok w ostatniej (dotyczącej wariantu optymalnego). Tak duża rozbieżność wynika ze znacznej różnicy między pierwszym przybliżeniem kosztu jednostkowego pary średnioprężnej a jego wartością ostateczną.

W ramach podsystemu silnie spójnego realizuje się wewnętrzną pętlę iteracyjną. Z uwagi na dobre pierwsze przybliżenie wartości technicznych

współczynników produkcji i założenia upraszczające poczynione w lokalnych algorytmach doboru urządzeń, liczba iteracji w wewnętrznej pętli wynosi 3.

Obliczenia w wewnętrznej pętli iteracyjnej kończą się w momencie uzyskania wymaganej dokładności wyznaczania współczynników zużycia i ubocznego wytwarzania nośników energii. W przykładzie przyjęto dokładność $\varepsilon_{\text{dop}} = 0,005$. Wartości ε_{dop} odpowiada dokładność rozwiązania równań bilansu nośników energii wynosząca około 0,3%. W wewnętrznej pętli iteracyjnej dobierane są kotły parowe, turbozespół przeciwpięśny oraz pompownia wody zasilającej. Z uwagi na dobre przybliżenie początkowe wykresu uporządkowanego sumarycznego zapotrzebowania pary wodnej NP1 oraz założenia poczynione w algorytmie doboru turbozespołu nieznaczne zmiany mocy nominalnej w iteracjach nie mają wpływu na dobór turbozespołu, którego optymalną moc nominalną określono w pierwszej iteracji. Dobór kotłów parowych przeprowadzono metodą analizy wariantów. W pierwszym przybliżeniu optymalne rozwiązanie stanowi układ kotłów o wydajności maksymalnej trwałej 105 t/h. W wyniku obliczeń iteracyjnych ostatecznie dobrano kotłownię o wydajności maksymalnej trwałej 120 t/h. Wydajność nominalną i liczbę pomp zasilających określono w pierwszej iteracji. Obliczenia w zewnętrznej pętli iteracyjnej kończy się po uzyskaniu wymaganej dokładności wyznaczania kosztów jednostkowych nośników energii. W przykładzie przyjęto $\nu_{\text{dop}} = 0,005$. Większa dokładność obliczeń nie ma już wpływu na dobór optymalnych mocy i wydajności urządzeń energetycznych.

LITERATURA

- [1] Andrzejewski S.: Podstawy projektowania siłowni ciepłych. WNT, Warszawa 1974.
- [2] Golarz T.: Dobór kotłów i turbozespołów do pokrywania potrzeb technologicznych dużych zakładów przemysłowych. Energetyka nr 6, 1977.
- [3] Marecki J.: Skojarzona gospodarka ciepłno-elektryczna. WNT, Warszawa 1980.
- [4] Szargut J.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej. WNT, Warszawa 1983.
- [5] Ziębik A.: Model matematyczny bilansu energetycznego dla potrzeb projektu wstępnego gospodarki energetycznej zakładu przemysłowego. Problemy Projektowe nr 3, 1986.
- [6] Ziębik A., Gwóźdź J.: Metoda macierzowa wyznaczania kosztów jednostkowych w gospodarce energetycznej zakładu przemysłowego. Archiwum Energetyki nr 1-2, 1983.
- [7] Ziębik A., Presz K.: Metodyka komputerowego wspomaganie projektowania gospodarki energetycznej zakładu przemysłowego. ZN Politechniki Śląskiej, Energetyka z.107, 1989.
- [8] Ziębik A.: Metoda analityczno-numeryczna doboru optymalnej mocy nominalnej turbiny przeciwpięśnej. Mat. Sympozjum PTMTS "Zagadnienia energetyczne w mechanice", Szczyrk 1989.

- [9] Ziębik A. i in.: Doskonalenie metodologii komputerowego wspomagania procesu projektowania gospodarki energetycznej zakładu przemysłowego ze szczególnym uwzględnieniem elektrociepłowni. Praca n-b w ramach CPBP nr 02.18, zad. 2.3.2.2. Gliwice 1988.

Recenzent: Doc. dr inż. Antoni Guzik

СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ НОМИНАЛЬНЫХ
МОЩНОСТЕЙ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЕЙ УСТАНОВОК
ПРОМЫШЛЕННОГО ЭНЕРГОХОЗЯЙСТВА

Р е з ю м е

На примере энергохозяйства металлургического завода представлен системный подход к определению номинальных мощностей и производительностей энергетических установок. В представленном алгоритме используется метод множителей Лагранжа для декомпозиции глобальной задачи оптимизации. Матричный метод определения стоимости единицы энергоносителей является процедурой координации.

A SYSTEM APPROACH TO THE DETERMINATION
OF THE POWER RATING AND NOMINAL CAPACITY
OF THE EQUIPMENT OF INDUSTRIAL ENERGY SYSTEMS

S u m m a r y

The paper deals with a method of determination of the power rating and nominal capacity of energy equipment basing on an example of energy management of ironworks. This method is based on the principles of system analysis. For the purpose of decomposing the global problem of optimization the Lagrange method has been used. The matrix method of calculating the unit costs of energy carriers is a coordination procedure warranting the agreement of local optimum values with the global one.