

Katarzyna STEPCZYŃSKA-DRYGAS¹
Sławomir DYKAS²

ANALIZA TERMODYNAMICZNA ULTRA-NADKRYTYCZNEGO BŁOKU WĘGLOWEGO Z TURBINĄ POMOCNICZĄ

Konieczność zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych oraz poprawy ekonomiki wytwarzania energii elektrycznej spowodowały znaczny postęp w dziedzinie bloków węglowych. Nowe perspektywy otwiera generacja bloków na zaawansowane parametry ultra-nadkrytyczne pary o temperaturze 700°C/720°C. Znaczne zwiększenie temperatury pary, zwłaszcza wtórnie przegranej, pogłębia problem różnicy temperatur w podgrzewaczach regeneracyjnych zarówno wysoko jak i niskoprężnych, co skutkuje wzrostem strumienia generowanej entropii oraz problemami materiałowymi. Rozwiązaniem może być wprowadzenie do obiegu dodatkowej upustowo-przeciwprężnej turbiny pomocniczej. Obieg turbiny pomocniczej jest prostym obiegiem bez przegrzewu wtórnego. Skutkuje to tym, że ma on niższą sprawność w porównaniu do obiegu głównego. Zmniejsza się zysk z zastosowania przegrzewu międzystopniowego, gdyż znaczny strumień pary, który jest kierowany do turbiny pomocniczej nie zostaje przegrzany ponownie. Zysk wynikający z minimalizacji generacji entropii w podgrzewaczach regeneracyjnych powinien zatem zrekompensować straty wynikające ze znacznego zmniejszenia strumienia przegrzewanej pary. W artykule przedstawiono analizę termodynamiczną obiegu prostego oraz koncepcyjnego bloku węglowego na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary o mocy 900 MW z upustowo-przeciwprężną turbiną pomocniczą.

Słowa kluczowe: obieg parowy, turbina pomocnicza, regeneracyjne podgrzewacze wody, analiza entropowa

1. Wstęp

1.1. Generacja bloków węglowych 700°C

Konieczność zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych oraz poprawy ekonomiki wytwarzania energii elektrycznej spowodowały znaczny postęp

¹ Autor do korespondencji: Katarzyna Stępczyńska-Drygas, Politechnika Śląska w Gliwicach, 44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18, tel. 32 237 22 27, katarzyna.stepczynska@polsl.pl.

² Sławomir Dykas, Politechnika Śląska w Gliwicach, 44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18, sławomir.dykas@polsl.pl.

w dziedzinie kondensacyjnych bloków węglowych. Rozwój technologii węglowych jest obecnie ukierunkowany na osiąganie coraz wyższych mocy oraz sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Zwiększenie temperatury pary świeżej i wtórnie przegrzanej powyżej 600/620°C wymaga zastosowania nowych materiałów konstrukcyjnych na bazie niklu. Ogromne koszty związane z zastosowaniem stopów niklowych w podstawowych elementach bloku parowego zmusiły do dużego kroku w obszarze górnych parametrów termodynamicznych obiegu parowego i rozpoczęcia w technologii elektrowni parowych następnej fazy rozwojowej – zaawansowanych parametrów ultranadkrytycznych (35 MPa/700/720°C). Okazało się bowiem, że koncepcja polegająca na stopniowym podnoszeniu temperatury i ciśnienia pary może stać się ekonomicznie nieuzasadniona, a opłacalność nowych inwestycji może zapewnić jedynie znaczny przyrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej.

1.2. Koncepcja obiegu z upustowo-przeciwprężną turbiną pomocniczą

Znaczne zwiększenie temperatury pary, zwłaszcza wtórnie przegranej (do 720°C) pogłębia problem różnicy temperatur (pomiędzy parą upustową a wodą zasilającą) w podgrzewaczach regeneracyjnych. Najwyższe różnice temperatur występują w podgrzewaczach zasilanych z pierwszych upustów części SP turbiny. Dla bloków A-USC temperatura pary z pierwszego upustu części SP turbiny będzie przekraczać 600°C. Dla rozwiązania problemu zbyt wysokiej temperatury pary kierowanej do podgrzewaczy regeneracyjnych zasilanych z części SP turbiny S. Kjaer opatentował układ cieplny o nazwie „Master Cycle” [1]. Podstawową ideą obiegu jest przeniesienie upustów z części SP turbiny do oddzielnej upustowo-przeciwprężnej turbiny pomocniczej TP, zasilanej parą z wylotu części WP turbiny. Przy tych samych ciśnieniach w upustach, różnice temperatur są znacznie niższe przy zasilaniu podgrzewaczy regeneracyjnych z upustów turbiny pomocniczej. TP napędza dodatkowy generator elektryczny. Przeniesienie upustów z części SP turbiny do TP powoduje, że strumień pary powracający do kotła na wtórny przegrzew jest mniejszy niż w przypadku kotła w konwencjonalnym obiegu. Strumień pary międzystopniowej zmniejsza się z około 85% strumienia pary świeżej do około 70%. W obiegu z TP zmniejsza się zatem zysk z zastosowania przegrzewu międzystopniowego. Z drugiej strony podgrzewanie wody zasilającej wysoko przegrzaną parą z upustów części SP turbiny skutkuje zwiększeniem strumienia generowanej entropii w podgrzewaczach regeneracyjnych. Zysk wynikający z minimalizacji strat w podgrzewaczach regeneracyjnych powinien zatem zrekompensować straty wynikające ze znacznego zmniejszenia strumienia przegrzewanej pary.

2. Analiza termodynamiczna obiegu parowego z turbiną pomocniczą

2.1. Analiza teoretyczna obiegu prostego

Zadaniem analizy teoretycznej było określenie warunków zapewniających uzyskanie przyrostu sprawności energetycznej obiegu prostej siłowni parowej z przegrzewem wtórnym w wyniku rozbudowy o upustowo-przeciwprężną turbinę pomocniczą (TP) - rys. 1. Regeneracyjny mieszkankowy podgrzewacz wody RPW jest zasilany parą z wylotu TP. W obiegu porównawczym RPW jest zasilany z upustu turbiny SP+NP. Ciśnienie pary w upuscie turbiny SP+NP dla obiegu porównawczego bez TP oraz ciśnienie pary na wylocie z TP przyjęto na identycznym poziomie. Przy założeniu identycznych parametrów obiegu dla obu rozpatrywanych konfiguracji przyrost sprawności układu z TP względem układu bez TP zależy tylko od ciśnienia pary upustowej. W obliczenia założono: jednostkowy strumień masowy pary świeżej, parametry pary świeżej: 35MPa/700°C, parametry pary wtórnie przegrzanej: 7,5MPa/720°C, ciśnienie w skraplaczu: 4,5 kPa, sprawność wewnętrzną turbin WP, SP+NP oraz TP: 0,9. Sprawność energetyczną obiegu określa zależność:

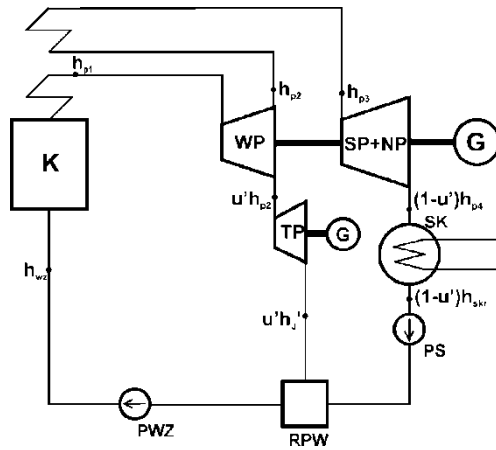
$$\eta = \frac{l_{WP} + l_{SP+NP} + l_{TP} - l_{PWZ} - l_{PS}}{h_{p1} - h_{wz} + \Delta h_{pw}} \quad (1)$$

gdzie: l_{WP} , l_{SP+NP} – praca wewnętrzna odpowiednio turbiny WP oraz turbiny SP+NP, h_{p1} – entalpia pary świeżej, h_{wz} – entalpia wody zasilającej, $\Delta h_{pw} = h_{p3} - h_{p2}$ – przyrost entalpii właściwej w przegrzewaczu wtórnym.

Na rys. 2 przedstawiono charakterystykę sprawności energetycznej obiegu w funkcji ciśnienia pary upustowej/wylotowej z TP. Dla wartości ciśnienia do około 1,4 MPa sprawność obiegu bez TP przekracza sprawność obiegu z TP. Dla wyższych wartości ciśnienia sprawność obiegu z TP zaczyna przewyższać sprawność obiegu bez TP. Różnica między sprawnościami jest tym większa im wyższe ciśnienie pary upustowej i dla 5 MPa wynosi 0,53 pkt. %. Strata wynikająca z nieodwracalności procesu Φ wyznaczono na podstawie [2]:

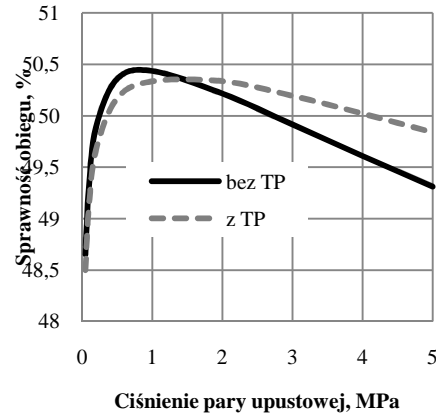
$$\Phi = T_o \left(\sum_i \dot{m}_w s_w - \sum_i \dot{m}_d s_d - \frac{\dot{Q}_o}{T_o} \right) \quad (2)$$

gdzie: \dot{Q}_o – strumień ciepła przepływający przez osłonę kontrolną, s_w , s_d – entropia na wylocie i dolocie, T_o – temperatura odniesienia.



Rys. 1. Schemat prostego obiegu parowego z przegrzewem wtórnym i turbiną pomocniczą (TP)

Fig. 1. Diagram of simple steam cycle with steam reheat and auxiliary turbine (AT)



Rys. 2. Sprawność energetyczna obiegu prostego w funkcji ciśnienia pary upustowej

Fig. 2. Simple cycle efficiency as a function of extraction steam pressure

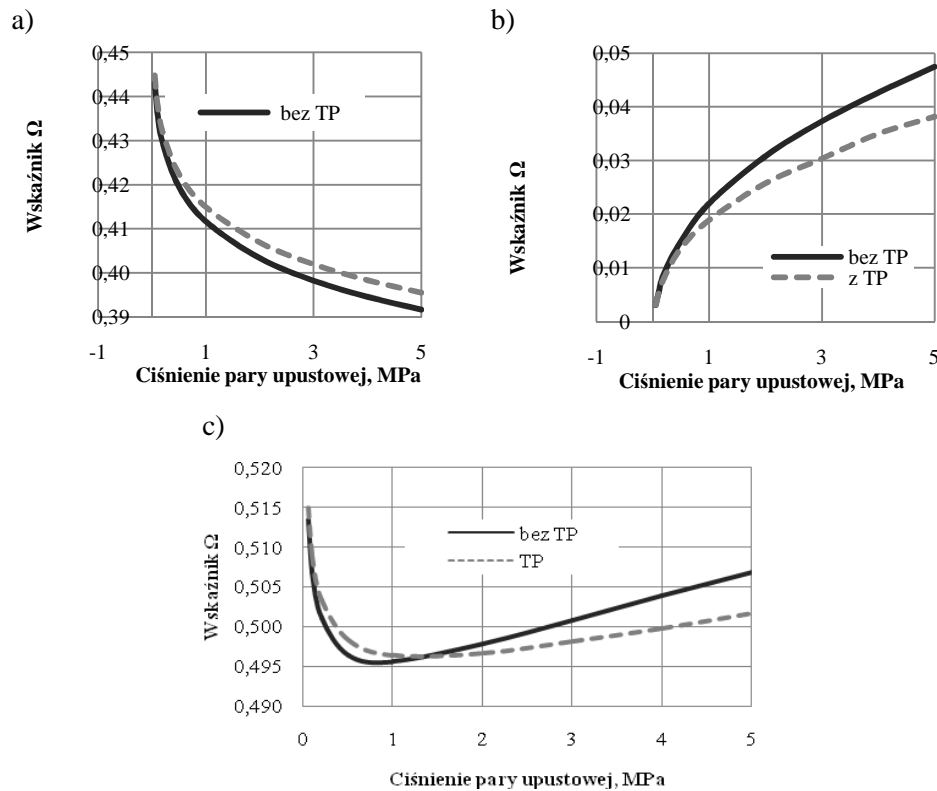
Wskaźnik nieodwracalność procesu Ω dla całego obiegu wynosi [2]:

$$\Omega_i = \frac{\Phi_i}{\dot{E}} \quad (3)$$

gdzie: \dot{E} – strumień energii paliwa doprowadzony do obiegu (jeśli sprawność kotła wynosi 1, to $\dot{E} = \dot{Q}_d$).

W przypadku obiegu z TP rośnie wskaźnik nieodwracalności procesów w kotle ze względu na niższą średnią temperaturę doprowadzania ciepła. Z drugiej strony maleje on dla regeneracyjnego podgrzewacza wody zasilającej ze względu na niższą różnicę temperatur pomiędzy czynnikami wymieniającymi ciepło (rys. 3).

Przyjęty do analizy uproszczony model obiegu parowego siłowni cieplnej odbiega od układu cieplnego rzeczywistego bloku energetycznego. TP będzie zasilala kilka podgrzewaczy regeneracyjnych. W przypadku kilku podgrzewaczy średnia temperatura pary upustowej kierowanej do tych wymienników będzie niższa, niż dla pojedynczego podgrzewacza zasilanego parą o wysokich parametrach. W związku z tym przeprowadzono obliczenia dla koncepcyjnego bloku węglowego o mocy 900 MW.



Rys. 3. Wskaźnik nieodwracalności w: a) kotłach, b) podgrzewaczu regeneracyjnym, c) obiegu

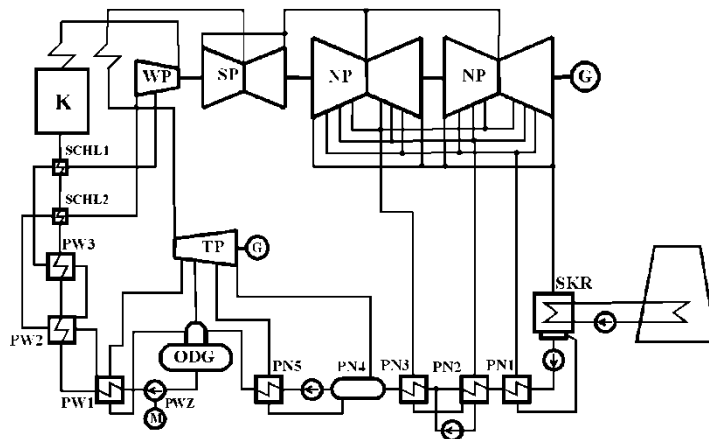
Fig. 3. Irreversibility rate in: a) boiler, b) feed water heater, c) cycle

2.2. Analiza termodynamiczna koncepcyjnego bloku o mocy 900 MW

Koncepcyjny blok o mocy elektrycznej brutto 900 MW jest opalany węglem kamiennym o wartości opałowej 23 MJ/kg. Parametry pary świeżej wynoszą 35 MPa/700°C, wtórnie przegrzanej – 7,5 MPa/720°C, temperatura wody zasilającej - 330°C, ciśnienie w skraplaczu – 4,5 kPa. Analizę termodynamiczną bloku węglowego przeprowadzono z wykorzystaniem programu Ebsilon Professional 10.0 dla trzech wariantów obiegu: obieg referencyjny - REF, obieg z turbiną pomocniczą - TP, obieg z TP oraz zewnętrznymi schładzaczami pary – TP_S (rys. 4). Na rys. 5 przedstawiono uśrednioną entropowo temperaturę wody zasilającej i pary upustowej, wyznaczoną w oparciu o [3]:

$$T_{sr} = \frac{h_d \cdot h_w}{s_d \cdot s_w} \quad (4)$$

gdzie: h_d , h_w – entalpia pary odpowiednio na dolocie i wylocie z podgrzewacza regeneracyjnego, s_d , s_w – entropia pary odpowiednio na dolocie i wylocie.

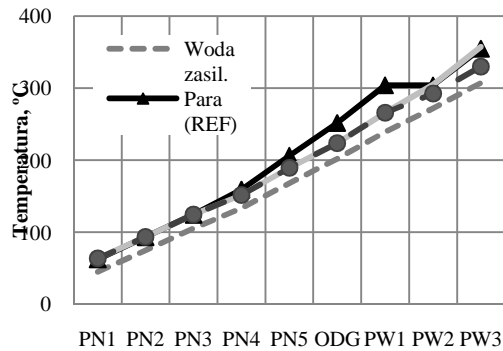


Rys. 4. Schemat bloku z turbiną pomocniczą TP oraz zewnętrznymi schładzaczami pary SCHŁ

Fig. 4. Diagram of the power unit with the auxiliary turbine and the external steam desuperheaters

Średnia temperatura pary upustowej w podgrzewaczach PN4-PW3 w obiegu REF wynosi $234,6^{\circ}\text{C}$ a w obiegu TP – $208,3^{\circ}\text{C}$. Różnica wynosi zatem $26,3^{\circ}\text{C}$, co w odniesieniu do analizy obiegu prostego, odpowiada sytuacji, gdy pojedynczy podgrzewacz regeneracyjny jest zasilany parą o ciśnieniu około 2 MPa, a przyrost sprawności obiegu z TP wynosi 0,12 pkt.%. W obiegu z TP najwyższe różnice temperatur występują w podgrzewaczach regeneracyjnych PW2 oraz PW3. W związku tym rozbudowano układ o dwa zewnętrzne schładzacze pary (SCHŁ 1 i SCHŁ 2). Temperatura wody zasilającej jest utrzymywana na tym samym poziomie jak w wariancie REF i TP (330°C).

W tabeli 1 zestawiono wartości wskaźnika nieodwracalności procesu w głównych elementach obiegu. Rozbudowa obiegu z TP o zewnętrzne schładzacze pary prowadzi do dalszego obniżania średnich różnic temperatury oraz zmniejszenia wskaźnika nieodwracalności procesu w podgrzewaczach regeneracyjnych. W tabeli 2 zestawiono podstawowe parametry pracy bloku dla trzech analizowanych wariantów. W celu uzyskania mocy elektrycznej brutto 900 MW w przypadku konfiguracji bloku z TP konieczne jest znaczne zwiększenie strumienia pary świeżej. Redukcji ulega natomiast strumień ciepła oddawanego w skraplaczu.



Rys. 5. Uśredniona entropowa temperatura wody zasilającej i pary upustowej

Fig. 5. The mean temperature of the feed water and the extraction steam

Tabela 1. Wskaźnik nieodwracalności procesu w poszczególnych elementach bloku

Table 1. The irreversibility rate in the individual components of the power unit

Wariant	Wskaźnik nieodwracalności procesu, %							
	K	T	TP	SKR	PR	SCHŁ	Obieg	K
REF	41,433	3,331	0,000	2,197	1,536	-	48,497	41,433
TP	41,602	3,099	0,134	2,190	1,122	0,000	48,235	41,602
TP_S	41,604	3,104	0,133	2,190	0,830	0,145	48,089	41,604

Tabela 2. Podstawowe wskaźniki pracy bloku 900 MW

Table 2. Basic indicators of 900 MW power unit

Wariant	REF	TP	TP_S
Strumień pary świeżej, kg/s	578,42	604,37	603,47
Strumień ciepła oddawany w skraplaczu, MW	743,1	739	735,6
Moc elektryczna bloku brutto (suma mocy generatora głównego i pomocniczego), MW	900	900	900
Moc elektryczna generatora pomocniczego, MW	-	38,6	38,5
Strumień pary do turbiny pomocniczej, kg/s	-	114,5	113,8
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto, %	52,61	52,79	52,9
Moc elektryczna netto, MW	838,9	837,5	837,6
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto, %	49,04	49,12	49,24
Wskaźnik potrzeb własnych bloku, %	6,79	6,94	6,93

3. Podsumowanie

W artykule przedstawiono koncepcję rozbudowy bloku parowego o dodatkową pomocniczą turbinę upustowo-przeciwprężną. Przeprowadzono analizę teoretyczną dla obiegu prostej siłowni parowej w celu oceny wpływu dobudowy turbiny pomocniczej na sprawność obiegu siłowni oraz generację entropii w poszczególnych elementach obiegu. Wzrost sprawności netto wytwa-

rzania energii elektrycznej wynikający z zastosowania TP jest niewielki i wyniósł 0,08 pkt.% względem obiegu bez TP. Rozbudowa obiegu z TP o zewnętrzne schładzacze pary przy zachowaniu stałej temperatury wody zasilającej daje dodatkowe 0,12 pkt.%. Zastosowanie turbiny pomocniczej może jednakże pozwolić na redukcję kosztów regeneracyjnych podgrzewaczy wody zasilającej.

Literatura

- [1] Steam Turbine System, US Patent No US 7,607,304 B2, Oct. 27, 2009.
- [2] Hasan M.R.: Entropy Method as Criteria for Analysis a Steam Power Plant, J. Engineering, 15 (2009) 4025-4040.
- [3] Obiegi cieplne nadkrytycznych bloków węglowych, Praca zbiorowa pod redakcją T. Chmielniaka i A. Ziębika, Gliwice 2010.

Przedstawione w pracy wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy SP/E/1/67484/10 – Strategiczny Program Badawczy – Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin.

TERMODYNAMIC ANALYSIS OF COAL-FIRED ULTRA-SUPERCRITICAL POWER PLANT WITH AUXILIARY TURBINE

Summary

The necessity of the reduction of greenhouse gases emissions and improving the economics of electricity generation resulted in significant progress in the development of the coal-fired power plants. New perspectives gives the generation of power plants for advanced ultra-supercritical (A-USC) steam parameters of temperature of 700°C/720°C. A significant increase of the steam temperature, especially reheated, increases the problem of the temperature differences in the high and low-pressure feed water heaters. This results in the increase of generated entropy and material problems. The solution can be introducing into the steam cycle an auxiliary extraction-backpressure turbine (AT). The AT cycle is a simple cycle without steam reheating. As the result it has lower efficiency in comparison with the main cycle. The use of the AT leads to the reduction of profit resulting from the reheating of steam, because the mass flow of steam transmitted to the boiler reheater is reduced. The benefit resulting from the decrease of the entropy generation in the feed water heaters should then exceed the loss related with the reduction of the steam mass flow, which is reheated in the boiler. In the paper the thermodynamic analysis of the simple cycle and the conceptual 900 MW power plant with the auxiliary extraction-backpressure turbine is presented.

Keywords: steam cycle, auxiliary turbine, feed water heaters, entropy analysis

DOI: 10.7862/rm.2014.9

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014