

KONCEPCJA ZWIĘKSZENIA STOPNIA REGENERACJI TURBINOWEGO OBIEGU PAROWEGO

THE CONCEPT OF INCREASING REGENERATION DEGREE OF STEAM CYCLE

Andrzej Adamkiewicz*, Szymon Grzesiak

Akademia Morska w Szczecinie, ul. Wały Chrobrego 1-2, 70-500 Szczecin,
Wydział Mechaniczny, e-mail: a.adamkiewicz@am.szczecin.pl

*Adres do korespondencji/Corresponding author

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki analiz dotyczących sprawności różnych układów napędowych stosowanych na współczesnych zbiornikowcach LNG. Omówiono wyniki identyfikacji oraz oceny jakościowej źródeł energii odpadowej konwencjonalnego turbinowego układu napędowego (CST). W artykule przeanalizowano możliwości zastosowania inżektora parowego w celu odzysku ciepła utajonego. Na podstawie uzyskanych wyników obliczeń inżektora przeprowadzono bilans energetyczny prostego układu realizującego obieg Clausiusa-Rankine'a z regeneracyjnym podgrzewaniem wody zasilającej. Wyznaczono stopień regeneracji układu w wyniku zastosowania inżektora parowego. Na podstawie otrzymanych wyników wyznaczono dalsze kierunki badań dla złożonych układów z wykorzystaniem inżektorów parowych.

Słowa kluczowe: sprawność cieplna, stopień regeneracji, układ napędowy, turbina parowa, inżektor parowy.

Abstract: This paper presents the results of carried out analyses regarding efficiency and criteria evaluation of various propulsion plants of modern LNG (Liquid Natural Gas) carriers as well as identification and quality assessment of waste heat energy fluxes of a CST (Conventional Steam Turbine) plant. The possibility of use a steam jet injector in order to recover the latent heat is analysed. Calculations were carried out for an injector. On the basis of the results of the injector calculation, the heat balance of a simple regenerative Clausius-Rankine steam cycle was carried out. The degree of regeneration for cycle using the regenerative injector was determined. Based on results the further research directions for complex plants using a steam jet injector are indicated.

Keywords: thermal efficiency, degree of regeneration, propulsion plant, steam turbine, steam jet injector.

1. WSTĘP

Przeprowadzona analiza współczesnych rozwiązań turbinowych parowych układów napędowych, stosowanych na zbiornikowcach LNG [Adamkiewicz i Grzesiak 2016], wykazała, iż układy te odznaczają się niezadowalającą sprawnością cieplną układu/obiegu. Zbyt niska sprawność tych układów niekorzystnie wpływa także na ich ocenę kryterialną pod względem kryterium energetyczno-ekologicznego. Pomimo takich zalet jak niezawodność, niskie koszty obsługowe (OPEX – *Operational Expenditure*), niska emisja związków szkodliwych (NO_x, SO_x, HC) oraz łatwość konwersji energii, są wypierane z rynku przez wysokosprawne układy, wyposażone w tłokowe silniki spalinowe [IGU World LNG Report 2018].

W tabeli 1 przedstawiono wyniki oceny kryterialnej konwencjonalnych układów napędowych (CST – *Conventional Steam Turbine*), zaawansowanych układów z przegrzewem międzystopniowym (ART – *Advance Reheat Turbine*; UST – *Ultra Steam Turbine*) oraz układów alternatywnych takich jak: DFDE/TFDE (*Dual/Triple Fuel Diesel Electric*), DRL (*Diesel with Reliquification*), DF SSD (*Dual Fuel Slow Speed Diesel*).

Tabela 1. Wyniki oceny kryterialnej układów napędowych zbiornikowców LNG

Table 1. Results of criteria evaluation of propulsion plants of LNG carrier

	Kryterium ekologiczne	Sprawność cieplna	Układ paliwowy	Niezawodność	Koszty
Układy parowe	Spełnia TIER III (GAZ) Konieczne SCR dla TIER III (HFO) Wysoka emisja CO ₂	$\eta_{CST} = 0,30$ $\eta_{reheat} = 0,41$	3 tryby pracy: Zasilanie gazem Zasilanie podwójne Zasilanie paliwem ciekłym	Wysoka	Niskie koszty utrzymania Duże zużycie paliwa
DFDE	Spełnia TIER III (GAZ) Konieczne SCR dla TIER III (paliwo ciekłe)	$\eta_{DE} = 0,42$	2 tryby pracy: Zasilanie paliwem ciekłym Zasilanie gazem z dawką pilotową	Mniejsza od układów parowych	Wysokie koszty obsługi
DRL	EGR lub SCR dla TIER III (HFO) Niska emisja CO ₂	$\eta_{DRL} = 0,47$	Brak możliwości utylizacji BoG do celów napędowych	Mniejsza od układów parowych	Wysokie koszty obsługi
DF SSD	Konieczny EGR dla TIER III Niska emisja CO ₂	$\eta_{MEGI} = 0,51$	2 tryby pracy: Zasilanie paliwem ciekłym Zasilanie gazem + dawka pilotowa	Nieznana	Wysokie koszty obsługi

Źródło: [Grzesiak 2018].

W celu określenia możliwości zwiększenia sprawności turbinowych układów parowych przeprowadzono identyfikację źródeł energii odpadowej oraz ocenę jakościową dwóch głównych strumieni energii: spalin wylotowych z kotłów głównych oraz ciepła skraplania oddanego z układu w skraplaczu głównym [Adamkiewicz i Grzesiak 2018].

W tabeli 2 zamieszczono wyniki oceny jakościowej wyselekcjonowanych źródeł energii odpadowej dla rzeczywistego turbinowego układu parowego. Do oceny jakości strumieni energii odpadowej zastosowano funkcje stanu [Szargut i Ziębik 1998; Adamkiewicz, Michalski i Zeńczak 2012], w postaci związków dla:

- entalpii

$$i = c_p T; \quad i = u + pV \quad (1)$$

- egzergii fizycznej

$$b_{steam} = i_{steam} - i_0 - T_0(s_{steam} - s_0) \quad (2)$$

$$b_{exh} = c_{pexh}(T_{exh} - T_0) - T_0 c_{pexh} \ln \frac{T_{exh}}{T_0} \quad (3)$$

- temperaturowego współczynnika jakości energii

$$\psi_T = f(T) = \frac{T_{Source} - T_0}{T_{Source}} \quad (4)$$

- egzergetycznego współczynnika jakości energii

$$\psi_{b/h} = f(b, \Delta i) = \frac{b}{\Delta i} \quad (5)$$

- strumieni masy nośników energii odpadowej.

Tabela 2. Wartości funkcji oceny jakościowej strumieni energii odpadowej

Table 2. Value of evaluation of the waste energy source quality

	Strumień masy	Strumień energii	Ciśnienie abs.	Temp. t	Entalpia i	x	Egzergia b	$\psi f(T)$	$\psi f(b, i)$
	[kg/s]	[kJ/h]	[bar]	[°C]	[kJ/kg]	[-]	[kJ/kg]	[-]	[-]
Para odlotowa turbiny głównej	22,61	48742,7	0,066	38	2294	0,888	1926,4	0,131	0,893
Para odlotowa turbiny zespołu prądowórczego	1,587	3673,99	0,075	40	2452	0,95	2069,7	0,175	0,894
Strumień spalin kotłowych	43,84	12482,2	1,05	155	285	xxx	139,25	0,806	0,546

Źródło: [Adamkiewicz i Grzesiak 2018].

Wyznaczone wskaźniki jakości energii: temperatury $\psi = f(T)$ oraz egzergetyczny $\psi = f(b, i)$ dla spalin wylotowych wskazują na duży potencjał tego źródła. Dostępna jest zarówno duża różnica temperatur ($t_{exh} = 155^{\circ}\text{C}$; $t_0 = 30^{\circ}\text{C}$), jak i znaczny strumień energii (około 12,5% energii doprowadzonej do układu). O podatności energii zawartej w spalinach do utylizacji decyduje maksymalna temperatura przechłodzenia spalin opuszczających ekonomizer z uwzględnieniem kwasowego punktu rosy.

Wyznaczone wielkości egzergii fizycznej (b_{steam}), jak również egzergetycznego wskaźnika jakości energii ($\psi = f(b, i)$) dla pary odlotowej z zespołu turbinowego napędu głównego oraz turbozespołu prądotwórczego wskazują na bardzo duży potencjał energetyczny tych strumieni. Jednak ze względu na niski stan energetyczny, mały gradient temperatur i duże rozproszenie ciepła pary wylotowej nie jest możliwe bezpośrednio użyteczne wykorzystanie tego ciepła w powierzchniowym wymienniku ciepła.

W podsumowaniu artykułu podkreślono, iż zaprezentowane wyniki stwarzają technologiczne przesłanki rokujące zasadność racjonalnego wykorzystania zidentyfikowanego ciepła odpadowego w procesie mieszania się strumieni [Adamkiewicz i Grzesiak 2018].

Poniżej w rozdziale 2 przedstawiono propozycję zastosowania inżektora do utylizacji ciepła utajonego traconego w skraplaczu głównym.

2. ZASTOSOWANIE INŻEKTORA PAROWEGO DO ODZYSKU CIEPŁA SKRAPLANIA

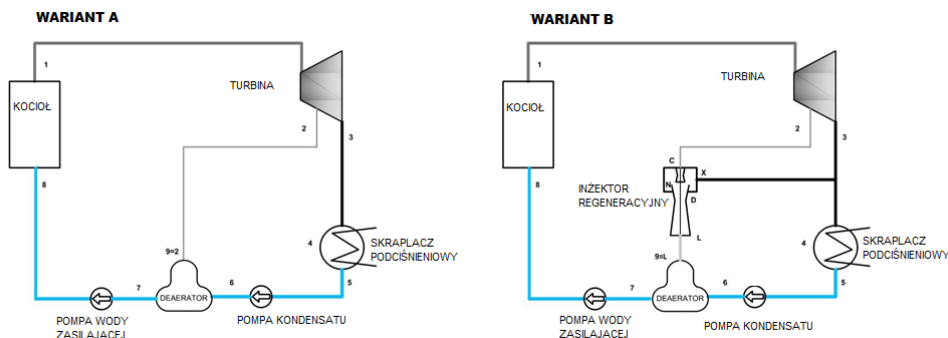
Rozważania nad modyfikacją układu oparto na hipotezie, iż zastosowanie inżektora parowego zasilanego parą upustową spowoduje odzysk części energii skraplania, traconej dotychczas w skraplaczu oraz umożliwi jej użyteczne wykorzystanie w układzie regeneracyjnego podgrzewania wody zasilającej kocioł. Fakt ten może spowodować zmniejszenie zapotrzebowanego strumienia masy pary upustowej oraz zwiększenie dysponowanego spadku entalpii dla stopni turbiny.

W celu potwierdzenia powyższej hipotezy przeprowadzono obliczenia pilotażowe układu referencyjnego (wariant A) oraz zmodyfikowanego układu wykorzystującego inżektor parowy (wariant B). Obliczenia wykonano dla różnych stopni eżekcji.

Schematy ciepłno-przepływowe analizowanych układów, realizujących obieg Clausiusa-Rankine'a z jednym podgrzewaczem regeneracyjnym przedstawiono na rysunku 1. Układy składają się z kotła parowego wytwarzającego parę przegrzaną o parametrach stanu 1 (p_1, t_1, i_1), turbiny parowej, podciśnieniowego skraplacza głównego, pompy kondensatu, podgrzewacza regeneracyjnego (zbiornika mieszalnikowego) oraz pompy zasilającej.

Podgrzewacz regeneracyjny dla wariantu A zasilany jest parą upustową bezpośrednio z upustu w turbinie głównej.

Dla wariantu B podgrzewacz zasilany jest mieszaniną pary upustowej oraz odlotowej z turbiny głównej. Mieszanie obydwu strumieni następuje w komorze mieszania inżektora regeneracyjnego.



Rys. 1. Schematy ciepno-przepływowe rozpatrywanych układów

Fig. 1. Thermal – flow diagrams of examined systems

Źródło: opracowanie własne.

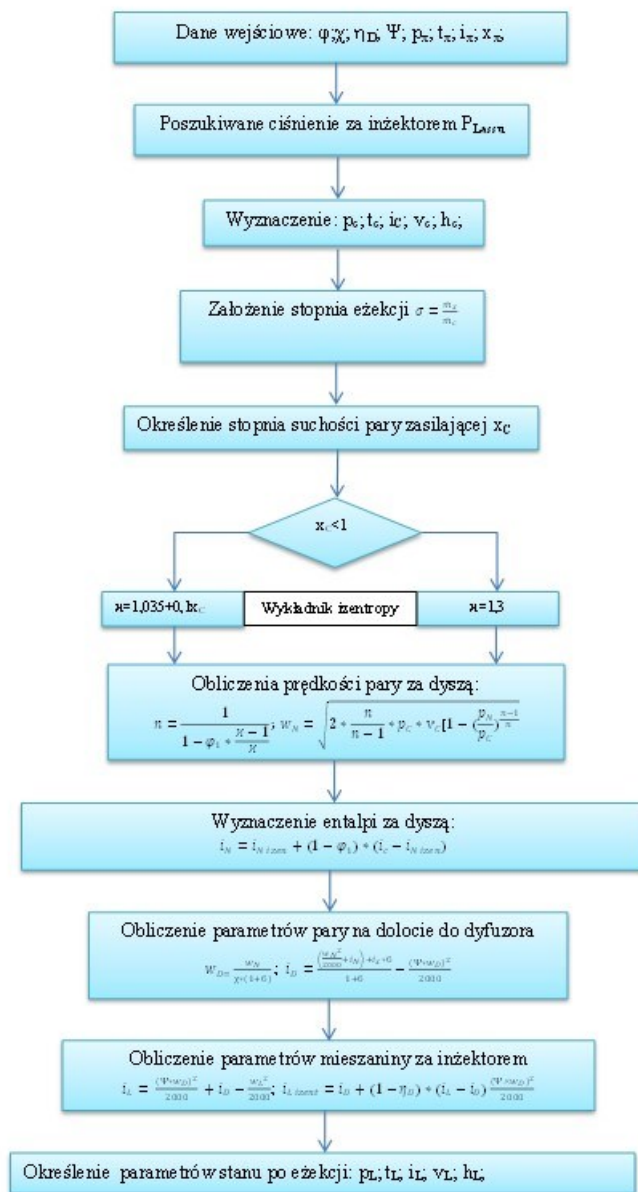
W celu wyznaczenia stopnia regeneracji układu w wyniku zastosowania inżektora parowego konieczne było określenie parametrów pary w płaszczyznach kontrolnych dla inżektora parowego oraz wykonanie bilansów energetycznych analizowanych układów.

2.1. Wyznaczenie parametrów pracy inżektora parowego

Na rysunku 2 przedstawiono algorytm obliczeń wyznaczania parametrów pary w charakterystycznych stanach obiegu – płaszczyznach kontrolnych.

Wielkości strat w poszczególnych elementach konstrukcyjnych inżektora wyznaczono na podstawie prac [Gryboś 1956; Goliński i Troskoleński 1979; Drożyński i Konorski 1980; Bukurov, Bikic i Prica 2012].

Następnie przyjęto wartość poszukiwanego ciśnienia mieszaniny pary za inżektorem P_L oraz określono parametry stanu dla pary zasilającej inżektor.

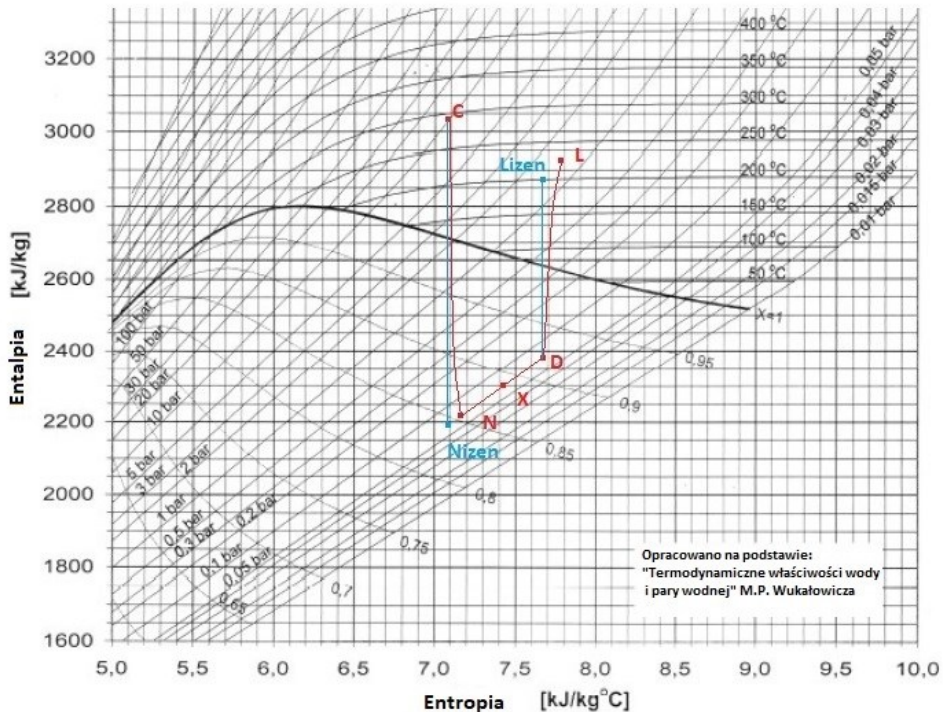


Rys. 2. Algorytm obliczeń parametrów pracy injektora parowego

Fig. 2. Algorithm of steam jet injector

Źródło: opracowanie własne.

Obliczenia przeprowadzono dla założonego stopnia eżekcji σ zdefiniowanego jako stosunek strumieni masy pary zasysanej do pary zasilającej inżektor (wzór 11). Dla określonego stopnia suchości pary zasilającej obliczono wykładnik politropy i prędkość czynnika po rozprężeniu w dyszy oraz wartość entalpii i_N . Wartość entalpii właściwej pary w końcu rozprężania izentropowego odczytano z wykresu *i-s* (rys. 3). Z równania Poissona oraz Bernoulliego wyznaczono prędkość oraz entalpię na dolocie do dyfuzora. Parametry stanu punktu L za dyfuzorem określono na podstawie wykresu *i-s* (rys. 3).



Rys. 3. Proces mieszania się strumieni pary w inżektorze parowym na wykresie *i-s* dla stopnia eżekcji $\sigma = 0,143$

Fig. 3. Mixing of steam fluxes in steam jet injector on *i-s* diagram for ejection ratio $\sigma = 0,143$

Źródło: opracowanie własne.

Obliczone parametry stanu pary zestawiono w tabeli 5.

2.2. Bilans energetyczny rozpatrywanych układów

Na potrzeby obliczeń bilansu energetycznego przyjęto wyznaczone parametry stanu pary za inżektorem dla stopnia eżekcji $\sigma = 0,143$ (tab. 3).

Tabela 3. Wyznaczone i obliczone parametry stanu pary w płaszczyznach kontrolnych inżektora parowego dla założonych stopni eżekcji

Table 3. Determined and calculated parameters of steam in jet injector control planes for assumed ejection ratio

σ	[-]	ZAŁOŻONY STOPIEŃ EŻEKCJI	0,200	0,167	0,143
κ	[-]	Wykładnik izentropy	1,3		
N	[-]	Wykładnik Poliotropy	1,262		
p_c	[Pa]	Ciśnienie pary zasilającej inżektor	1 000 000		
i_c	[kJ/kg]	Entalpia pary zasilającej inżektor	3025		
v_c	[m ³ /kg]	Objętość właściwa pary zasilającej inżektor	0,2518		
p_x	[Pa]	Ciśnienie pary wylotowej z turbiny	6600		
w_N	[m/s]	Prędkość pary za dyszą inżektora	1253,1		
$i_{N_{izen}}$	[kJ/kg]	Entalpia pary za dyszą dla rozprężania izentropowego	2191		
i_N	[kJ/kg]	Entalpia pary za dyszą	2232,7		
w_D	[m/s]	Prędkość strumienia wypadkowego na dolocie do dyfuzora	1107,3	1139,0	1162,7
i_D	[kJ/kg]	Entalpia strumienia wypadkowego na dolocie do dyfuzora	2401,5	2389,8	2380,5
$i_{L_{izen}}$	[kJ/kg]	Entalpia pary na wylocie z dyfuzora przy izentropowym rozprężaniu	2846,9	2861,1	2871,7
i_L	[kJ/kg]	Entalpia pary za dyfuzorem	2896,3	2913,4	2926,3
t_L	[°C]	Temperatura pary za dyfuzorem	210	219	226
p_L	[Pa]	Ciśnienie pary za dyfuzorem	105 000	122 000	139 000

Źródło: opracowanie własne.

Dane wejściowe do bilansu dla układu A i B oraz wielkości jednostkowych strumieni masy zestawiono w tabelach 4 i 5.

Tabela 4. Parametry termodynamiczne pary w płaszczyznach kontrolnych układu referencyjnego (wariant A)

Table 4. Overview of thermodynamic state parameters in the control planes for variant A

Wariant A				
Płaszczyzny kontrolne	<i>p abs.</i>	<i>t</i>	<i>i</i>	<i>m</i>
	[Pa]	[°C]	[kJ/kg]	[kg/s]
1	59 500 000	520	3470	1
2	1 000 000	287	3025	0,1046
3	66 000	38	2300	0,8954
4	50 000	32	2990	0,8954
5	50 000	32	138	0,8954
6	1 000 000	32	138	0,8954
7	130 000	105	440	1
8	7 000 000	105	440	1
9 = 2	1 000 000	287	3025	0,1046

Strumienie masy stanu 2 dla wariantu A określono z bilansu energetycznego zbiornika mieszalnikowego zgodnie z zależnością:

$$\dot{m}_2 = \frac{(i_7 - i_6)}{(i_2 - i_6)} \quad (6)$$

gdzie:

m – strumień masy [kg/s],
i – entalpia właściwa [kJ/kg].

Wielkości pozostałych strumieni wyznaczono ze związku:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 1 - \dot{m}_2 \quad (7)$$

Tabela 5. Parametry termodynamiczne pary w płaszczyznach kontrolnych zmodyfikowanego układu (wariant B)**Table 5.** Overview of thermodynamic state parameters in the control planes for variant B

WARIANT B dla $\delta = 0,1428$				
Płaszczyzny kontrolne	p abs.	t	i	\dot{m}
	[Pa]	[°C]	[kJ/kg]	[kg/s]
1	59 500 000	520	3470	1
2	1 000 000	287	3025	0,0948
3	66 000	38	2300	0,9052
x	66 000	38	2300	0,0135
4	50 000	32	138	0,8916
5	50 000	32	140	0,8916
6	1 000 000	32	140	0,8916
7	130 000	105	440	1
8	7 000 000	105	440	1
9	139 000	226	2926	0,1083

Dla wariantu B do wyznaczenia strumieni masy w płaszczyznach kontrolnych posłużono się zależnościami:

$$\dot{m}_2 = \frac{(i_7 - i_6)}{(i_9 - i_6)(1 + \sigma)} \quad (8)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_x \quad (9)$$

$$\dot{m}_3 = 1 - \dot{m}_2 \quad (10)$$

$$\sigma = \frac{\dot{m}_x}{\dot{m}_2} \quad (11)$$

gdzie σ - stopień eżekcji [-].

2.3. Stopień regeneracji zmodyfikowanego układu

Z bilansów energetycznych rozpatrywanych układów wyznaczono sprawności realizowanych układów (12) oraz stopień regeneracji (13) zmodyfikowanego układu definiowanego jako względny przyrost sprawności układu w wyniku zastosowania inżektora parowego.

$$\eta_t = \frac{\dot{m}_1 (i_1 - i_3) - \dot{m}_2 (i_2 - i_3)}{(i_1 - i_8)} \quad (12)$$

Wyznaczona sprawność dla wariantu A wynosi $\eta_{tA} = 0,3611$, natomiast dla wariantu B $\eta_{tB} = 0,3635$.

$$\varepsilon = \frac{\eta_{tB} - \eta_{tA}}{\eta_{tB}} \quad (13)$$

gdzie η_{tA}, η_{tB} – sprawność cieplna obiegów [-].

Obliczony stopień regeneracji dla założonego stosunku eżekcji wyniósł $\varepsilon_{6=0,1428} = 0,6468\%$.

Obliczenia przeprowadzono również dla stopnia eżekcji $\sigma = 0,1667$, przy obniżonej temperaturze wody zasilającej kocioł z $t_8 = 105^\circ\text{C}$ o 5 K do $t_8 = 100^\circ\text{C}$, ze względu na konieczność obniżenia ciśnienia panującego w zbiorniku mieszalnikowym.

Uzyskane wielkości sprawności wyniosły odpowiednio: $\eta_{tA} = 0,3604$ oraz $\eta_{tB} = 0,3629$. Dla zwiększonego stopnia eżekcji uzyskano wyższy stopień regeneracji obiegu $\varepsilon_{6=0,1667} = 0,6927\%$.

3. DYSKUSJA

Wyniki przeprowadzonej analizy potwierdzają postawioną hipotezę. Zastosowanie inżektora parowego w układzie zasilania mieszalnikowego wymiennika ciepła skutkuje zmniejszeniem zapotrzebowania pary upustowej z turbiny, zwiększając tym samym dysponowany spadek entalpii w turbinie. Zmniejszeniu ulega również ilość ciepła wyprowadzonego z obiegu w skraplaczu.

Podstawiając zależność (12) dla obydwu wariantów, do związku (13), otrzymano nową postać zależności na stopień regeneracji układu:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{m}_1 (i_1 - i_3) - \dot{m}_{2A} (i_2 - i_3)}{\dot{m}_1 (i_1 - i_3) - \dot{m}_{2B} (i_2 - i_3)} \quad (14)$$

Z zależności tej wynika wprost, iż dodatni stopień eżekcji ($\varepsilon > 0$) wymaga spełnienia nierówności:

$$\dot{m}_{2A} > \dot{m}_{2B} \quad (15)$$

Wielkości strumieni \dot{m}_{2A} oraz \dot{m}_{2B} wyznaczyć można z równań zachowania energii i masy, stosując dla wariantu A wzory (6–7) oraz dla wariantu B (8–11). Podstawiając te wielkości, otrzymano nierówność:

$$\frac{(i_7 - i_6)}{(i_2 - i_6)} > \frac{(i_7 - i_6)}{(i_9 - i_6)(1 + \sigma)} \quad (16)$$

Zakładając, iż dla idealnego inżektora parowego wartość entalpii właściwej mieszaniny pary opuszczającej dyfuzor z dużą dokładnością wyznaczyć można na podstawie związku [Gryboś 1956]:

$$i_9 = \frac{(i_2 + 6 i_3)}{(1 + 6)} \quad (17)$$

Podstawiając związek (17) do nierówności (16) wykazać można, że jest ona słuszna dla każdego $\sigma > 0$. Przyrost sprawności układu występuje więc zawsze wówczas, gdy przez inżektor przepływa para oraz zasysana jest para odlotowa.

4. PODSUMOWANIE

Uzyskane wyniki obliczeń wskazują na zasadność zastosowania inżektora parowego dla prostych układów realizujących obieg Clausiusa-Rankine'a. Zastosowanie modyfikacji przy utrzymanych parametrach obiegu skutkuje wzrostem sprawności cieplnej układu, co jest efektem zmniejszenia zapotrzebowania na parę upustową. Dzięki temu zwiększeniu ulega dysponowany spadek entalpii w turbinie. Zmniejszeniu ulega równocześnie ilość ciepła oddawanego z obiegu w skraplaczu. Z przeprowadzonej analizy wynika, iż zwiększanie stopnia eżekcji oraz zastosowanie pary zaczepowej z jak najniższego poziomu energetycznego skutkuje wzrostem stopnia regeneracji układu.

Rozważany inżektor w celu uzyskaniażądanego ciśnienia na wylocie z urządzenia wymaga stosunkowo wysokiego ciśnienia pary zasilającej. Ten sam stopień podgrzewu wody zasilającej uzyskać można, stosując zasilanie zbiornika mieszalnikowego parą bezpośrednio z upustu, o znacznie niższym ciśnieniu, osiągając wyższy rozporządzalny spadek entalpii w turbinie.

W związku z tym dalsze prace badawcze ukierunkowane będą na rozpoznanie możliwości zastosowania inżektorów parowych w bardziej złożonych układach, z wykorzystaniem wielostopniowego podgrzewania regeneracyjnego wody zasilającej kocioł. Rozważa się zastosowanie dla tych układów zarówno podciśnieniowych, jak i nadciśnieniowych powierzchniowych wymienników ciepła, a także wykorzystanie wielostopniowego sprężania ze schładzaniem pary między stopniami.

Oczekuje się, że działania te doprowadzić powinny do optymalizacji parametrów pracy inżektora, celem uzyskania możliwie najwyższego stopnia regeneracji układu, poprzez dobór ciśnienia zasilania oraz stopnia eżekcji.

LITERATURA

- Adamkiewicz, A., Grzesiak, S., 2016, *Ewolucja efektywności energetycznej turbinowych napędów parowych współczesnych zbiornikowców LNG*, Rynek Energii, nr 130/3, s. 92–98.
- Adamkiewicz, A., Grzesiak, S., 2018, *Identification of Waste Heat Energy Sources of a Conventional Steam Propulsion Plant of an LNG Carrier*, Proceeding of 5th International Conference Bremen, “Low Temperature and Waste Heat Use in Communal and Industrial Energy Supply Systems – Theory and Practice –“, Bremen.
- Adamkiewicz, A., Michalski, R., Zeńczak, W., 2012, *Wybrane problemy technologii konwersji energii w okrętowych systemach energetycznych*, KAPRINT, Lublin.
- Bukurov, M., Bikic, S., Prica, M., 2012, *The Efficiency Rate of a Steam-Water Injector*, Acta Polytechnica Hungarica, vol. 9, no. 5, Óbuda University, Budapest.
- Drożyński, Z., Konorski, A., 1980, *Algorytm wyznaczania parametrów termodynamicznych urządzeń eżektorowych*, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk.
- Goliński, A., Troskoleński, T., 1979, *Strumienice. Teoria i konstrukcja*, WNT, Warszawa.
- Gryboś, R. 1956, *Regeneracja ciepła w silowni z turbiną bezupustową*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, vol. 1, no. 5, Gliwice.
- Grzesiak, S., 2018, *Alternative Propulsion Plants for Modern LNG Carriers*, New Trends in Production Engineering, vol. 1, no. 1.
- IGU World LNG Report, 2018, <http://www.igu.org>, [dostęp: sierpień 2018].
- Szargut, J., Ziębik, A., 1998, *Podstawy energetyki cieplnej*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa.
- Trela, M., Kwidziński, R., Gluch, J., 2009, *Analysis of Application of Feed – Water Injector Heaters to Steam Power Plants*, Polish Maritime Research, vol. 16, no. 1.