

WŁODZIMIERZ WRÓBLEWSKI\*

HENRYK ŁUKOWICZ

SEBASTIAN RULIK

Politechnika Śląska

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

Gliwice

## **Analiza sprawności obiegu cieplnego ultra-nadkrytycznego bloku kondensacyjnego dla szeregowej konfiguracji skraplaczy**

Przedmiotem niniejszej analizy jest dobór parametrów oraz konfiguracji układu chłodzenia dla bloku ultra-nadkrytycznego o mocy 900 MW. Analizę pracy skraplacza oparto o amerykańską normę Heat Exchange Institute. Przedstawione badania obejmują porównanie dwóch wariantów układu chłodzenia, które dotyczą konfiguracji równoległej oraz szeregowej pracy skraplacza. Układ równoległy jest powszechnie stosowany, a rozdzielenie strumienia wody chłodzącej na poszczególne skraplacze bądź sekcje skraplacza daje w nich jednakowe warunki kondensacji. W przypadku konfiguracji szeregowej całkowity strumień wody chłodzącej przepływa szeregowo przez skraplacz pierwszy, a następnie trafia do skraplacza drugiego. Takie rozwiązanie w stosunku do układu równoległego powoduje wzrost sprawności obiegu wynikający z obniżenia całkowitego ciśnienia w skraplaczu. Konfiguracja szeregową powoduje, że obniżeniu ciśnienia w pierwszej sekcji skraplacza towarzyszy nieznaczny wzrost ciśnienia w drugiej sekcji skraplacza. Stąd też pole powierzchni wymiany ciepła drugiej sekcji skraplacza jest często zwiększone w celu poprawy warunków kondensacji. Niniejsza praca stanowi uzupełnienie oraz rozszerzenie przedstawionych w literaturze analiz. Dotyczy to w szczególności dokładnego uwzględnienia wpływu straty wylotowej turbiny niskoprężnej na wartość uzyskiwanych przyrostów sprawności obiegu cieplnego w przypadku konfiguracji szeregowej pracy skraplacza.

### **1 Wstęp**

Istnieje wiele metod poprawy sprawności bloków węglowych zarówno nowo budowanych jak i już istniejących [1,9]. Jednym z kluczowych czynników mogących

---

\*E-mail: wlodzimierz.wroblewski@polsl.pl

mieć wpływ na wzrost sprawności obiegu cieplnego poza zwiększeniem parametrów pary świeżej, jest odpowiedni dobór parametrów i konfiguracji układu chłodzenia. Dotyczy to w szczególności nowo projektowanych bloków dużej mocy na ultra-nadkrytyczne parametry pary.

Przedmiotem niniejszej analizy jest dobór parametrów oraz konfiguracji układu chłodzenia dla bloku ultra-nadkrytycznego o mocy 900 MW z parametrami pary świeżej 650 °C i 30 MPa [7]. Obliczenia dotyczące skraplacza zostały przeprowadzone przy wykorzystaniu modelu opracowanego przez Heat Exchange Institute (HEI) [6]. Podstawowe parametry wody chłodzącej zostały natomiast przyjęte w oparciu o obliczenia projektowe chłodni kominowej opisane w [8]. Przedstawione badania obejmują porównanie dwóch wariantów konfiguracji skraplacza: konfiguracji równoległej (skraplacz jednociśnieniowy) oraz szeregowej (skraplacz dwuciśnieniowy). Podobne zagadnienie było rozpatrywane w [2,5]. W badaniach ocenie poddano wpływ straty wylotowej turbiny na wartość uzyskiwanych przyrostów sprawności obiegu cieplnego oraz określenie parametrów geometrycznych skraplacza. Dodatkowo analizowano wpływ założonego przekroju wylotowego poszczególnych części turbiny niskoprężnej na sprawność obiegu.

## 2 Model skraplacza

Algorytm obliczeń zaproponowany do obliczeń podstawowych parametrów pracy skraplacza został oparty na amerykańskich wytycznych projektowych Heat Exchange Institute (HEI) wykorzystujących model HEI [6]. Wytyczne te wykorzystują dane licznych badań eksperymentalnych. Na ich podstawie można określić całkowity współczynnik przenikania ciepła w postaci funkcji

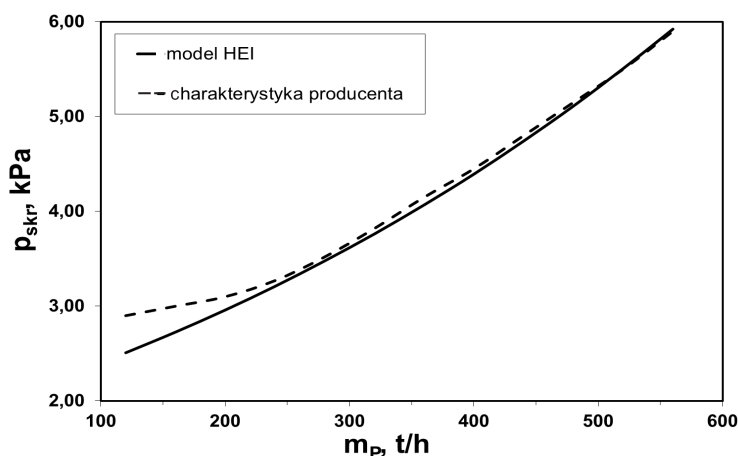
$$k_{ref} = k_p C_1 C_2 C_3 , \quad (1)$$

gdzie:  $k_p$  – współczynnik podstawowy przenikania ciepła, który jest funkcją średnicy zewnętrznej rurek skraplacza oraz założonej prędkości wody chłodzącej,  $C_1$  – współczynnik wpływu temperatury wody chłodzącej na wlocie do skraplacza,  $C_2$  – współczynnik wpływu grubości oraz materiału rurek skraplacza,  $C_3$  – współczynnik czystości. Pole powierzchni wymiany ciepła skraplacza można w tym przypadku wyznaczyć z bilansu masy i energii oraz równania Pecleta:

$$Q_{skr} = k_{ref} A \Delta t_{log} , \quad (2)$$

gdzie:  $Q_{skr}$  – strumień ciepła odbierany w skraplaczu,  $A$  – pole powierzchni wymiany ciepła,  $\Delta t_{log}$  – logarytmiczna różnica temperatur.

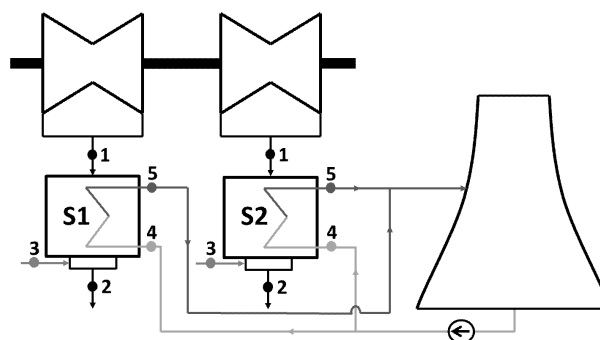
Walidacja zastosowanego modelu skraplacza została przeprowadzona na podstawie charakterystyki producenta skraplacza SF-11420 stosowanego w turbinach o mocy 215 MW [4]. Uzyskana wartość współczynnika przenikania ciepła na podstawie metody HEI wynosiła w tym przypadku 2,715 kW/(m<sup>2</sup>K) i odpowiadała wartości podanej przez producenta. Na rys. 1 przedstawiono charakterystykę ciśnienia w skraplaczu  $p_{skr}$  w funkcji strumienia pary świeżej  $m_p$ . Wartość temperatury wody chłodzącej wynosiła w tym przypadku 17 °C, a strumień wody chłodzącej równy był 26000 t/h, co odpowiada 88% strumienia nominalnego. Charakterystyka ciśnienia w skraplaczu, uzyskana na podstawie metody HEI, wykazuje, w tym przypadku, dobrą zgodność z charakterystyką producenta. Jedynie dla niskich wartości strumienia pary wlotowej model HEI zaniża wartość ciśnienia w skraplaczu. Różnica ta wynika z nie uwzględnienia w modelu HEI charakterystyki urządzenia próżniowego odsysającego powietrze ze skraplacza.



Rysunek 1. Walidacja zastosowanego modelu skraplacza

### 3 Układ równoległy

Obecnie bloki energetyczne wyposażone są najczęściej w równoległy układ chłodzenia. W tego typu rozwiązaniu strumień wody chłodzącej dzielony jest równo między pracujące skraplacze bądź sekcje skraplaczy. Oznacza to, że warunki kondensacji w każdym skraplaczu są identyczne. W konsekwencji panuje w nich jednakowe ciśnienie, a przyrost temperatury wody chłodzącej jest jednakowy. Zaletą tego rozwiązania jest możliwość uzyskania identycznych parametrów w każdym przekroju wylotowym turbiny.



Rysunek 2. Konfiguracja równoległa układu chłodzenia (wyjściowa). S1, S2 – odpowiednio pierwsza i druga sekcja skraplacza

Konfiguracja przyjętego w ramach analizy obiegu cieplnego zakłada zastosowanie skraplacza równoległego o ciśnieniu nominalnym 5 kPa [7]. Podstawowa konfiguracja układu chłodzenia dla rozważanego przypadku została przedstawiona na rys. 2. Część niskoprężna turbiny ma konstrukcję dwukadłubową i posiada cztery wyloty do skraplacza [7]. W tabeli 1 zestawiono podstawowe wielkości przyjęte do obliczeń projektowych skraplacza. Parametry wody chłodzącej zostały w tym przypadku określone na podstawie obliczeń projektowych chłodni kominowej [8].

Tabela 1. Wielkości założone do obliczeń projektowych skraplacza

Parametr	Wartość
Ciśnienie wody chłodzącej na wlocie	0,3 MPa
Temperatura wody chłodzącej na wlocie	19,1 °C
Przyrost temperatury wody chłodzącej	9,2 °C
Prędkość wody chłodzącej	2 m/s
Grubość rurek skraplacza	0,7 mm
Średnica rurek skraplacza	22,2–25,4 mm
Współczynnik czystości rurek skraplacza	0,85

Podstawowe parametry pracy skraplacza uzyskane na podstawie analizy termodynamicznej obiegu cieplnego oraz obliczeń projektowych skraplacza zamieszczone są w tabeli 2. Stopień suchości pary na wlocie do skraplacza wynosi w tym przypadku 0,93. Strumień ciepła przekazywany w skraplaczu jest równy 841,7 MW, a łączne pole powierzchni wymiany ciepła skraplacza w układzie równoległym wynosi 37500 m<sup>2</sup> (2×18750 m<sup>2</sup>). Wartość nominalna spiętrzenia temperatury w skraplaczu wynosi 4,6 °C, przy założonym ciśnieniu na poziomie 5 kPa.

Tabela 2. Podstawowe parametry nominalne pracy skraplacza równoległego

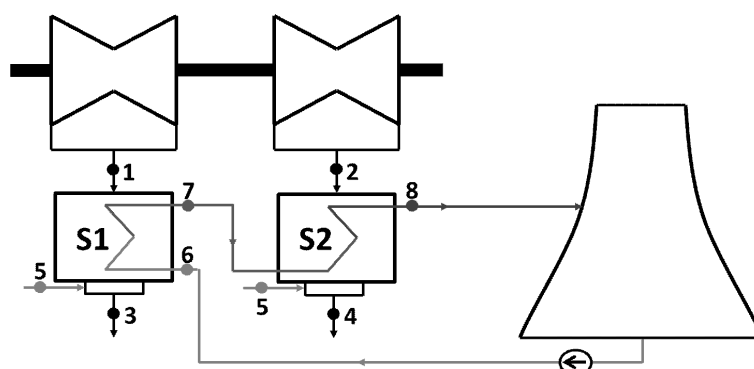
Punkt	Strumień masy $m$ , [kg/s]	Temperatura $t$ , [°C]	Ciśnienie $p$ , [kPa]	Entalpia $h$ , [kJ/kg]
1	186,1	32,9	5,00	2390,9
2	197,2	32,9	5,00	137,8
3	11,1	67,0	27,37	280,5
4	2×10938	19,1	300,00	80,4
5	2×10938	28,3	300,00	118,9

## 4 Układ szeregowy

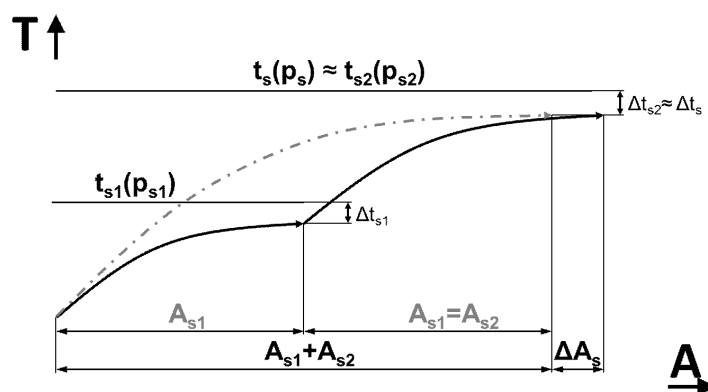
Obecnie poza układem równoległym chłodzenia stosowany jest także układ szeregowy ze skraplaczem dwuciśnieniowym. Z punktu widzenia termodynamicznego, konfiguracja taka może przynieść istotne korzyści. W układzie szeregowym całkowity strumień wody chłodzącej przepływa najpierw przez pierwszy skraplacz S1, a następnie przez drugi skraplacz S2 (rys. 3). Uzyskuje się wtedy lepsze warunki kondensacji w skraplaczu S1. Wartość ciśnienia w skraplaczu drugim jest natomiast wyższa niż w przypadku konfiguracji równoległej, z uwagi na wyższą temperaturę wody chłodzącej na wlocie. Stąd też pole powierzchni wymiany ciepła skraplacza S2 powinno być dodatkowo zwiększone, co powoduje, że możliwe jest uzyskanie podobnej wartości ciśnienia jak w przypadku układu równoległego.

Wykonana analiza pozwoliła na oszacowanie korzyści z zastosowania układu szeregowego dla nowoczesnego ultra-nadkrytycznego bloku węglowego. Warto jednak podkreślić, że parametry układu chłodzenia dla rozpatrywanego bloku zostały przyjęte w oparciu o polskie warunki klimatyczne. Dotyczy to zwłaszcza parametrów pracy chłodni kominowej. Dodatkowo w prowadzonej analizie uwzględniono stratę wylotową turbiny i wielkość przekroju wylotowego, oraz ich wpływ na wartość uzyskiwanych przyrostów sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Taki układ skraplacza został przedmiotem wniosku patentowego [2], natomiast korzyści takiego rozwiązania były potwierdzone m.in. w [5]. Zaproponowaną konfigurację układu chłodzenia w przypadku zastosowania wariantu szeregowego przedstawiono na rys. 3.

Charakterystykę skraplacza równoległego oraz szeregowego przedstawiono rys. 4. Pole powierzchni wymiany ciepła drugiej sekcji skraplacza szeregowego jest w tym przypadku zwiększone o wartość  $\Delta A_s$  w celu uzyskania takiej samej wartości ciśnienia w skraplaczu S2, jak w układzie równoległym.



Rysunek 3. Konfiguracja szeregowy skraplacza. S1, S2 – odpowiednio pierwsza i druga sekcja skraplacza

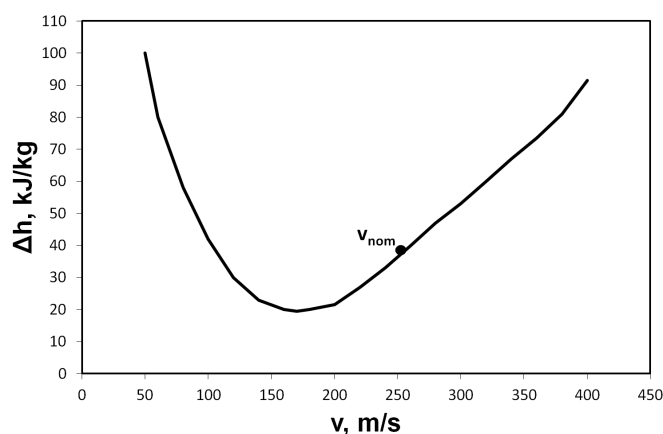


Rysunek 4. Charakterystyka zmiany temperatury wody chłodzącej skraplacza ( $T$ ) w funkcji pola powierzchni wymiany ciepła ( $A$ ):  $A_{s1}$ ,  $A_{s2}$  – pole powierzchni wymiany ciepła pierwszej oraz drugiej sekcji skraplacza,  $\Delta A_s$  – przyrost pola powierzchni wymiany ciepła skraplacza szeregowego,  $t_{s1}$ ,  $t_{s2}$  – temperatura w pierwszej oraz drugiej sekcji skraplacza szeregowego odpowiadająca ciśnieniu nasycenia,  $t_s$  – temperatura w skraplaczu równoległym odpowiadająca ciśnieniu nasycenia,  $\Delta t_{s1}$ ,  $\Delta t_{s2}$  – spiętrzenie temperatury w pierwszej oraz drugiej sekcji skraplacza,  $\Delta t_s$  – spiętrzenie temperatury w skraplaczu równoległym,  $p_s$  – ciśnienie nasycenia dla  $t_s$ ,  $p_{s1}$  – ciśnienie nasycenia dla  $t_{s1}$ ,  $p_{s2}$  – ciśnienie nasycenia dla  $t_{s2}$

## 5 Wpływ zastosowania skraplacza szeregowego na sprawność obiegu

Analizę porównawczą poszczególnych konfiguracji układu chłodzenia skraplacza przeprowadzono dla układu równoległego oraz szeregowego. W obydwu przypad-

kach w analizie termodynamicznej uwzględniono wpływ straty wylotowej turbiny, która może w sposób znaczący zmienić ilościową ocenę korzyści płynących z zastosowania omawianego rozwiązania. Strata wylotowa w tym przypadku jest bezpośrednio związana zarówno z przekrojem wylotowym turbiny jak i wartością ciśnienia w skraplaczu. Obniżenie wartości ciśnienia w skraplaczu powoduje wzrost objętości właściwej pary w końcowym punkcie ekspansji, a co za tym idzie wzrost prędkości wylotowej z turbiny, co przekłada się na wzrost straty wylotowej. Z tego powodu przekrój wylotowy turbiny powinien być dobierany dla konkretnego ciśnienia w skraplaczu oraz strumienia pary przepływającej przez ostatni stopień części niskoprężnej turbiny. Dlatego dla układu szeregowego opartego o skraplacz dwuciśnieniowy wskazane jest projektowanie niesymetrycznej części niskoprężnej turbiny. Rozwiązanie takie umożliwia uzyskanie jednakowych prędkości w obydwu przekrojach wylotowych i tym samym utrzymanie na jednakowym poziomie wartości straty wylotowej w każdym z wylotów. Uwzględnienie w analizie termodynamicznej straty wylotowej powoduje dodatkowo zmniejszenie użytecznego spadku entalpii w ostatnim stopniu turbiny niskoprężnej i tym samym zmniejszenie wartości mocy.



Rysunek 5. Charakterystyka straty wylotowej turbiny ( $\Delta h$ ) w funkcji prędkości wylotowej  $V$

Charakterystyka straty wylotowej turbiny,  $\Delta h$ , w funkcji prędkości wylotowej przedstawiona na rys. 5 została przyjęta na podstawie [6]. Wartość prędkości wylotowej dla nowoczesnych bloków dużej mocy powinna mieścić się w zakresie 150–300 m/s. W celu określenia prędkości wylotowej pary z turbiny niezbędne jest zadanie liczby wylotów turbiny oraz ich przekrojów. Wielkości te zostały przyjęte na podstawie [7]. W pierwszym wariantcie (wylot A) całkowite pole przekroju wylotu dla założonej wysokości łopatek  $h = 1040$  mm wynosi  $A_c = 38,8$  m<sup>2</sup> (pole przekroju pojedynczego wylotu  $A = 9,7$  m<sup>2</sup>). Analizowano również drugi wariant (wylot B) z całkowitym polem przekroju  $A_c = 50$  m<sup>2</sup> z łopatkami o wysokości  $h = 1150$  mm dla którego pole przekroju pojedynczego wylotu jest równe  $A = 12,5$  m<sup>2</sup>. Wymienione warianty zostały zestawione w tab. 3. Dodatkowo rozpatrywano także niesymetryczną część niskoprężną turbiny współpracującą ze skraplaczem szeregowym.

Tabela 3. Podstawowe wielkości przyjęte do analizy układu chłodzenia z uwzględnieniem straty wylotowej

Sprawność ostatnich grup stopni części niskoprężnej (bez uwzględnienia straty wylotowej) $\eta_i = 0.8$			
Wylot A	$A = 9,7$ m <sup>2</sup>	$A_c = 38,8$ m <sup>2</sup>	$h = 1040$ mm
Wylot B	$A = 12,5$ m <sup>2</sup>	$A_c = 50$ m <sup>2</sup>	$h = 1150$ mm

Analiza obejmowała cztery główne warianty obliczeń. Dla wariantu I przyjęto równoległy układ pracy skraplacza. Warianty II i III dotyczyły szeregowej konfiguracji pracy skraplacza przy założeniu symetrycznej części niskoprężnej turbiny. Dla wariantu III zwiększono pole powierzchni wymiany ciepła skraplacza S2 w celu uzyskania podobnych warunków kondensacji jak w układzie równoległym. Wzrost pola powierzchni wymiany ciepła wyniósł w tym przypadku odpowiednio 12 p.p. (wylot A) oraz 10 p.p. (wylot B). Wariant IV uwzględnia dodatkowo zastosowanie niesymetrycznej części przepływowej turbiny niskoprężnej. Przyjęto w tym wariantcie, że przekrój wylotowy turbiny, który połączony jest ze skraplaczem, w którym panuje niższe ciśnienie, jest odpowiednio zwiększony w celu zapewnienia tej samej wartości straty wylotowej we wszystkich wylotach turbiny. Tabela 4 zawiera wyniki analizy przeprowadzonej dla bloku o mocy 900 MW i sprawności wytwarzania energii elektrycznej brutto równej 49,11 p.p. Obliczenia te wykazały, że uwzględnienie w analizie straty wylotowej prowadzi do obniżenia korzyści płynących z zastosowania konfiguracji szeregowej skraplacza. Stąd też istnieje konieczność odpowiedniego doboru przekroju wylotowego turbiny.

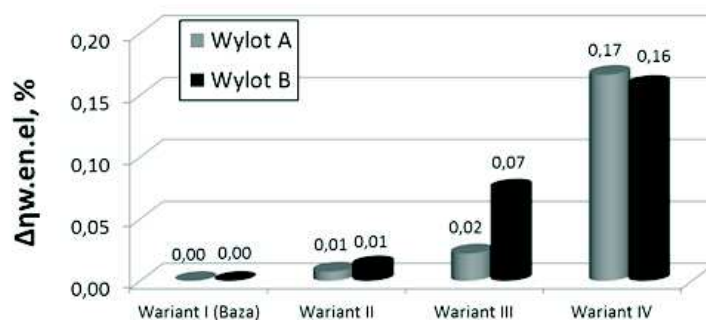


Tabela 4. Porównanie konfiguracji równoległej oraz szeregowej skraplacza

Wariant	Przekrój pojedynczej części niskoprężnej [m <sup>2</sup> ]	Sprawność generacji energii elekt. $\eta_{w.en.el.}$ [%]	Moc elektryczna bloku $N_{el}$ [MW]	Ciśnienie w skraplaczu S1 $p_{s1}$ [kPa]	Ciśnienie w skraplaczu S2 $p_{s2}$ [kPa]
IA	9,7/9,7	48,318	885,9	5,00	5,00
IIA		48,325	886,0	4,23	5,38
IIIA		48,340	886,3	4,23	5,00
IVA	9,7/11,3	48,484	888,9	4,23	5,00
IB	12,5/12,5	48,663	892,2	5,00	5,00
IIB		48,675	892,4	4,23	5,38
IIIB		48,737	893,6	4,23	5,00
IVB	12,5/14,3	48,821	895,1	4,23	5,00

Rysunek 6 przedstawia wpływ zastosowania szeregowego układu skraplacza na przyrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej brutto. Uzyskane wartości zostały odniesione do wyjściowej konfiguracji równoległej skraplacza (wariant I). Przyrosty sprawności zostały określone oddzielnie dla wylotu A oraz B (tab. 3). Uzyskane wyniki pokazują, że szeregowo konfiguracja skraplacza bez zwiększenia pola powierzchni skraplacza S2 przynosi bardzo niewielki przyrost sprawności rzędu 0,03 p.p. (wariant II). Dopiero zwiększenie pola powierzchni wymiany ciepła skraplacza S2 w celu uzyskania w nim jednakowej wartości ciśnienia, jak w wariantcie pracy równoległej, prowadzi do nieznacznych przyrostów sprawności (wariant III). Znaczący przyrost sprawności uzyskano wyłącznie przy zastosowaniu niesymetrycznej części niskoprężnej turbiny. Uzyskane przyrosty oscylują w tym przypadku w granicach 0,16–0,17 p.p.

Warto także podkreślić bardzo znaczny wpływ straty wylotowej na wartość sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Związane jest to głównie z wartością prędkości wylotowej, która dla wariantu A wyniosła 300 m/s, dla wylotów połączonych ze skraplaczem S1, oraz odpowiednio 255 m/s dla wylotów połączonych ze skraplaczem S2. Zwiększenie przekroju wylotowego do 12,5 m<sup>2</sup> umożliwiło redukcję uzyskanych wartości prędkości odpowiednio do poziomu 230 m/s i 196 m/s. Powoduje to jednocześnie bardzo znaczny spadek jednostkowej straty wylotowej (rys. 5). Dla analizowanego wariantu bazowego (wariant I) różnica w sprawności wytwarzania energii elektrycznej wyniosła 0,345 p.p. przy zmianie całkowitego przekroju wylotowego turbiny z 38,8 m<sup>2</sup> na 50 m<sup>2</sup>.



Rysunek 6. Wpływ konfiguracji układu chłodzenia na zmianę sprawności wytwarzania energii elektrycznej ( $\Delta\eta_{w.en.el}$ )

## 6 Podsumowanie

Przedstawiona analiza miała na celu określenie podstawowych parametrów układu chłodzenia dla ultra-nadkrytycznego bloku kondensacyjnego o mocy 900 MW. W ramach analizy wskazano korzyści płynące z zastosowania konfiguracji szeregowej skraplacza. Analiza uwzględniała także wpływ straty wylotowej turbiny na wartość uzyskiwanych przyrostów sprawności. W tym przypadku dodatkowo określono wpływ przekroju wylotowego turbiny na sprawność całego obiegu dla różnych konfiguracji układu chłodzenia. Maksymalny przyrost sprawności wynikający z zastosowania szeregowego układu chłodzenia wraz z niesymetryczną częścią niskoprężną turbiny wyniósł 0,17 p.p. Uzyskane wartości sprawności uzależnione były w dużym stopniu od założonego pola powierzchni wylotu turbiny. Stąd też wniosek, że zastosowanie układu szeregowego skraplacza powinno być powiązane z odpowiednim doбором przekrojów wylotowych turbiny, który skutkuje zaleceniem budowy niesymetrycznej części niskoprężnej turbiny, co zwiększa nakłady inwestycyjne. Pozwala jednak na zmniejszenie straty wylotowej turbiny i tym samym na przyrost sprawności całego obiegu. Przeprowadzone badania wykazały, że odpowiedni dobór konfiguracji układu chłodzenia, jak i przekrojów wylotowych turbiny, daje możliwość poprawy sprawności wytwarzania energii elektrycznej całego obiegu.

*Praca wpłynęła do redakcji we wrześniu 2012 r.*

## Literatura

- [1] Chmielniak T., Łukowicz H., Kochaniewicz A.: *Analiza nadkrytycznych układów siłowni parowych z odzyskiem ciepła ze spalin*. Archiwum Energetyki **38**(2008), 2, 35–43.
- [2] *Condensing Turbine Installation*. United State Patent 4.306.418, 12.22.1981.
- [3] Cziesla F., Beverunge J., Senzel A.: *Lünen-State-of-the Art Ultra Supercritical Steam Power Plant Under Construction*. POWER-GEN Europe, Cologne, 2009.
- [4] *Charakterystyka skraplacza SF-11420*. Dokumentacja techniczno-ruchowa, Zakłady Mechaniczne w Elblągu, Elbląg 1966.
- [5] Kłapecki A., Zygmanski W.: *Dwuciśnieniowy kondensator turbiny, Nowoczesne bloki nadkrytyczne*. Energetyka Ciepła i Zawodowa **9**(2010).
- [6] Pulman E.: *Steam Surface Condensers*. ASME Press, New York 2001.
- [7] Łukowicz H.: *Wybór struktury obiegu cieplnego bloku 900 MW. Opracowanie pakietu programów do analizy pracy obiegu i turbiny w warunkach odbiegających od nominalnych*. Sprawozdanie wewnętrzne. z zadania 17-VI.1, 2011, Strategiczny program badawczy: Zawsomowane technologie pozyskiwania energii, Zadanie nr 1: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO<sub>2</sub> ze spalin.
- [8] Stechman A.: *Projekt chłodni kominowej dla wybranej krajowej elektrowni. Część 1*. Opracowanie wewnętrzne BSIPChE Projchłod Sp z o.o. Nr 4692.CK, Gliwice 2012.
- [9] Stępczyńska K., Łukowicz H., Dykas S., Czaja D.: *Obliczenia ultra-nadkrytycznego bloku węglowego o mocy 900 MW z odzyskiem ciepła ze spalin*. Archiwum Energetyki **42**(2012), 2, 155–164.
- [10] Wróblewski W., Dykas S., Rulik S.: *Determination of interaction between thermal cycle and cooling water system of supercritical power plant*. Archiwum Energetyki **40**(2010), 1, 3–20.

### The influence of application of a serial condenser for the ultra-critical power unit

#### S u m m a r y

The aim of this paper is the selection of parameters and configuration of the cooling system of 900 MW ultra-supercritical power unit. The performed analysis of the condenser was based on the Heat Exchange Institute standard. The presented studies include comparison of two variants of cooling water system. Both, the parallel and serial configuration of the condenser was investigated. Parallel cooling water system is widely used, and the separation of the cooling water stream into individual sections of the condenser or condensers give equal conditions of condensation. In the case of a serial configuration, the total flow of cooling water flows through the first condenser and then it goes to the second condenser. This causes the decrease of pressure in the first and increase of pressure in the second condenser. Hence, the heat exchange surface area of the second condenser is often increased to improve the conditions of condensation. This paper extends the analyzes presented in the literature. It particularly concerns the investigation of influence of the exhaust loss for obtained efficiency gains in case of the serial configuration of condenser.