

# Weryfikacja doboru średnicy rury skraplacza dla bloku 200 MW

Verification of the selection of the diameter of the steam condenser tube for a 200 MW unit

RAFAŁ LASKOWSKI, ADAM SMYK, ARTUR RUSOWICZ, ANDRZEJ GRZEBIELEC, ADAM RUCIŃSKI

DOI 10.36119/15.2022.2.2

W skraplaczach energetycznych bloków parowych dochodzi do odprowadzenia ciepła kondensacji pary do otoczenia. Geometria (powierzchnia wymiany ciepła, średnica rury) i warunki pracy skraplaczy energetycznych wpływają na osiągi bloku (moc i sprawność). Wraz ze zmianą średnicy rury skraplacza następuje zmiana warunków wymiany ciepła i oporów przepływu wody chłodzącej, co przekłada się na ciśnienie kondensującej pary, moc generowaną przez turbinę, moc potrzebną do napędu pompy wody chłodzącej i sprawność bloku. Ze względu na wydłużenie czasu pracy bloków energetycznych klasy 200 MW i ich większą elastyczność pracy w systemie elektroenergetycznym w artykule dokonano weryfikacji doboru średnicy rury skraplacza w celu zbadania możliwości poprawy osiągnięć. Model bloku 200 MW został stworzony w programie Epsilon. Kryterium optymalizacyjnym jest maksymalizacja mocy i sprawności netto bloku.

*Słowa kluczowe: skraplacz energetyczny, średnica rury skraplacza, optymalizacja*

In steam power plants condensers, the condensation heat of the steam is removed to the environment. The geometry (heat transfer surface area, tube diameter) and the operating conditions of the steam condensers influence the power plant performance (power and efficiency). As the diameter of the steam condenser tube changes, the heat transfer conditions and the cooling water flow resistance change, which translates into the pressure of condensing steam, the power generated by the turbine, the power needed to drive the cooling water pump and the power plant efficiency. Due to the extension of the operating time of 200 MW class power units and their greater flexibility of operation in the power system, the article verifies the selection of the diameter of the steam condenser tube in order to investigate the possibilities of improving performance. The 200 MW unit model was created in the Epsilon program. The optimization criterion is to maximize the power and net efficiency of the unit.

*Keywords: steam condenser, condenser tube diameter, optimization*

## Wstęp

W Polsce w latach 70 i 80 wybudowano szereg bloków węglowych klasy 200MW, które pracują jako podstawowe jednostki wytwórcze. Aktualnie pracują 54 bloki klasy 200 MW [1], a czas ich eksploatacji wynosi średnio 40 lat. Obecnie jest realizowany Program „Bloki 200+” [2], który ma na celu poprawę elastyczności pracy bloków, poprawę sprawności dla całego zakresu pracy, w szczególności dla niskich obciążeń i przedłużenia czasu eksploatacji bloków 200MW. Potrzeba poprawy elastyczności pracy bloków 200 MW wynika z większego udziału produkcji energii elektrycznej z odnawialnych źródeł, głównie z siłowni wiatrowych. W przypadku zmiany produkcji ze źródeł

odnawialnych bloki węglowe 200 MW będą pełniły funkcję regulacyjną tak, aby zbilansować zapotrzebowanie na energię elektryczną. Na sprawność elektrowni największy wpływ mają warunki pracy kotła parowego [3, 4] i turbiny parowej [5, 6, 7] oraz parametry pracy układu chłodzenia [8-12]. W artykule skupiono się na możliwości poprawy sprawności bloku od strony układu chłodzenia.

Poprawa osiągnięć układu chłodzenia powinna dotyczyć zarówno obciążenia znamionowego jak i zmiany parametrów wlotowych do skraplacza (temperatury i strumienia masy wody chłodzącej) przy zmiennym obciążeniu bloku. W literaturze można znaleźć artykuły, których autorzy analizują osiągi skraplacza w funkcji temperatury wody chłodzącej [13, 14], stru-

mienia masy wody chłodzącej [15, 17] i strumienia masy pary [10, 18, 19, 20]. Poprawę efektywności skraplacza można osiągnąć poprzez optymalizację jego konstrukcji, w tym odpowiedni dobór średnicy rurek skraplacza. Podczas retrofitu skraplacza można dokonać wymiany rur na pęk o innej średnicy bez zmiany jego ukształtowania. Do takich analiz są wystarczające obliczenia układowe wykonane w programach Hysys lub Epsilon [21]. Modyfikacja może także dotyczyć ukształtowania pęku rur i w tym przypadku zasadne jest wykonanie obliczeń modelem dwu [22-26] lub nawet trzy wymiarowym [27].

Modele dwuwymiarowe i trzywymiarowe są stosowane do analizy rozkładu pola prędkości, ciśnienia i temperatury

dr hab. inż. Rafał Laskowski, Profesor PW <https://orcid.org/0000-0002-0248-7866>, dr inż. Adam Smyk <https://orcid.org/0000-0002-9514-7907>, dr hab. inż. Artur Rusowicz, Profesor PW <https://orcid.org/0000-0001-7949-6907>, dr inż. Andrzej Grzebielec <https://orcid.org/0000-0003-3320-5929>, dr inż. Adam Ruciński <https://orcid.org/0000-0001-6545-9865> – Instytut Techniki Ciepłej, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa, Politechnika Warszawska, Warszawa. e-mail: rafal.laskowski@itc.pw.edu.pl, adam.smyk@itc.pw.edu.pl, artur.rusowicz@pw.edu.pl, andrzej.grzebielec@pw.edu.pl, adam.rucinski@pw.edu.pl

przy analizie kształtu pęku rur w skraplaczach [22-26]. Ze względu na złożone procesy ciepło-przepływowe w skraplaczu, tj. proces kondensacji występujący na powierzchni rur, spływu kropli w poszczególnych rurach, złożoną geometrię pęku rur, występowanie gazów inertych, obliczenia te są przeprowadzane w programach CFD, jak również w programach autorskich. Przykładem takiego autorskiego programu jest dwuwymiarowy model skraplacza na bazie złoża porowatego [26].

Poprzez zmianę średnicy rury skraplacza wpływa się na ciśnienie kondensującej pary w skraplaczu i na moc generowaną przez turbinę parową, w szczególności część niskoprężną turbiny. Przykładowo zmniejszeniu średnicy rury skraplacza dla stałego strumienia masy wody przepływającej przez skraplacz towarzyszy wzrost prędkości wody chłodzącej w rurach i prowadzi do obniżenia ciśnienia w skraplaczu po stronie kondensującej pary. Para w części niskoprężnej turbiny rozpręża się do niższego ciśnienia, więc generuje większą moc. Jednocześnie wzrost prędkości wody chłodzącej w rurach skraplacza zwiększa opory przepływu i prowadzi do wzrostu mocy elektrycznej jaką należy doprowadzić do pompy wody chłodzącej. Jak widać istnieje optimum wartości średnicy rur skraplacza, dla której różnica pomiędzy mocą generowaną na turbinie parowej i potrzebną do napędu pompy wody chłodzącej będzie maksymalna. Kryterium maksymalizacji mocy wydaje się najbardziej odpowiednie, ale do określenia optymalnej średnicy rury znalazły też zastosowanie metody oparte na drugiej zasadzie termodynamiki i związane z generacją entropii. Przykładem może być zależność zaproponowana przez Bejana [33] na jednostkową generację entropii w odniesieniu do długości rury. Zależność zaproponowana przez Bejana została wykorzystana do weryfikacji średnicy rur skraplacza dla bloku 200 MW [28, 29] i 500 MW [29]. W artykule [29] analizie podlegał tylko układ części niskoprężnej turbiny, skraplacza i pompy wody chłodzącej. Badania przeprowadzono dla stałych parametrów na wlocie do turbiny, dla stałego strumienia ciepła przekazywanego w skraplaczu, stałej liczby rur i stałej długości skraplacza, natomiast zmianie podlegała powierzchnia wymiany ciepła skraplacza. Do weryfikacji doboru średnicy rur skraplacza dla tego podukładu zastosowano kilka funkcji kryterialnych, jak: jednostkowa generacja entropii na jednostkową długość rury skraplacza, generacja strumienia entropii, różnica mocy pomiędzy częścią NP turbiny

i pompy wody chłodzącej oraz kryterium ekonomiczne uwzględniające zmianę kosztów budowy skraplacza wraz ze zmianą powierzchni wymiany ciepła.

W artykule dokonano weryfikacji doboru średnicy rury skraplacza z uwzględnieniem zmian w całym układzie cieplnym bloku parowego klasy 200 MW. Dlatego obliczenia zostały przeprowadzone w programie Epsilon, który jest dedykowany do obliczeń złożonych układów cieplnych. Dokonano oceny wpływu średnicy rury skraplacza na osiągi bloku parowego (sprawność i moc) przyjmując jako kryterium oceny sprawność netto bloku.

W przeprowadzonych obliczeniach bilansowych powierzchnia wymiany ciepła oraz długość skraplacza były stałe, natomiast zmianie podlegała średnica wewnętrzna rury skraplacza i liczba rur.

### Model bloku 200 MW w programie Epsilon

Uproszczony schemat bloku parowego 200 MW wraz ze skraplaczem i otwartym układem chłodzenia przedstawiono na rys. 1. Do kotła doprowadzane jest powietrze i paliwo, które się spala w kotle. Ciepło z energii chemicznej paliwa jest przekazywane wodzie, która zmienia się na parę wodną przegrzaną. Następnie para przegrzana przepływa przez wszystkie trzy części turbiny, co prowadzi do generacji mocy elektrycznej w generatorze. Para z części niskoprężnej turbiny przepływa do skraplacza, gdzie kondensuje. Następnie kondensat przepływa przez cztery podgrzewacze regeneracyjne niskiego ciśnienia i dopływa do odgazowywacza. Ze zbiornika odgazowywacza woda transportowana jest przez trzy podgrzewacze regeneracyjne wysokiego ciśnienia i dopływa do kotła parowego.

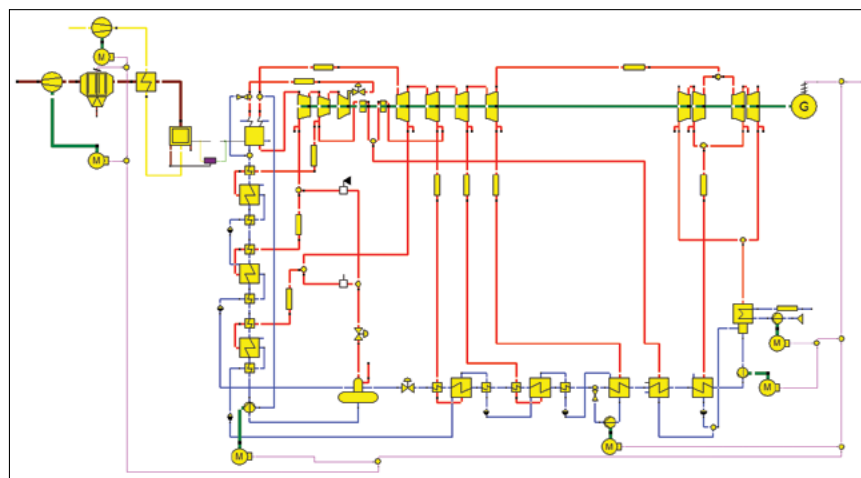
Przepływ wody przez podgrzewacze regeneracyjne jest możliwy dzięki pompie kondensatu i pompie wody zasilającej.

Każda z części turbiny składa się z grup stopni od wlotu do upustów i wylotów. W modelu uwzględniono stopień regulacyjny na wlocie do części wysoko- i średnioprężnej oraz uszczelnienia na wale dla części wysoko- i średnioprężnej. Wymenniki regeneracyjne zostały zamodelowane jako trójstrefowe składające się z trzech elementów (schładzacza pary, kondensacji pary i schładzacza kropli) oraz jako dwa i jedno strefowe. W modelu występują cztery pompy: wody zasilającej, wody chłodzącej, kondensatu i kropli.

Skraplacz został zamodelowany jako powierzchniowy wymiennik ciepła, w którym należy zadać geometrię i parametry wlotowe. W modelu skraplacza do wyznaczenia współczynnika przenikania ciepła został zastosowany model HEI [31, 32].

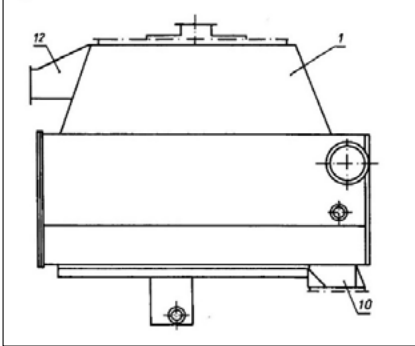
Dopełnieniem modelu są następujące elementy układu: odgazowywacz, generator elektryczny, zawory, odwadniacze za wymiennikami ciepła oraz rurociągi.

Analizowany skraplacz znajduje się bezpośrednio pod częścią niskoprężną turbiny i jest z nią połączony tzw. gardzielą. Ze względu na dwa wyloty z części niskoprężnej turbiny rozróżnia się część „lewą” i „prawą” skraplacza. Para z wylotu części niskoprężnej turbiny kondensuje na zewnętrznej powierzchni rur skraplacza. Wewnątrz rur skraplacza przepływa woda chłodząca, która odbiera ciepło kondensacji pary i przekazuje je do otoczenia. Analizowany skraplacz jest dwubiegowy, co oznacza, że strumień masy wody chłodzącej przepływa przez skraplacz dwukrotnie. Zmiana kierunku strumienia wody odbywa się w komorze nawrotnej. Woda chłodząca wpływa do skraplacza od dołu, przepływa przez połowę rur



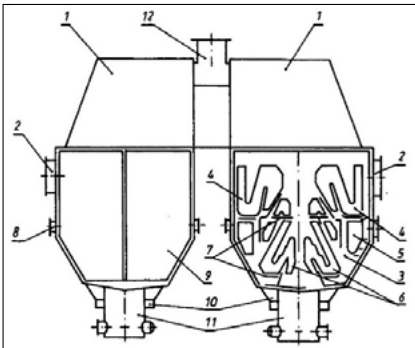
Rys. 1. Schemat cieplny bloku energetycznego 200 MW  
Fig. 1. Thermal diagram of a 200 MW power plant

skraplacza, wraca w komorze nawrotnej i przepływa przez drugą połowę rur. Wpływ wody chłodzącej usytuowany jest od dołu, a wypływ u góry. Schemat analizowanego skraplacza dla bloku 200 MW przedstawiono na rysunku 2 i 3 a jego podstawowe dane w tabeli 1.



Rys. 2. Schemat poglądowy skraplacza – widok z boku [21]

Fig. 2. Schematic diagram of the steam condenser – side view [21]



Rys. 3. Kształt pęków rur [21]

Fig. 3. The shape of the tube bunches [21]

1 – komora parowa, 2 – króćce wlotowe wody chłodzącej, 3 – przestrzeń kanałów pary, 4 – pęk rur II-biegu wody chłodzącej, 5 – pęk rur dołchadzacza, 6 – pęk rur I-biegu wody chłodzącej, 7 – tace, 8 – odprowadzenie mieszaniny parowo-gazowej, 9 – pokrywa komory wodnej, 10 – króciec wylotowy wody, 11 – zbiornik skroplin, 12 – doprowadzenie pary

Tabela 1. Podstawowe dane dla skraplacza bloku 200 MW

Table 1. Basic data for the steam condenser of a 200 MW power plant

Wyszczególnienie	Symbol	Jednostka	Wymiar
Powierzchnia wymiany ciepła	A	m <sup>2</sup>	2x5710=11420
Liczba rur	n <sub>r</sub>		2x6878=13756
Średnica zewnętrzna rury	d <sub>z</sub>	mm	30
Średnica wewnętrzna rury	d <sub>w</sub>	mm	28
Długość rur	L	mm	9000
Liczba biegów	n <sub>b</sub>		2

Moc elektryczną brutto określa się na podstawie parametrów układu cieplnego wyznaczonych z uwzględnieniem modeli wszystkich urządzeń i warunków pracy bloku z zależności

$$P_b(\Omega) = \left\{ \sum_{i=1}^{i=n} \dot{m}_i [h_i(p_i, t_i) - h_{ii}(s_i, p_{i+1})] \eta_i \right\} \eta_m \eta_G \quad (1)$$

gdzie:

- $\Omega$  – zbiór wielkości wejściowych w modelu bloku i skraplacza, w tym m. in.: stały strumień energii w paliwie, stała długość rur, stała powierzchnia wymiany ciepła w skraplaczu
- $\dot{m}_i$  – strumień masy pary przepływający przez i-tą grupę stopni, kg/s
- $h_i$  – entalpia pary na wlocie do i-tej grupy stopni, kJ/kg
- $s_i$  – entropia pary na wlocie do i-tej grupy stopni, kJ/kg/K
- $h_{ii}$  – entalpia pary na wlocie z i-tej grupy stopni dla rozprężania izentropowego, kJ/kg
- $\eta_i$  – sprawność izentropowa i-tej grupy stopni, –
- $\eta_m$  – sprawność mechaniczna turbiny –
- $\eta_G$  – sprawność generatora, –

Dla wyznaczonej mocy elektrycznej brutto sprawność bloku została zdefiniowana następująco

$$\eta_b = \frac{P_b}{\dot{m}_{pd} W_u} \quad (2)$$

gdzie:

- $\dot{m}_{pd}$  – strumień masy paliwa do kotła parowego, kg/s
- $W_u$  – wartość opałowa paliwa, kJ/kg.

Spadek ciśnienia w układzie chłodzenia po stronie wody chłodzącej jest równy spadkowi ciśnienia na rurach skraplacza ( $\Delta p_{skr}$ ), spadkowi ciśnienia w komorze nawrotnej skraplacza ( $\Delta p_m$ ) i w rurociągach doprowadzającym i odprowadzającym ( $\Delta p_r$ ) wodę chłodzącą do skraplacza

$$\Delta p_p = \Delta p_{skr} + \Delta p_m + \Delta p_r \quad (3)$$

Moc elektryczna do napędu pompy wody chłodzącej wynika z zależności

$$P_{P_{wch}} = \frac{\dot{m}_w \Delta p_p}{\rho_w \eta_p \eta_s} \quad (4)$$

Moc netto bloku jest równa mocy brutto pomniejszonej o potrzeby własne elektrowni

$$P_n = P_b - \Delta P_{pw} \quad (5)$$

Potrzeby własne elektrowni w formule (5) są równe mocy pompy wody chłodzącej i sumą mocy elektrycznej pozostałych pomp ( $P_p$ ) i wentylatorów ( $P_w$ ) widocznych na rys. 1

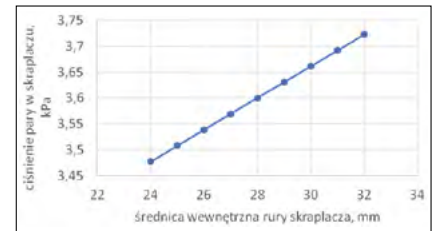
$$\Delta P_{pw} = P_{P_{wch}} + \sum P_p + \sum P_w \quad (6)$$

Sprawność „netto” bloku, przyjęta jako kryterium doboru rur skraplacza, jest równa mocy netto bloku podzielona przez energię dostarczoną do kotła w postaci paliwa

$$\eta_n = \frac{P_n}{\dot{m}_{pal} W_u} \quad (7)$$

## Wyniki

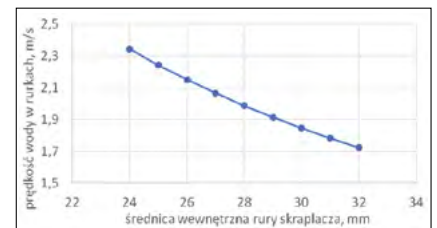
Na podstawie analizy przeprowadzonej dla bloku 200 MW i wyników otrzymanych z programu Epsilon dokonano weryfikacji doboru średnicy rury skraplacza. Obliczenia przeprowadzono dla stałego strumienia ciepła dostarczanego do kotła. Wpływ zmiany średnicy rury skraplacza na ciśnienie kondensującej pary, prędkość wody w rurach, moc i sprawność brutto, moc pompy wody chłodzącej i moc oraz sprawność netto przedstawiono na rysunkach 4-10.



Rys. 4.

Wpływ wewnętrznej średnicy rury skraplacza na ciśnienie kondensującej pary w skraplaczu

Fig. 4. Influence of the internal diameter of the steam condenser tube on the pressure of condensing steam

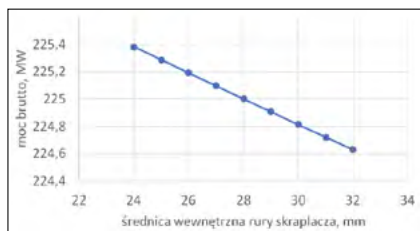


Rys. 5.

Wpływ wewnętrznej średnicy rury skraplacza na prędkość wody chłodzącej w rurach

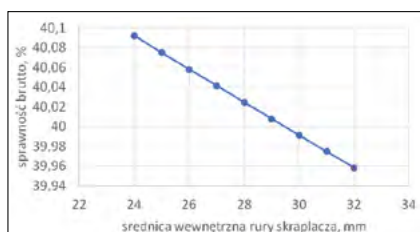
Fig. 5. Influence of the inner diameter of the steam condenser tube on the velocity of the cooling water in the tubes

Dla stałego strumienia masy wody chłodzącej, wraz ze wzrostem średnicy wewnętrznej rury skraplacza, zgodnie z równaniem ciągłości następuje spadek prędkości wody w rurach (rys. 5), co powoduje pogorszenie się warunków wymiany ciepła i prowadzi do wzrostu temperatury kondensacji pary, a w konsekwencji do wzrostu ciśnienia kondensującej pary w skraplaczu (rys. 4). Wraz ze wzrostem ciśnienia pary i średnicy rury skraplacza następuje spadek mocy brutto w turbinie (rys. 6), ponieważ para rozpręża się do wyższego ciśnienia.



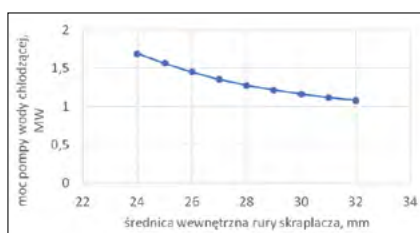
**Rys. 6.** Wpływ wewnętrznej średnicy rury skraplacza na moc brutto bloku  
**Fig. 6.** Influence of the internal diameter of the steam condenser tube on the gross power

Dla stałej mocy cieplnej dostarczonej do kotła wraz ze spadkiem mocy brutto następuje spadek sprawności brutto, co zostało przedstawione na rysunku 7.



**Rys. 7.** Wpływ wewnętrznej średnicy rury skraplacza na sprawność brutto bloku  
**Fig. 7.** Influence of the internal diameter of the steam condenser tube on the gross efficiency

Moc elektryczną jaką należy dostarczyć do pompy wody chłodzącej w funkcji zmiany średnicy rury wewnętrznej przedstawiono na rysunku 8.

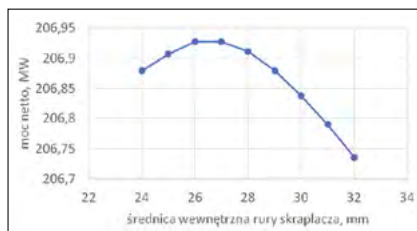


**Rys. 8.** Wpływ wewnętrznej średnicy rury skraplacza na moc pompy wody chłodzącej  
**Fig. 8.** Influence of the internal diameter of the steam condenser tube on the power of the cooling water pump

Wraz ze wzrostem średnicy rury skraplacza maleje prędkość wody w rurach i zmniejszają się opory przepływu przez skraplacz. Wraz ze spadkiem oporów przepływu maleje moc elektryczna jaka jest potrzebna do napędu pompy wody chłodzącej według zależności (4).

Moc „netto” bloku, która jest równa mocy brutto pomniejszonej o potrzeby własne elektrowni do napędu pomp i wentylatorów wyliczona według zależności (5 i 6) została przedstawiona na rysunku 9.

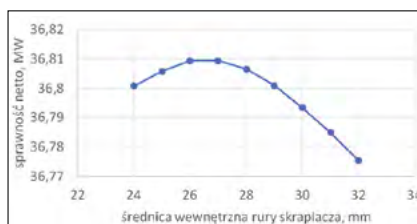
Dla mocy netto widoczne jest maksimum, które zostało osiągnięte dla średnicy wewnętrznej rury skraplacza równej



**Rys. 9.** Wpływ wewnętrznej średnicy rury skraplacza na moc „netto” bloku  
**Fig. 9.** Influence of the internal diameter of the steam condenser tube on the „net” power

27 mm. Przyrost mocy netto pomiędzy maksimum a wartością mocy netto dla aktualnej średnicy rury skraplacza równej 28 mm jest znikomy – wynosi tylko 16 kW.

Dla stałej mocy doprowadzonej do kotła sprawność bloku netto ma podobny charakter zmian jak moc netto w funkcji wewnętrznej średnicy rury skraplacza. Maksymalna wartość sprawności netto również została osiągnięta dla wewnętrznej średnicy rury skraplacza równej 27 mm (rys. 10).



**Rys. 10.** Wpływ wewnętrznej średnicy rury skraplacza na sprawność „netto” bloku  
**Fig. 10.** Influence of the internal diameter of the steam condenser tube on the „net” efficiency

## Wnioski

W artykule w ramach analizy dotyczącej poprawy osiągnięć bloku klasy 200 MW przedstawiono weryfikację doboru wewnętrznej średnicy rur skraplacza. Wybrano do analizy skraplacz dla bloku 200 MW, ponieważ bloki te są obecnie modernizowane, aby zwiększyć ich elastyczność pracy, poprawić sprawność, szczególnie przy niższych obciążeniach, wydłużyć czas pracy i zmniejszyć negatywne oddziaływanie na środowisko, poprzez zmniejszenie ilości szkodliwych substancji emitowanych do środowiska. Kryterium optymalizacyjnym była sprawność netto bloku. Model bloku 200 MW został wykonany w programie Epsilon. Obliczenia przeprowadzono zmieniając wewnętrzną średnicę rury skraplacza przy stałej powierzchni wymiany ciepła i długości skraplacza, ale zmiennej liczbie rur.

Wraz ze wzrostem średnicy rur skraplacza prędkość wody w rurach spada i pogarszają się warunki wymiany ciepła,

co prowadzi do wzrostu temperatury (ciśnienia) kondensującej pary. Wyższe ciśnienie kondensującej pary oznacza mniejszą moc generowaną w turbinie. Jednocześnie spadek prędkości wody chłodzącej powoduje zmniejszenie się oporów przepływu w skraplaczu, co prowadzi do zmniejszenia mocy elektrycznej jaką należy doprowadzić do pompy wody chłodzącej. Biorąc tylko pod uwagę moc i sprawność brutto bloku wraz ze wzrostem wewnętrznej średnicy rury skraplacza następuje ich spadek. Uwzględniając potrzeby własne elektrowni, w szczególności moc pompy wody chłodzącej, można wyznaczyć moc i sprawność netto elektrowni, które były kryterium optymalizacyjnym.

Dla sprawności i mocy netto występuje maksimum, które zostało osiągnięte dla średnicy rury skraplacza równej 27 mm. Przyrost mocy netto w stosunku do aktualnej średnicy rury skraplacza równej 28 mm wyniósł tylko 16 kW. Na podstawie przeprowadzonej analizy należy uznać, że nie ma możliwości poprawy osiągnięć bloku klasy 200 MW jedynie poprzez zmianę wewnętrznej średnicy rur skraplacza.

## LITERATURA

- [1] Informacja o zasobach wytwórczych PSE – stan 31.11.2018.
- [2] Trzeszczyński J., Dobosiewicz J., StANEK R., Bezpieczny i dyspozycyjny blok klasy 200 MW. *Energetyka* 12/2019, 813-821.
- [3] Taler J., Węglowski B., Taler D., Sobota T., Dzierwa P., Trojan M., Madejski P., Pilarczyk M., Determination of start-up curves for a boiler with natural circulation based on the analysis of stress distribution in critical pressure components, *Energy*, 2015, 92, 153-159.
- [4] Taler J., Dzierwa P., Taler D., Harchut P., Optimization of the boiler start-up taking into account thermal stresses, *Energy*, 2015, 92, 160-170.
- [5] Kosman W., Rusin A., Preheating procedure for fast start-up of a steam turbine from a cold state, *E3S Web Conf.*, 137 (2019) 01024, DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201913701024>.
- [6] Rusin A., Nowak G., Łukowicz H., Kosman W., Chmielniak T., Selecting optimal conditions for the turbine warm and hot start-up, *E3S Web Conf.*, 137 (2019) 01025, DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201913701025>.
- [7] Rusin A., Wojaczek A., Tomala M., Analysis and management of operating risk created by turbine operation under flexible regimes, *E3S Web Conf.*, 137 (2019) 01026, DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201913701026>.
- [8] Salij A., Stępień J. C., Performance of turbine condensers in power units of thermal systems (in Polish), *Kaprint*, Warsaw 2013.
- [9] Wang W., Zeng D., Liu J., Niu Y., Cui C., Feasibility analysis of changing turbine load in power plants using continuous condenser pressure adjustment, *Energy* 64 (2014) 533-540.
- [10] Laskowski R., Smyk A., Lewandowski J., Rusowicz A., Cooperation of a Steam Condenser

- with a Low-pressure Part of a Steam Turbine in Off-design Conditions, *American Journal of Energy Research* 3 (1), (2015) 13-18.
- [11] Laković, M. S., et.al., Impact of the cold end operating conditions on energy efficiency of the steam power plants, *Thermal Science: Year 2010*, Vol. 14, pp. S53-S66.
- [12] Syed Haider A., Aklilu Tesfamichael B., Suhami H., Effect of Low Pressure End Conditions on Steam Power Plant Performance, *MATEC Web of Conferences*, 13 (2014) 02010, DOI: <https://doi.org/10.1051/matec-conf/20141302010>.
- [13] Pattanayak L., Padhi B. N., Kodamasingh B., Thermal performance assessment of steam surface condenser, *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 14, 100484, September, 2019.
- [14] Tontu M., Performance analysis of a large-scale steam condenser used in a steam power plant, *European Mechanical Science*, 2020, DOI: 10.26701/ems.644733.
- [15] Gardzilewicz A., Błaszczuk A., Głuch J., Technical, economic and ecological aspects of regulation of cooling water in steam turbines of high power (in Polish), *Archiwum Energetyki*, Vol. XXXVIII, pp. 83-95, 2008.
- [16] Ganan J., Rahman Al-Kasir A., Gonzalez J.F., Macías A., Diaz M.A., Influence of cooling circulation water on the efficiency of a thermonuclear plant, *Appl. Thermal Eng.* Vol.25, pp. 485-495, 2005.
- [17] Laskowski R., Smyk A., Lewandowski J., Rusowicz A., Grzebielec A., Selecting the cooling water mass flow rate for a power plant under variable load with entropy generation rate minimization, *Energy*, Vol. 107, pp. 725-733, 2016.
- [18] Żymełka P., Żyrkowski M., Bujalski M., Analysis of Coal-Fired Power Unit Operation in Reduced Minimum Safe Load Regime, *Thermal Power Plants – New Trends and Recent Developments*, Paweł Madejski, IntechOpen, DOI: 10.5772/intechopen.72954. Available from: <https://www.intechopen.com/books/thermal-power-plants-new-trends-and-recent-developments/analysis-of-coal-fired-power-unit-operation-in-reduced-minimum-safe-load-regime>.
- [19] Laskowski R., Smyk A., Rusowicz A., Grzebielec A., Dobór strumienia masy wody chłodzącej przy zmiennym obciążeniu dla bloku 200 MW, *Rynek Energii* 3(148), 2020, pp. 41-46.
- [20] Józwiak M. Analiza wpływu parametrów wody chłodzącej skraplacza na efektywność energetyczną upustowo – kondensacyjnej turbiny parowej. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska 2020.
- [21] EBSILON Professional, <https://www.steag-systemstechnologies.com/en/products/ebsilon-professional>, 2015.
- [22] Fujii, T., Research Problems for Improving the Performance of Power Plant Condensers, *Proceedings, Engineering Foundation Conference on Condensation and Condenser Design*, St. Augustine, Fla., USA, pp. 487-498, 1993.
- [23] Malin, M. R., Modelling Flow in an Experimental Marine Condenser, *Int. Comm. Heat Transfer*, Vol. 24, pp. 597-608, 1997.
- [24] Roy, R. P., et al., A Computational Model of a Power Plant Steam Condenser, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 123, pp. 81-91, 2001.
- [25] Zeng H., Meng J., Li Z., Numerical study of a power plant condenser tube arrangement, *Applied Thermal Engineering*, 2012, 40, 294-303.
- [26] Rusowicz, A., et al., The Numerical and Experimental Study of Two Passes Power Plant Condenser, *Thermal Science*, Vol. 21, pp. 353-36, 2017.
- [27] Mirzabeygi P., Zhang C., Three-dimensional numerical model for the two-phase flow and heat transfer in condensers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 81, 2015, Pages 618-637.
- [28] Laskowski R., Rusowicz A., Smyk A., Verification of the condenser tubes diameter based on the minimization of entropy generation, *Rynek Energii*, 2015, 1(116), 71-75.
- [29] Laskowski R., Smyk A., Rusowicz A., Grzebielec A., Determining the Optimum Inner Diameter of Condenser Tubes Based on Thermodynamic Objective Functions and an Economic Analysis, *Entropy*, 2016, 18(12), 444.
- [30] Salić A., Stępień J. C., Performance of turbine condensers in power units of thermal systems (in Polish), *Kaprint*, Warsaw 2013.
- [31] HEI Standards for Steam Surface Condensers, 11th ed., Heat Exchange Institute, Cleveland, 2012.
- [32] Wróblewski W., Dykas S., Rulik S., Selection of the cooling system configuration for an ultra-critical coal-fired power plant, *Energy Conversion and Management*, Volume 76, December 2013, Pages 554-560.
- [33] Laskowski R., Smyk A. Uproszczony model skraplacza energetycznego w zmienionych warunkach pracy INSTAL, 3/2019, s.7 – 11.
- [34] Laskowski R., Smyk A. Modernizacja skraplacza bloku energetycznego. INSTAL 1/2020, s.19 – 23. DOI 10.36119/15.2020.11.3.
- [35] Bejan A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite size devices and finite time processes. *J. Appl. Phys.* 1996, 79, 1191–1218.

