

Andrzej WAWSZCZAK  
Politechnika Łódzka  
Instytut Elektroenergetyki  
andrzej.wawszczak@o.lodz.pl

### **ANALIZA PORÓWNAWCZA OBIEGÓW CIEPLNYCH ELEKTROWNI PAROWYCH NA PARAMETRY ULTRANADKRYTYCZNE**

*Streszczenie:* W artykule przedstawiono wyniki analizy termodynamicznej trzech obiegów cieplnych elektrowni parowych na parametry ultranadkrytyczne: 35 MPa i 700°C. Analizę przeprowadzono dla obiegów o różnych sposobach napędu pompy wody zasilającej. Obliczenia optymalizacyjne wykonano z wykorzystaniem algorytmu genetycznego.

*Słowa kluczowe:* analiza termodynamiczna, parametry ultranadkrytyczne.

### **THE ANALYSIS OF THERMAL CYCLE OF STEAM POWER STATIONS ON ULTRASUPERCRITICAL PARAMETERS**

*Abstract:* In the paper the results of the thermodynamic analysis of three thermal cycle of steam power stations on ultrasupercritical parameters: 35 MPa and 700°C were presented. The analysis for cycles about different manners of the drive pump feedwater was made. Optimization calculations with use of a genetic algorithm were performed.

*Keywords:* thermodynamic analysis, ultrasupercritical parameters.

#### **1. WPROWADZENIE**

Wśród działań zmierzających do zwiększenia szeroko rozumianej efektywności energetycznej źródeł wytwarzania energii elektrycznej, na szczególną uwagę zasługuje analiza i ocena możliwości poprawy sprawności energetycznej dużych bloków energetycznych, o mocach ok. 900 MWe ( $\leq 1000$  MWe). Bloki tego typu, opalane konwencjonalnymi paliwami kopalnymi, stają się pewnego rodzaju standardem w energetyce zawodowej. Są to układy cieplne, w których woda, jako czynnik termodynamiczny, osiąga parametry znacznie przekraczające wartości krytyczne (22,1 MPa, 374°C).

Możliwości poprawy sprawności energetycznej w tego typu układach polegają w pierwszej kolejności na zwiększaniu ciśnienia i temperatury pary przegrzanej doprowadzanej do turbiny oraz obniżaniu ciśnienia pary w jej skraplaczu. Zwiększanie parametrów termodynamicznych pary przegrzanej napotyka na bariery natury materiałowej, związanej głównie z właściwościami wytrzymałościowymi materiałów stosowanych w konstrukcji kotłów energetycznych (końcowe stopnie przegrzewaczy pary) oraz turbin parowych (stopnie wysokoprężne). Z kolei głównym ograniczeniem obniżenia ciśnienia pary w skraplaczu turbiny jest temperatura otoczenia, do którego można odprowadzić strumień energii w wodzie chłodzącej skraplacz.

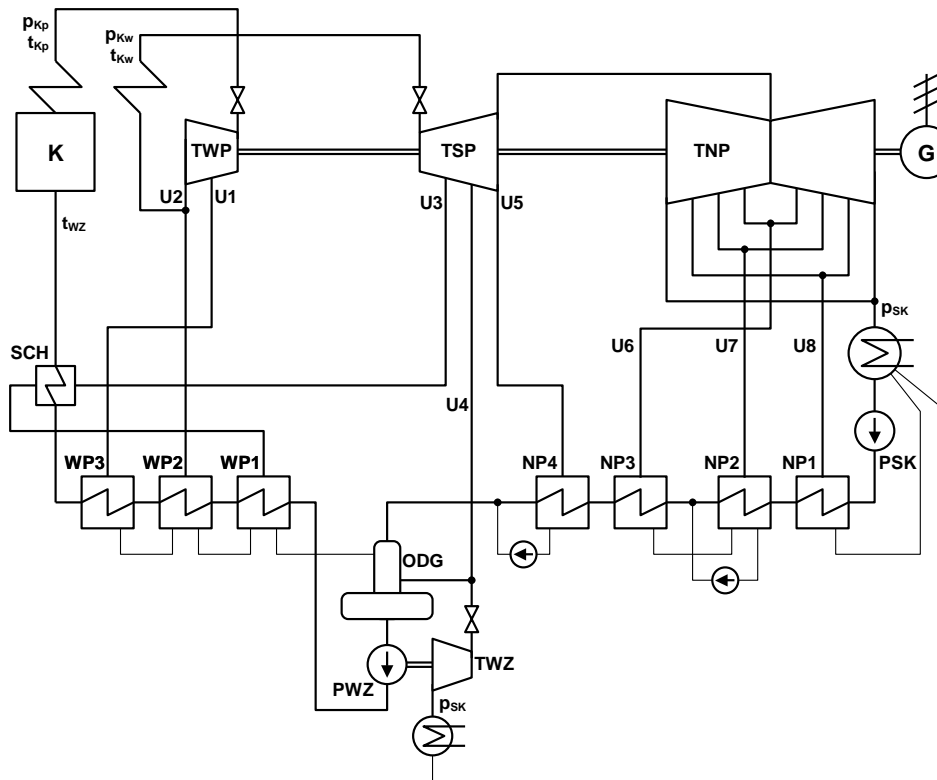
Kolejnym sposobem poprawy sprawności bloku energetycznego jest zwiększenie sprawności poszczególnych jego urządzeń: kotła, turbiny, turbogeneratorsa oraz urządzeń potrzeb własnych. Szczególnie urządzenia potrzeb własnych ze względu na różnorodność i ciągły postęp w ich konstrukcjach powodujących wzrost sprawności: pomp, wentylatorów, silników elektrycznych oraz coraz doskonalsze systemy sterowania i regulacji ich wydajności, dają pewne możliwości zwiększenia sprawności bloku energetycznego jako całości.

Również obszarem zagadnień, których analiza może przyczynić się do zwiększenia sprawności bloku energetycznego, są propozycje zmian struktur technologicznych obiegów termodynamicznych dużych bloków energetycznych. Analiza termodynamiczna i optymalizacja tego typu propozycji może przyczynić się do oceny ich przydatności dla zwiększenia sprawności bloku energetycznego.

## 2. ZAŁOŻENIA WSTĘPNE

Dla potrzeb analizy termodynamicznej i obliczeń optymalizacyjnych bloku energetycznego na parametry ultranadkrytyczne przyjęto układ cieplny bloku o schemacie przedstawionym na rys. 1. Charakterystycznym elementem tego układu jest napęd największego odbioru potrzeb własnych – pompy wody zasilającej kocioł (PWZ) oddzielną turbiną parową (TWZ). Turbina ta jest zasilana parą z tego samego upustu turbiny głównej co odgazowywacz. Układ tego typu jest powszechnie stosowany dla bloków energetycznych o mocach  $>300 \text{ MW}_e$ . Główną zaletą tego sposobu napędu PWZ jest możliwość regulacji jej wydajności poprzez zmianę prędkości obrotowej. Alternatywnym rozwiązaniem jest układ dwóch PWZ pracujących równolegle i napędzanych silnikami elektrycznymi asynchronicznymi, a regulacja wydajności poprzez zmianę prędkości obrotowej odbywa się sprzęgłami hydrokinetycznymi lub przemiennikami częstotliwości. Układ taki (bez TWZ) będzie również analizowany w dalszej kolejności.

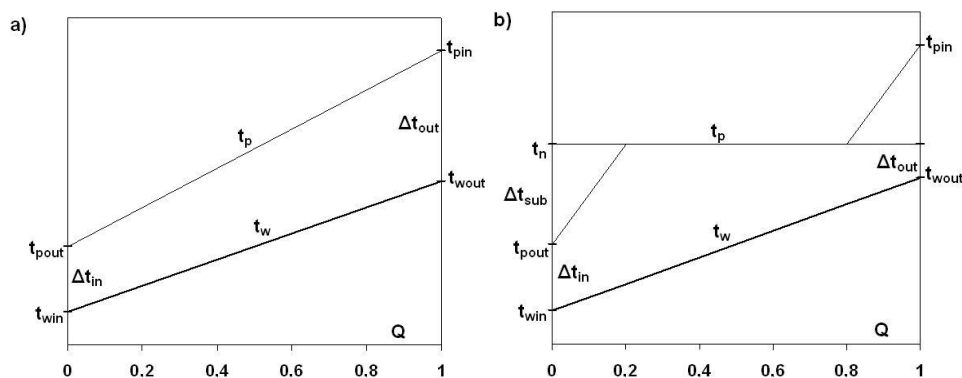
Na rys. 2 przedstawiono rozkłady temperatur w schładzaczach i wymiennikach regeneracyjnych użytych w układzie cieplnym bloku energetycznego z zaznaczonymi charakterystycznymi różnicami temperatur.



Rys. 1. Podstawowy schemat układu cieplnego obiegu termodynamicznego bloku energetycznego na parametry ultranadkrytyczne: K – kocioł, TWP, TSP, TNP – wysoko-, średnio- i niskopięczne części turbiny, G – turbogenerator, SK – skraplacz, PSK – pompa skroplin, PWZ – pompa wody zasilającej, TWZ – turbina napędzająca PWZ, NP1..NP4 – niskociśnieniowe podgrzewacze regeneracyjne, WP1..WP3 – wysokociśnieniowe podgrzewacze regeneracyjne, ODG – odgazowywacz, SCH – schładzacz pary, U1..U8 – upusty regeneracyjne, objaśnienia pozostałych symboli w tab. 1

Fig. 1. Basic diagram of the thermal system power station on ultrasupercritical parameters: K – boiler, TWP, TSP, TNP – high-, medium- and low-pressure part of the turbine, G – turbogenerator, SK – condenser, PSK – condensate pump, PWZ – feedwater pump, TWZ – turbine driving PWZ, NP1 .. NP4 – low-pressure pre-heaters, WP1 .. WP3 – high-pressure pre-heaters, ODG – deaerator, SCH – desuper-heater, U1 .. U8 – regenerative extractions, explanation of the other symbols in the tab. 1

W tab. 1 zestawiono przyjęte podstawowe parametry niezbędne do wykonania obliczeń obiegu cieplnego bloku energetycznego.



Rys. 2. Rozkłady temperatur w schładzaczu pary (a) oraz w wymiennikach regeneracyjnych (b) w funkcji przejętego strumienia ciepła  $Q$ , z zaznaczonymi charakterystycznymi różnicami temperatur (oznaczenia zgodnie z [4]),  $t_n$  – temperatura nasycenia

Fig. 2. Changes of temperatures in desuper-heater (a) and in pre-heaters (b) as a function of the heat power  $Q$ , with marked characteristic temperature differences (symbols in conforming with [2.4]),  $t_n$  – saturation temperature

Tabela 1. Podstawowe parametry urządzeń obiegu cieplnego bloku energetycznego  
Table 1. Basic parameters of devices of the thermal cycle of power station unit

Parametr	Symbol	Wartość	Jednostka
moc elektryczna brutto (na zaciskach turbogeneratora)	$P_{TG}$	900	MW
sprawność elektryczna turbogeneratora	$\eta_{TGel}$	0,99	-
sprawność mechaniczna turbogeneratora	$\eta_{TGm}$	0,99	-
ciśnienie pary świeżej na wyjściu z kotła	$p_{Kp}$	35	MPa
temperatura pary świeżej na wyjściu z kotła	$t_{Kp}$	700	°C
ciśnienie pary wtórnie przegrzanej na wyjściu z kotła	$p_{Kw}$	<9 <sup>1)</sup>	MPa
temperatura pary wtórnie przegrzanej na wyjściu z kotła	$t_{Kw}$	720	°C
temperatura wody zasilającej kocioł	$t_{WZ}$	<320 <sup>1)</sup>	°C
sprawność energetyczna kotła (węgiel kamienny, $W_B = 21 \text{ MJ/kg}$ )	$\eta_K$	0,95	-
ciśnienie pary w skraplaczach turbin	$p_{SK}$	5	kPa
sprawność wewnętrzna grup stopni części WP turbiny	$\eta_{WPs}$	0,9	-
sprawność wewnętrzna grup stopni części SP turbiny	$\eta_{SPs}$	0,92	-
sprawność wewnętrzna grup stopni części NP turbiny	$\eta_{NPs}$	0,88	-
sprawność wewnętrzna TWZ.	$\eta_{TWZs}$	0,9	-
sprawność mechaniczna turbin	$\eta_{Tm}$	0,99	-
sprawność wewnętrzna pomp	$\eta_{Ps}$	0,86	-
sprawność mechaniczna pomp	$\eta_{Pm}$	0,99	-

straty ciśnienia czynnika obiegowego w kotła	$\Delta p_{Kp}$	4,2	MPa
straty ciśnienia pary w przegrzewaczu wtórnym	$\Delta p_{Kw}$	0,3	MPa
względne straty ciśnienia w rurociągach parowych	$\delta p$	0,02	-
ciśnienia pary w upustach regeneracyjnych	$p_{U1..UB}$	*)	MPa
straty ciśnienia wody w niskoprężnych wym. reg.	$\Delta p_{NPR}$	0,2	MPa
straty ciśnienia wody w wysokoprężnych wym. reg..	$\Delta p_{WPR}$	0,4	MPa
różnica temperatur na wejściu wysokoprężnego wym. reg.	$\Delta t_{WPIn}^{**})$	10	K
różnica temperatur na wyjściu wysokoprężnego wym. reg.	$\Delta t_{WPOut}^{**})$	2	K
różnica temperatur na wyjściu niskoprężnego wym. reg.	$\Delta t_{NPOut}^{**})$	3	K
przechłodzenie skroplin w niskoprężnym wymienniku reg.	$\Delta t_{NPsub}^{**})$	0	K
różnica temperatur na wejściu schładzacza pary	$\Delta t_{SCHin}^{**})$	>10	K

\*) – wartości ustalone podczas obliczeń optymalizacyjnych,

\*\*)) – oznaczenia zgodne z rys. 2.

### 3. ZADANIE OPTYMALIZACYJNE

W ogólnym przypadku zadanie optymalizacyjne można sformułować, jako:

$$\max\{f(x)\}, x \in X_0 \subseteq X \quad (1)$$

gdzie:  $f(x)$  – funkcja celu (ocena jakości),  
 $x$  – zmienna decyzyjna,  
 $X_0$  – zbiór rozwiązań dopuszczalnych,  
 $X$  – przestrzeń rozwiązań,

dla którego rozwiązaniem jest taka wartość zmiennej decyzyjnej  $x = \hat{x}$ , która spełnia zależność (1).

Dla potrzeb optymalizacji obiegu cieplnego bloku energetycznego, przyjęto jako:

- **funkcję celu**  $f(x)$  – sprawność energetyczną bloku brutto  $\eta_{Bb}$ :

$$\eta_{Bb}(x) = \frac{P_{TG}}{\dot{m}_B \cdot W_B} \quad (2)$$

gdzie:  $P_{TG}$  – moc elektryczna brutto, kW,  
 $\dot{m}_B$  – strumień masy paliwa, kg/s,  
 $W_B$  – wartość opałowa paliwa, kJ/kg.

- **zmienną decyzyjną**  $x$  – zgodnie z rys. 1, wektor o składowych:

$$x = [p_{U1}, p_{Kw}, p_{U3}, p_{U4}, p_{U5}, p_{U6}, p_{U7}, p_{U8}, t_{WZ}] \quad (3)$$

Ciśnienie  $p_{U2}$  wynika pośrednio z ciśnienia  $p_{Kw}$  –  $p_{U2} \leftarrow p_{Kw}$ .  
 W uzasadnionych przypadkach można ustalić niektóre zmienne decyzyjne  $x$  i wówczas nie podlegają one procesowi optymalizacji;

- **zbiór rozwiązań dopuszczalnych**  $X_0$  – dla przyjętych zmiennych decyzyjnych oraz dla obiegu cieplnego z nieregulowanymi upustami pary w turbinie (naturalny rozkład ciśnień i rozływ czynnika termodynamicznego), kryteria możliwych ograniczeń mogą mieć charakter techniczny (możliwość wykonania urządzenia):

$$X_0 = \begin{cases} p_{U1} > p_{Kw} > p_{U3} > p_{U4} > p_{U5} > p_{U6} > p_{U7} > p_{U8} \\ p_{U4} = p_{ODG} < p_{ODGmax}, t_{WZ} < t_{WZmax} \end{cases} \quad (4)$$

- **przestrzeń rozwiązania**  $X$  – na podstawie analizy znanych obiegów cieplnych bloków energetycznych o zbliżonych parametrach oraz w wyniku wstępnych obliczeń ustalono spodziewane zakresy zmian wartości zmiennych decyzyjnych, w których znajdują się wartości optymalne  $\hat{x}$ :

$$X_0 = \begin{cases} p_{U1} \in \langle 9,14 \rangle, p_{Kw} \in \langle 6,9 \rangle, p_{U3} \in \langle 2,5 \rangle, p_{U4} \in \langle 1,15 \rangle \\ p_{U5} \in \langle 0,3,0,8 \rangle, p_{U6} \in \langle 0,15,0,3 \rangle, p_{U7} \in \langle 0,05,0,15 \rangle, p_{U8} \in \langle 0,01,0,05 \rangle \\ t_{WZ} \in \langle 280,320 \rangle \end{cases} \quad (5)$$

Sformułowane tutaj zadanie optymalizacyjne należy do dziedziny zadań nieliniowych. W programie IPSEpro-PSE istnieje możliwość rozwiązania takiego zadania z wykorzystaniem algorytmu genetycznego należącego do grupy algorytmów ewolucyjnych [1, 4].

#### 4. ANALIZA TERMODYNAMICZNA I OPTIMALIZACJA PODSTAWOWEGO UKŁADU CIEPLNEGO BLOKU ENERGETYCZNEGO

Po wstępnym skonfigurowaniu obiegu cieplnego, dla przyjętych danych kilkakrotnie wykonano obliczenia optymalizacyjne. Uzyskane wyniki różniły się między sobą. Jest to zjawisko charakterystyczne dla optymalizacji algorytmami genetycznymi. Zauważono również, że algorytm optymalizacyjny wybiera jako optymalne wartości temperatury wody zasilającej bliżej górnej granicy przestrzeni rozwiązań  $t_{WZ} \rightarrow t_{WZmax}$  co jest zgodne z oczekiwaniami – wzrost  $t_{WZ}$  zwiększa sprawność obiegu. Jednak nadmierne zwiększenie  $t_{WZ}$  prowadzi również do wzrostu ciśnienia w upustach U1 i U3, a więc również wzrostu różnicy między temperaturą pary z tych upustów, a temperaturą wody zasilającej do kotła. Dlatego też przyjęto  $t_{WZmax} = 320^\circ\text{C}$ .

Problem natury technicznej – możliwości wykonania urządzenia, można odnieść do odgazowyczacza. Ze względu na rozmiary oraz bezpośredni montaż na zbiorniku wody zasilającej (średnica zbiornika  $>3$  m), nie powinno się ustalać wartości ciśnienia w upuście pary zasilającej odgazowyczacza jedynie na podstawie obliczeń termodynamicznych. Dlatego też przyjęto  $p_{ODGmax} = 1,5 \text{ MPa}$ .

Dla zilustrowania niepowtarzalności wyników optymalizacji w kolejnych uruchomieniach algorytmu genetycznego w tab. 2 przedstawiono dla kolejnych

9 „rozwiązań optymalnych” wartości składowych wektorów  $\hat{x}_{1..9}$  oraz odpowiadające im sprawności energetyczne bloku brutto  $\eta_{Bb}$ . W ostatniej kolumnie umieszczono wartości średniej arytmetycznej składowych wektorów  $\hat{x}_{1..9}$  oraz obliczoną dla tych wartości sprawność energetyczną bloku brutto  $\eta_{Bb}$

Można zauważyć, że dla 9-ciu rozwiązań różnice w otrzymanych wartościach sprawności są nieznaczne (czwarte miejsce dziesiętne), natomiast wartości  $\hat{x}$  dla poszczególnych rozwiązań różnią się już dość istotnie. Z kolei dla średnich wartości temperatury i ciśnień sprawność energetyczna bloku brutto jest nieznacznie większa.

Tabela 2. Wartości  $\hat{x}_{1..9}$  i sprawności  $\eta_{Bb}$  oraz ich uśrednienie  $\hat{x}$  dla  $t_{WZmax} = 320^{\circ}C$   
 Table 2. Values  $\hat{x}_{1..9}$  and efficiencies  $\eta_{Bb}$  and their average  $\hat{x}$  for  $t_{WZmax} = 320^{\circ}C$

		$\hat{x}_{1..9}$									$\hat{x}$
$t_{WZ} [^{\circ}C]$		319,8	317,3	319,4	320,0	319,6	316,6	318,3	319,3	320,0	<b>318,9</b>
ciśnienia pary w upustach [MPa]	1	9,9384	10,300	9,8700	10,065	9,9042	9,6403	10,251	10,970	10,642	<b>10,176</b>
	$p_{Kw}$	8,2375	7,4985	7,8739	8,1554	7,7067	7,7478	7,8739	7,6422	8,1906	<b>7,8807</b>
	3	4,2786	3,1408	4,4428	4,0674	4,3167	3,6510	3,6657	2,5836	3,5015	<b>3,7387</b>
	4	1,2405	1,1315	1,4687	1,2307	1,3905	1,0288	1,3314	1,0122	1,2454	<b>1,2311</b>
	5	0,4388	0,3591	0,4862	0,4505	0,4735	0,3450	0,4281	0,3332	0,5502	<b>0,4294</b>
	6	0,2109	0,1591	0,2242	0,2274	0,2260	0,1691	0,1903	0,1760	0,2353	<b>0,2020</b>
	7	0,1036	0,0766	0,1000	0,1070	0,0870	0,0744	0,0875	0,0885	0,0974	<b>0,0913</b>
	8	0,0303	0,0201	0,0247	0,0242	0,0215	0,0195	0,0225	0,0310	0,0251	<b>0,0243</b>
$\eta_{Bb}$		0,4949	0,4951	0,4949	0,4951	0,4949	0,4950	0,4951	0,4949	0,4951	<b>0,4952</b>

W celu określenia wpływu temperatury wody zasilającej  $t_{WZ}$  na sprawność energetyczną bloku brutto  $\eta_{Bb}$  (2), przyjęto  $t_{WZmax} = 310^{\circ}C$  i przeprowadzono cykl obliczeń optymalizacyjnych. W tab. 3 zamieszczono końcowe wyniki obliczeń.

Tabela 3. Wartości uśrednione  $\hat{x}$  i sprawność  $\eta_{Bb}$  dla  $t_{WZmax} = 310^{\circ}C$   
 Table 3. Average values  $\hat{x}$  and efficiency  $\eta_{Bb}$  for  $t_{WZmax} = 310^{\circ}C$

	$t_{WZ} [^{\circ}C]$	ciśnienia pary w upustach [MPa]								$\eta_{Bb}$
		1	$p_{Kw}$	3	4	5	6	7	8	
$\hat{x}$	309,5	9,131	7,429	3,306	1,232	0,4074	0,1924	0,0854	0,0239	<b>0,4942</b>

Analizując wyniki obliczeń (tab. 2 i tab. 3) można stwierdzić, że dla badanego obiegu cieplnego zmniejszenie temperatury wody zasilającej kocioł o  $\Delta t_{WZ} = 10K$  powoduje obniżenie sprawności energetycznej bloku brutto o  $\Delta \eta_{Bb} = 0,1pkt. \%$ , a jednocześnie również obniżenie ciśnień pary w upustach turbiny.

W analizowanym obiegu cieplnym turbina pomocnicza TWZ napędzająca pompę wody zasilającej jest zasilana parą z upustu turbiny głównej, a jej skropliny są odprowadzane do obiegu podstawowego. Stanowi ona więc element całkowicie zintegrowany z głównym obiegiem. Dlatego też należy się spodziewać, że jej sprawność wewnętrzna będzie miała wpływ na sprawność energetyczną bloku brutto. W celu określenia wpływu sprawności  $\eta_{TWZs}$  na sprawność  $\eta_{Bb}$ , z jednoczesnym optymalnym doбором parametrów obiegu, przeprowadzono cykl obliczeń optymalizacyjnych. W tab. 4 zamieszczono końcowe wyniki obliczeń.

Tabela 4. Wartości uśrednione  $\hat{x}$  i sprawność  $\eta_{Bb}$  dla  $\eta_{TWZs} = 0,85$

Table 4. Average values  $\hat{x}$  and efficiency  $\eta_{Bb}$  for  $\eta_{TWZs} = 0,85$

	$t_{WZ}$ [°C]	ciśnienia pary w upustach [MPa]								$\eta_{Bb}$
		1	$p_{Kw}$	3	4	5	6	7	8	
$\hat{x}$	319,3	10,43	8,019	3,504	1,20	0,4269	0,1969	0,0868	0,0239	<b>0,4942</b>

Analizując wyniki obliczeń (tab. 2 i tab. 4) można stwierdzić, że dla badanego obiegu cieplnego zmniejszenie sprawności wewnętrznej turbiny pomocniczej TWZ o  $\Delta\eta_{TWZs} = 5 \text{ pkt.}\%$  powoduje obniżenie sprawności energetycznej bloku brutto o  $\Delta\eta_{Bb} = 0,1 \text{ pkt.}\%$ .

## 5. ANALIZA TERMODYNAMICZNA I OPTIMALIZACJA UKŁADU CIEPLNEGO BLOKU ENERGETYCZNEGO Z ELEKTROPOMPA

Układy cieplne bloków energetycznych z pompą wody zasilającej (największy odbiór potrzeb własnych) napędzaną silnikiem elektrycznym zasilanym z sieci średniego napięcia (6 kV) były powszechnie stosowane w blokach o mocach <300 MWe. Najczęściej układ taki jest wyposażony w trzy o jednakowej, 50% wydajności, tzw. elektropompy, z których dwie pracują w sposób ciągły, a trzecia jest w rezerwie. Przykładowo dla bloku o mocy 200 MWe moc każdej elektropompy wynosi ok. 3 MWe. Regulacja wydajności pomp odbywa się, w niewielkim zakresie poprzez dławienie, a w szerszym zakresie poprzez zmianę prędkości obrotowej.

Stosowanie w napędach potrzeb własnych klatkowych silników indukcyjnych powoduje, że do zmiany prędkości obrotowej pomp były powszechnie stosowane sprzęgła hydrokinetyczne. Zastosowanie przemienników częstotliwości było kłopotliwe ze względu na ograniczone możliwości (wysokie napięcie i duże prądy) półprzewodnikowych przyrządów mocy. Intensywny rozwój energoelektroniki spowodował gwałtowny rozwój wszelkiego rodzaju przemienników częstotliwości i umożliwił ich zastosowanie w napędach średniego napięcia. Należy również podkreślić, że znaczny, kilku procentowy wzrost sprawności dużych silników elektrycznych powoduje coraz większe zainteresowanie tego typu napędami przez zawodową energetykę. Mogą być realizowane różne konfiguracje układów zasilania wodą kotłów energetycznych,



np. z trzema silnikami elektrycznymi i z jednym przełączalnym przemiennikiem częstotliwości. Układy takie nie są jeszcze powszechnie stosowane w dużych blokach energetycznych (900 MW), ale należy się spodziewać, że w niedalekiej przyszłości mogą zacząć skutecznie konkurować z „klasycznym” napędem turbinowym (rys. 1).

Dla obiegu cieplnego, w którym napęd pompy wody zasilające turbiną zastąpiono silnikiem elektrycznym wykonano cykl obliczeń optymalizacyjnych, podobny jak dla układu z rys. 1, a wartości uśrednione  $\bar{x}$  zamieszczono w tab. 5.

Tabela 5. Wartości uśrednione  $\bar{x}$  i sprawność  $\eta_{Bb}$  dla układu cieplnego z elektropompą

Table 5. Average values  $\bar{x}$  and efficiency  $\eta_{Bb}$  for the thermal system with electropump

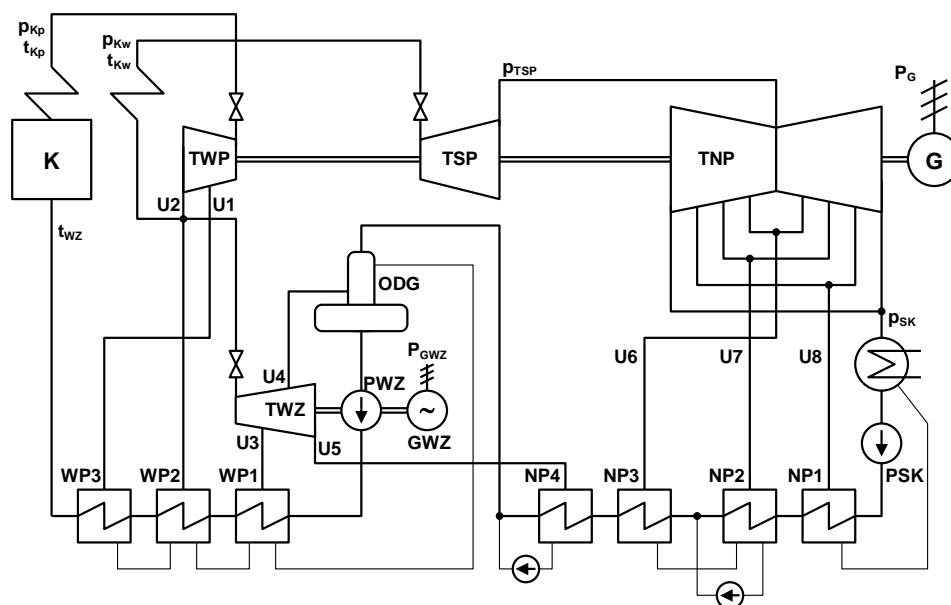
	$t_{WZ}$ [°C]	ciśnienia pary w upustach [MPa]								$\eta_{Bb}$
		1	$p_{Kw}$	2	4	5	6	7	8	
$\bar{x}$	318,7	10,43	8,240	3,644	1,352	0,4383	0,2035	0,08892	0,02473	<b>0,5128</b>

Zdecydowanie wyższa sprawność bloku brutto układu cieplnego z elektropompą wiąże się oczywiście z faktem zastąpienia turbiny napędzającej pompę wody zasilającej (PWZ), silnikiem elektrycznym zasilanym z rozdzielni potrzeb własnych bloku. Dlatego też nie należy bezpośrednio porównywać sprawności brutto układów cieplnych z turbopompą (rys. 1) i elektropompą. Próba takiego porównania będzie przeprowadzona w końcowej części artykułu.

## 6. ANALIZA TERMODYNAMICZNA I OPTIMALIZACJA UKŁADU CIEPLNEGO BLOKU ENERGETYCZNEGO BEZ UPUSTÓW W CZĘŚCI TSP

Spośród różnych propozycji modyfikacji układów cieplnych dużych bloków energetycznych [7] na szczególną uwagę zasługuje układ, w którym zrezygnowano całkowicie z upustów regeneracyjnych w części średnioprężnej turbiny, a w zamian przeniesiono je do dodatkowej (pomocniczej) turbiny o takiej samej liczbie upustów, która jednocześnie napędza pompę wody zasilającej, a ewentualny nadatek mocy odprowadza do systemu elektroenergetycznego [2]. Na rys. 3 przedstawiono schemat takiego układu cieplnego.

Podstawową zaletą układu przedstawionego na rys. 3 w stosunku do układu z rys. 1 jest istotne obniżenie temperatury pary przegrzanej doprowadzonej do podgrzewaczy regeneracyjnych: WP1 i NP4 oraz do odgazowacza ODG. Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, że pewien strumień pary, który popłynie przez TWZ nie wykona pracy w części średnioprężnej turbiny głównej (TSP), która z reguły ma największą sprawność wewnętrzną ze wszystkich grup stopni turbinowych (tab. 1).



Rys. 3. Schemat układu cieplnego bloku energetycznego na parametry ultranadkrytyczne bez upustów w części SP turbiny:  $P_{GWZ}$  – dodatkowy turbogenerator napędzany turbiną TWZ (pozostałe oznaczenia jak na rys. 1)

Rys. 3. Diagram of the thermal system of power station unit on ultrasupercritical parameters: without extractions in medium-pressure part of the turbine:  $P_{GWZ}$  – additional turbogenerator driven with the turbine TWZ (other symbols on fig. 1)

Dla obiegu cieplnego z rys. 3 wykonano cykl obliczeń optymalizacyjnych, a wartości uśrednione  $\hat{x}$  zamieszczono w tab. 6.

Tabela 6. Wartości uśrednione  $\hat{x}$  i sprawność dla układu cieplnego z rys. 3

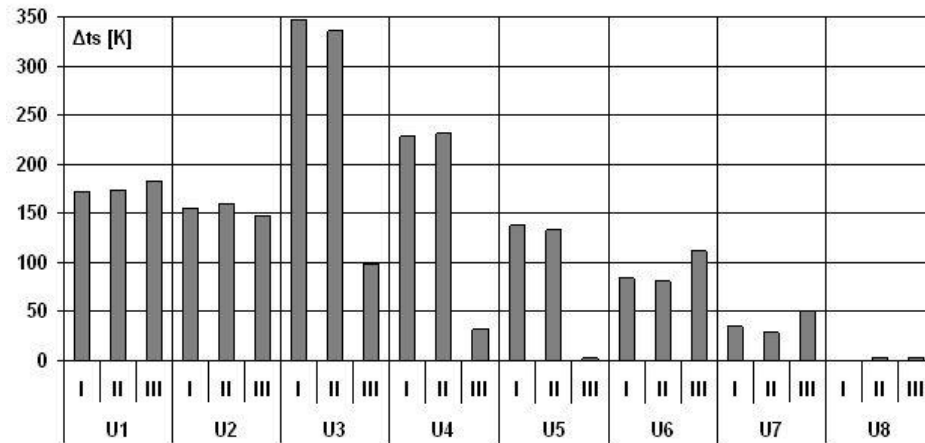
Tabela 6. Average values  $\hat{x}$  and efficiency  $\eta_{Bb}$  for the thermal system from fig. 3

	$t_{WZ}$ [°C]	ciśnienia pary w upustach [MPa]									$\eta_{Bb}$
		1	$p_{Kw}$	3	4	5	$p_{TSP}$	6	7	8	
$\hat{x}$	319,2	11,63	7,116	4,0	1,483	0,6373	0,5198	0,2329	0,09050	0,02328	<b>0,4915</b>

Analizując wyniki obliczeń (tab. 2 i tab. 6) można stwierdzić, że układ cieplny z rys. 3 ma niższą sprawności energetyczną bloku brutto o  $\Delta\eta_{Bb} = 0,37 \text{ pkt. \%}$ . Jest to stosunkowo duży ubytek, który może się jeszcze powiększyć gdy sprawność wewnętrzna turbiny TWZ  $\Delta\eta_{TWZs} < 0,9$ .

Układ cieplny z rys. 3 ma jednak również pewne zalety. Brak upustów w części średnioprężnej turbiny głównej, pracującej w najwyższych temperaturach na wlocie, upraszcza ją konstrukcyjnie, a jednocześnie poprawia warunki wymiany ciepła w podgrzewaczach regeneracyjnych. Istotnie zmniejsza różnice między temperaturami pary przegrzanej zasilającej podgrzewacze

regeneracyjne, a temperaturą wody na wyjściu z podgrzewaczy. Na rys. 4 porównano maksymalne spiętrzenia temperatur podgrzewaczy regeneracyjnych, dla układów cieplnych z: turbopompą (rys. 1), z elektropompą i bez upustów w TSP (rys. 4).



Rys. 4. Porównanie wartości różnic temperatur:  $\Delta t_s = t_{pin} - t_{wout}$  (rys. 2), dla układów cieplnych: I – z turbopompą, II – z elektropompą, III – bez upustów w TSP, U1..8 – kolejne upusty

Rys. 4. The comparison of the values of temperature differences:  $\Delta t_s = t_{pin} - t_{wout}$  (fig. 2), for thermal systems: I – with turbopump, II – with the electropump, III – without extractions in TSP, U1..8 – extractions

Należy zaznaczyć, że bardzo duże spiętrzenia temperatur wymiennika regeneracyjnego zasilanego parą z upustu U3 w układach z turbopompą i elektropompą ( $\Delta t_s = 350 K$ ), dzielą się na SCH i WP1. Natomiast układy te charakteryzują się również dużymi spiętrzeniami temperatury w odgazowywaczu zasilanym z upustu U4 ( $\Delta t_s = 220 K$ ).

Kolejną korzyścią jaką można uzyskać z zastosowania układu cieplnego bez upustów w TSP jest możliwość wykorzystania generatora synchronicznego GWZ w pracy silnikowej do napędu pompy wody PWZ podczas rozruchów, odstawień lub w stanach częściowego obciążenia bloku, gdy z powodów eksploatacyjnych turbina TWZ nie może pracować. Oczywiście niezbędne jest w takiej sytuacji odsprężenie turbiny TWZ od pompy PWZ.

## 7. PODSUMOWANIE

Jako kryterium jakości (1), dla analizy termodynamicznej i optymalizacyjnej przyjęto osiągnięcie maksymalnej wartości sprawności brutto bloku energetycznego (2). Parametrami układu cieplnego bloku energetycznego były ciśnienia w upustach turbiny ( $p_{U1..8}$ ), ciśnienie wtórnego przegrzewu ( $p_{KW}$ ) oraz temperatura wody zasilającej do kotła ( $t_{WZ}$ ). Analizując wyniki obliczeń

można stwierdzić, że w dalszych obliczeniach i analizach temperaturę wody zasilającej do kotła jako zmienną decyzyjną można pominąć i przyjąć ją jako wielkość stałą. Oddzielnym problemem jest ustalenie jaka ma być wartość tej temperatury. Ogólnie należy stwierdzić, że wzrost  $t_{WZ}$  wiąże się ze wzrostem ciśnienia pary w upustach zasilających wysokociśnieniowe podgrzewacze regeneracyjne WP1..3, jak również odgazowywacz. W przeprowadzonej analizie założono  $t_{WZ} = 320^{\circ}\text{C}$ . W literaturze [6] można znaleźć propozycje zwiększenia tej temperatury do  $t_{WZ} = 340^{\circ}\text{C}$ .

Pewnym problemem, dość trudnym do rozstrzygnięcia, jest przyjęcie w podgrzewaczach regeneracyjnych wartości spiętrzeń temperatur ( $\Delta t_{in}$ ,  $\Delta t_{out}$ ,  $\Delta t_{sub}$  – rys. 2), które stanowią pewnego rodzaju „przełożenie” ciśnienia pary upustowej  $p_U$  na  $t_{WZ}$ . Należałoby również rozpatrzyć możliwość zastosowania podgrzewaczy regeneracyjnych z podgrzewem wody do temperatury wyższej od temperatury nasycenia ( $\Delta t_{out} < 0$ ).

Przyjęcie w analizach termodynamicznych i optymalizacyjnych jako kryterium jakości  $\eta_{Bb}$  powoduje pewne problemy w porównywaniu poszczególnych układów cieplnych ze sobą. Właściwsza, dla oceny jakości wydaje się sprawność netto bloku energetycznego, zdefiniowana zależnością:

$$\eta_{Bn} = \frac{P_{TG} + P_{GWZ} - P_{PW}}{\dot{Q}_B} \quad (6)$$

gdzie:  $P_{PW}$  – moc potrzeb własnych, MWe,

$P_{GWZ}$  – dodatkowa moc wygenerowana w układzie, MWe,

$\dot{Q}_B = \dot{m}_B \cdot W_B$  – strumień energii dostarczonej do kotła w paliwie (2), MWt.

Dla układów cieplnych z turbopompą i elektropompą  $P_{GWZ} = 0$  MWe.

Określenie mocy potrzeb własnych bloku energetycznego bez modelu kotła energetycznego z układem paliwo-powietrze-spaliny jest w zasadzie niemożliwe. Niekiedy przyjmuje się w przybliżonych obliczeniach, że dla układu cieplnego bloku z elektropompą  $P_{PW} / P_{TG} = 0,075$ . Są to jednak bardzo szacunkowe założenia i przy różnicach sprawności układów cieplnych na poziomie 0,1 pkt.% mogą wypaczać końcowy wynik. Dlatego też dla przeprowadzanej tutaj analizy przyjęto, że moc potrzeb własnych można podzielić na dwa składniki, zgodnie z zależnością:

$$P_{PW} = P_{PWK} + P_{PWT} \quad (7)$$

gdzie:  $P_{PWK}$  – moc potrzeb własnych kotła, MWe,

$P_{PWT}$  – moc potrzeb własnych turbiny i turbogeneratora, MWe.

Przy takim założeniu można określić sprawność obiegu cieplnego bloku netto, jako:

$$\eta_{OBn} = \frac{P_{TG} + P_{GWZ} - P_{PWT}}{\dot{Q}_B} \quad (8)$$

Z kolei na potrzeby własne turbiny i turbogeneratorsa składają się głównie napędy pomp: wody zasilającej (PWZ), wody chłodzącej (PCH) i skroplin (PSK). Moc pozostałych odbiorów można przyjąć na poziomie ok. 0,2 MWe. Tak więc:

$$P_{PWT} = P_{PWZ} + P_{PCH} + P_{PSK} + \Delta P \quad (9)$$

gdzie:  $P_{PWZ}, P_{PCH}, P_{PSK}$  – moc elektryczna napędów PWZ, PCH, PSK, MWe,  
 $\Delta P$  – moc elektryczna pozostałych odbiorów,  $\Delta P = 0,2 \text{ MWe}$ .

W analogiczny sposób można określić odniesione tylko do części turbinowej jednostkowe zużycie węgla  $b_{OBn}$ :

$$b_{OBn} = \frac{P_{TG} + P_{GWZ} - P_{PWT}}{\dot{m}_B} \quad (10)$$

Strumień energii w paliwie doprowadzonym do kotła  $\dot{Q}_B$  oraz moce elektryczne napędów głównych pomp były obliczane podczas analiz optymalizacyjnych.

W tab. 7 zestawiono wszystkie niezbędne dane, jak również spodziewane wartości strumieni węgla  $\dot{m}_B$  o wartości opałowej  $W_B = 21 \text{ MJ/kg}$  zużytego przez bloki energetyczne pracujące z poszczególnymi obiegami cieplnymi.

Tabela 7. Porównanie sprawności  $\eta_{OBn}$  i jednostkowego zużycia węgla  $b_{OBn}$  dla trzech obiegów

Table 7. The comparison of the efficiency  $\eta_{OBn}$  and consumption per unit of coal  $b_{OBn}$  for three thermal systems

RODZAJ OBIEGU	$\dot{Q}_B$	$\dot{m}_B$	$\eta_{Bb}$	$P_{PWT}$	$\eta_{OBn}$	$b_{OBn}$
	MWt	kg/s	-	MWe	-	kg/kWh
z turbopompą	1817,5	86,55	0,4952	8,01	0,4908	0,3493
z elektropompą	1755,2	83,58	0,5128	39,49	0,4903	0,3497
bez upustów w TSP	1836,7	87,46	0,4915	9,29	0,4864	0,3535

Dla tak przeprowadzonych obliczeń można stwierdzić, że pod względem sprawności energetycznej i jednostkowego zużycia paliwa różnice między obiegami cieplnymi bloków energetycznych z turbopompą i elektropompą są pomijalnie małe, natomiast dla układu bez upustów w TSP są wyraźnie gorsze.

*Przedstawione wyniki uzyskano w badaniach współfinansowanych przez NCN w ramach umowy 3293/B/T02/2010/38.*

## LITERATURA

- [1] Arabas J., Wykłady z algorytmów ewolucyjnych. WNT, Warszawa 2004.
- [2] Blum R, Bugge J, Kjaer S., Development of a PF fired high efficiency power plant (AD700). In: (ed.) Proceedings of the Riso International Energy

- Conference: "Energy Solutions for Sustainable Development". Riso R-1608 (EN), Denmark (2007).
- [3] Chmielniak T., Ziębik A., *Obiegi cieplne nadkrytycznych bloków węglowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2010 (praca zbiorowa, monografia).
- [4] IPSEpro-PSOptimize Process Optimizer, System Version 4.0, Manual Version 4.0.002 Copyright: SimTech, 1993-2003.
- [5] *Obieg wyjściowy (bazowy)*, Instytut Urządzeń i Maszyn Energetycznych, Politechnika Śląska, 2011.
- [6] Rosenkranz J., Wichtmann A., Balancing economics and environmental friendliness – the challenge for supercritical coal-fired power plants with highest steam parameters in the future, Siemens Power Generation (PG), 2005.
- [7] Stępczyńska K., Łukowicz H., Dykas S., Diverse configurations of the boiler feed pump drive for the ultra-supercritical 900-MW steam plant, *International Journal of Energy and Environmental Engineering* 2012, <http://www.journal-ijeee.com/content/3/1/3>