

ANALIZA PORÓWNAWCZA MOCY I SPRAWNOŚCI UKŁADU KOGENERACYJNEGO TURBINY GAZOWEJ I PAROWEJ

THE COMPARATIVE STUDY ON SELECTED OPERATION PARAMETERS OF A COMBINED CYCLE PLANT

Antonio Chinha¹, Janusz Mindykowski^{2*}

¹ Ministerstwo Rybołówstwa Republiki Angoli, Akademia Morska w Gdyni, Morska 81-87, 81–225 Gdynia, Wydział Elektryczny

² Akademia Morska w Gdyni, Morska 81-87, 81–225 Gdynia, Wydział Elektryczny, Katedra Elektroenergetyki Morskiej, e-mail: j.mindykowski@we.am.gdynia.pl

* Adres do korespondencji/Corresponding author

Streszczenie: Przedmiotem pracy są badania symulacyjne i analiza wybranych parametrów siłowni pracującej w obiegu gazowo-parowym. Celem pracy jest opracowanie metodyki oceny mocy i sprawności siłowni z turbinami pracującymi w obiegu gazowo-parowym z wykorzystaniem autorskiego modelu analitycznego rozważanej instalacji. Uzyskane na podstawie przyjętego modelu szacunkowe wartości mocy i sprawności siłowni porównano z wynikami uzyskanymi podczas testów odbiorczych przykładowej instalacji, przeprowadzonych przez jedno z wiodących konsorcjów, działających w obszarze systemów wytwarzania energii (SIEMENS AG. *Power Generation Group*).

Słowa kluczowe: obieg gazowo-parowy, moc elektryczna i sprawność całkowita obiegu, model analityczny, badania symulacyjne, analiza parametrów.

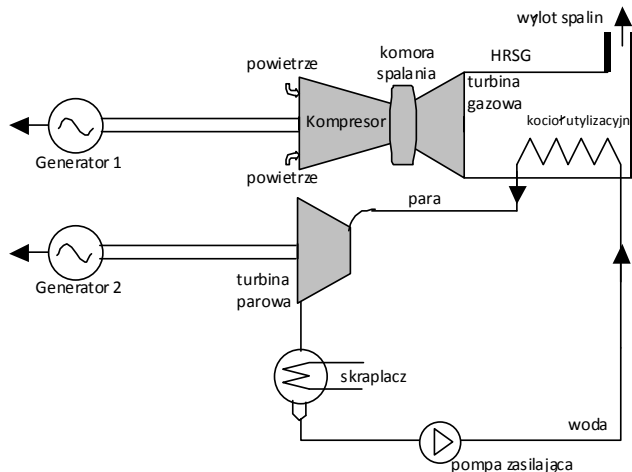
Abstract: This paper deals with analysis and simulation research of selected parameters of combined cycle plant. Presented work is focused on elaboration of the evaluation methodology of power and efficiency of combined cycle plant based on the author's analytical model of considered installation. The estimated values of power and efficiency obtained on the basis of the elaborated model have been compared with the results obtained during the final tests of the exemplary installations carried out by the one of the leading producers of the systems in the power generation field.

Keywords: combined cycle plant, electric power and total efficiency, analytical model, simulation research, parameters analysis.

1. WSTĘP

Instalacje wyposażone w turbiny pracujące w obiegu gazowo-parowym są przedmiotem wielu badań i licznych publikacji, zarówno w odniesieniu do systemów przemysłowych na lądzie (układy z kogeneracją ciepła) [Matrix 1988; Garcia i Zarracino 2002; Gatech 2005; Mathias 2008; EDP 2009; Gasnet 2010], jak i na statkach, m.in. systemy HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*), COGAS (*Combined Gas Turbine and Steam Turbine*), COGES (*Combined Gas Turbine – Electric and Steam Turbine*) i CODLAG (*Combined Diesel – Electric and Gas Turbine*) [Giblon 1979; Ahlgvist 1995; Cwilewicz 2004; Domachowski i Dzida 2004; Haglind 2008; Larsen, Sigthorsson i Haglind 2014; Rivera-Alvarez, Coleman i Ordonez 2015; Herdzik i Cwilewicz 2017]. Zainteresowanie takimi rozwiązaniami wynika nie tylko z uzyskiwanej wysokiej sprawności, ale również z istotnej redukcji poziomu szkodliwych substancji emitowanych do atmosfery (CO_2 , SOX i NOX).

Przykładowy schemat funkcjonowania układu gazowo-parowego przedstawia rysunek 1. Można go opisać następująco: turbina gazowa pracuje w obiegu podstawowym, natomiast energię spalin (energię strat) odzyskuje się częściowo w kotle utylizacyjnym (HRSG system) i kieruje do parowych turbin utylizacyjnych.



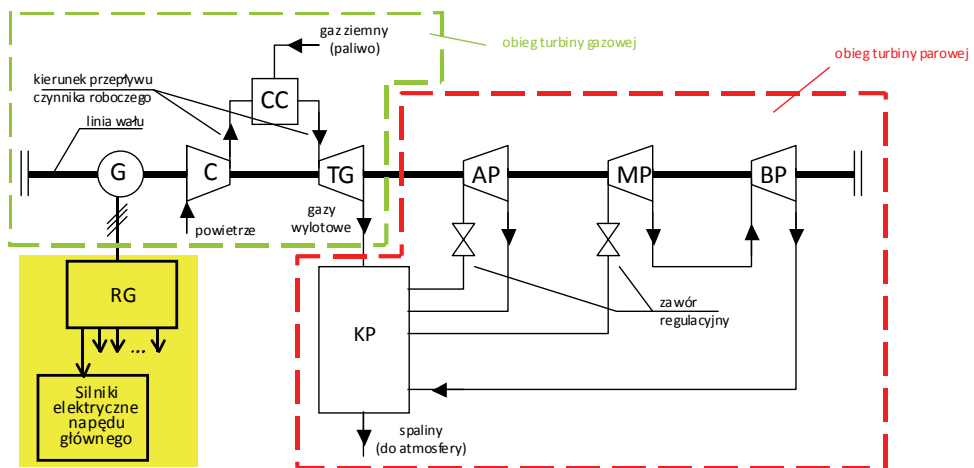
Rys. 1. Uproszczony schemat instalacji z turbinami pracującymi w obiegu gazowo-parowym

Fig. 1. Simplified diagram of a combined cycle plant

Kolejne punkty artykułu zawierają: opis obiektu badań, metodykę opracowania modelu analitycznego badanej instalacji, wybrane wyniki autorskich badań symulacyjnych i literaturowych pomiarów referencyjnych, analizę otrzymanych wyników oraz wnioski końcowe.

2. OPIS OBIEKTU BADAŃ

Obiektem badań jest instalacja siłowni, wyposażona w turbiny pracujące w obiegu mieszanym, czyli gazowo-parowym. Instalacje takie, w wersji do zastosowań okrętowych służą do wytwarzania energii elektrycznej i napędu statku [Giblon 1979; Cwilewicz 2004; Domachowski i Dzida 2004; Haglind 2008; Larsen, Sigthorsson i Haglind 2014; Rivera-Alvarez, Coleman i Ordonez 2015; Herdzik i Cwilewicz 2017]. Mają one dwa cykle termodynamiczne – gazowy, oparty na cyklu Braytona i obieg parowy, oparty na cyklu Rankine’a, w którym płynami roboczymi są gazy ze spalania paliw i para wodna, odpowiednio. Przyjęty do badań symulacyjnych w pracy [Chinha 2012] schemat badanej instalacji, pokazanej na rysunku 2, jest konfiguracją jednowałową, opracowaną z wykorzystaniem dokumentacji SIEMENS AG Power Generation Group [SIEMENS AG 2012].

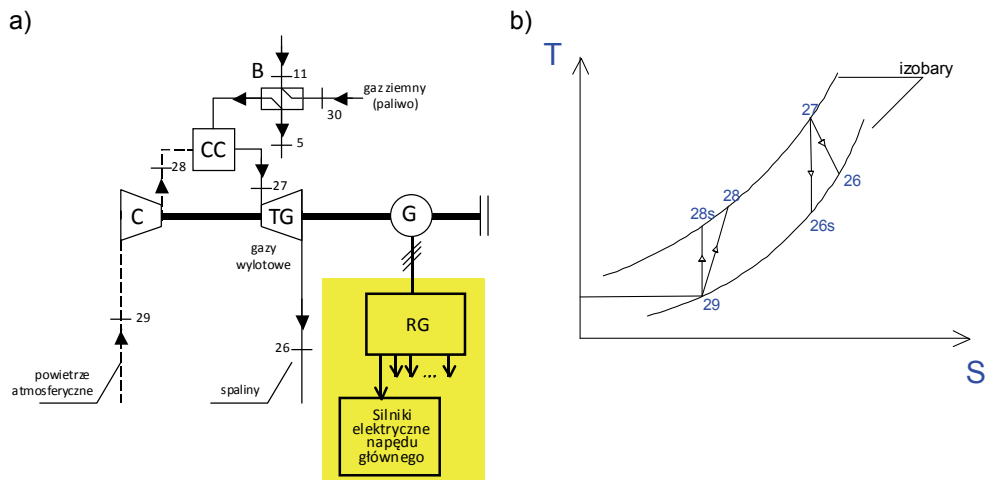


Rys. 2. Uproszczony schemat badanego obiektu – instalacja pracująca w obiegu gazowo-parowym; obieg turbiny gazowej: G – generator, C – sprężarka powietrza (kompresor), CC – komora spalania, TG – turbina gazowa, KP – kocioł parowy (użyteczny), AP – turbina parowa wysokiego ciśnienia, MP – turbina parowa pośredniego ciśnienia, BP – turbina parowa niskiego ciśnienia; kolorem żółtym zaznaczono obszar przyszłych badań związanych z jakością wytwarzanej energii elektrycznej, RG – rozdzielnica główna

Fig. 2. Simplified diagram of the investigated object – a combined cycle plant; a cycle of gas turbine: G – generator, C – compressor, CC – combustion chamber, TG – gas turbine; KP – waste heat boiler, AP – high pressure steam turbine, MP – intermediate pressure steam turbine, BP – low pressure steam turbine, a field of future research connected with quality of produced electrical energy is marked with yellow color, RG – main switchboard

Dla uproszczenia, na rysunku 2 w obiegu turbiny gazowej pominięto podgrzewacz paliwa, a w obiegu turbiny parowej skraplacz, pompę skroplin, podgrzewacz wody i pompę wody zasilającej. Instalacja pracująca w obiegu gazowo-parowym, stosowana do produkcji energii elektrycznej zasilającej rozdzielnicę główną RG, wykorzystuje dwa cykle pracy: wysoki (gazowy) i niski (parowy). Oba cykle są połączone termodynamicznie poprzez wymiennik ciepła (kocioł parowy), gdzie energia gazów wylotowych, pochodzących z cyklu gazowego, jest wykorzystywana do produkcji pary w cyklu niskim.

Na rysunku 3 pokazano obieg turbiny gazowej (cykl wysoki) wraz z odpowiadającym mu wykresem T-S (cykl Braytona).



Rys. 3. Obieg turbiny gazowej wykorzystywany w instalacji pracującej w obiegu gazowo-parowym [Chinhenha 2012] na podstawie [SIEMENS AG 2012]; a) schemat cyklu wysokiego, b) odnośny wykres T-S; B – podgrzewacz paliwa, T,S – temperatura i entropia czynnika roboczego, odpowiednie, pozostałe oznaczenia, jak na rys. 2; numeracja punktów zaznaczonych na rys. 3 oraz oznaczenia wielkości opisujących procesy termodynamiczne rozważanego cyklu odpowiadają systemowi oznaczeń przyjętemu w pracy [Chinhenha 2012] i danym przetwarzanym w oprogramowaniu EES (*Engineering Equation Solver*) [Klein 2002; Cengel i Boles 2005; Cengel 2007], wykorzystanym do opracowania modelu analitycznego badanej instalacji pracującej w obiegu gazowo-parowym

Fig. 3. Gas turbine cycle used in a combined cycle plant [Chinhenha 2012] on the basis [SIEMENS AG 2012]; a) high cycle diagram; b) related T-S graph; B – fuel heater; T,S – temperature and entropy of the working medium, respectively; the remaining designations, like in Fig. 2; numbering of points marked in Fig. 3, as well as the designations of the quantities describing thermodynamic processes of the cycle under consideration corresponds to the system designations accepted in [Chinhenha 2012] and the data processed in the EES software (*Engineering Equation Solver*) [Klein 2002; Cengel and Boles 2005; Cengel 2007], used to elaborate the analytical model of the examined combined cycle plant

Punkty na wykresie T-S (rys. 3b) z indeksami „s”, tj. 28s i 26s, odnoszą się do procesu idealnego (teoretycznego) przemiany izentropowej, pozostałe punkty, tj. 29, 28, 27 i 26 – do procesu rzeczywistego. Podstawowe parametry obiegu turbiny gazowej, tj. jej moc $\dot{W}_{re,dca}$ i sprawność $\eta_{re,tca}$ w warunkach rzeczywistych, wyznaczono na podstawie zależności (1) i (2):

$$\dot{W}_{re,dca} = \dot{W}_{re,dt} - \dot{W}_{re,ac} \quad (1)$$

gdzie:

$\dot{W}_{re,dca}$ – moc cyklu wysokiego turbiny gazowej,

$\dot{W}_{re,dt}$ – moc turbiny gazowej,

$\dot{W}_{re,ac}$ – moc sprężarki powietrza;

$$\eta_{re,tca} = \frac{\dot{W}_{re,dca}}{\dot{Q}_{re,cc}} \quad (2)$$

skąd:

$\eta_{re,tca}$ – sprawność cyklu wysokiego turbiny gazowej,

$\dot{Q}_{re,cc}$ – moc dostarczona w paliwie w komorze spalania.

Na rysunku 4 przedstawiono obieg turbiny parowej (cykl niski) wraz z odpowiadającym mu wykresem T-S (cykl Rankine’a).

Punkty na wykresie T-S (rys. 4) z indeksami „s”, tj. 19s, 24s i 1s, odnoszą się do procesów teoretycznych, punkty opisane numeracją bez indeksu „s” – do procesów rzeczywistych. Podstawowe parametry obiegu turbiny parowej, tj. jej moc $\dot{W}_{re,UV}$ i sprawność $\eta_{re,tcb}$ w warunkach rzeczywistych, wyznaczono na podstawie zależności (3) i (4):

$$\dot{W}_{re,UV} = \dot{W}_{re,M} - \dot{W}_{re,BT} \quad (3)$$

gdzie:

$\dot{W}_{re,UV}$ – moc cyklu niskiego turbiny parowej,

$\dot{W}_{re,M}$ – moc brutto turbiny parowej,

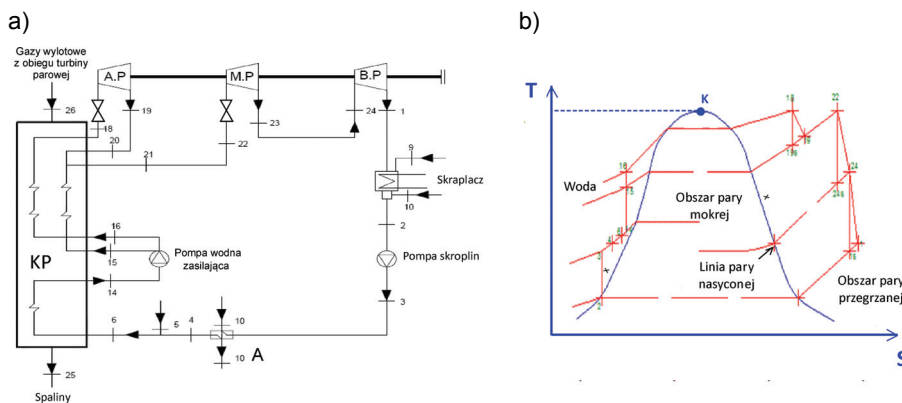
$\dot{W}_{re,BT}$ – moc do napędu pomp wodnych;

$$\eta_{re,tcb} = \frac{\dot{W}_{re,UV}}{\dot{Q}_{re}} \quad (4)$$

skąd:

$\eta_{re,tcb}$ – sprawność cyklu niskiego turbiny parowej,

\dot{Q}_{re} – moc strat (w spalinach).



Rys. 4. Obieg turbiny parowej wykorzystany w instalacji pracującej w obiegu gazowo-parowym [Chinhenha 2012] na podstawie [SIEMENS AG 2012]; a) schemat cyklu niskiego, b) odnośny wykres T-S; A – podgrzewacz wody; T,S – temperatura i entropia czynnika roboczego, odpowiednio, pozostałe oznaczenia, jak na rys. 2; numeracja punktów zaznaczonych na rys. 4 oraz oznaczenia wielkości opisujących procesy termodynamiczne rozważanego cyklu odpowiadają systemowi oznaczeń przyjętemu w pracy [Chinhenha 2012] i danym przetwarzanym w oprogramowaniu EES (*Engineering Equation Solver*) [Klein 2002; Cengel i Boles 2005; Cengel 2007] wykorzystanym do opracowania modelu analitycznego badanej instalacji pracującej w obiegu gazowo-parowym

Fig. 4. Steam turbine cycle used in a combined cycle plant [Chinhenha 2012] on the basis of [SIEMENS AG 2012]; a) low cycle diagram; b) related T-S graph; A – water heater; T,S – temperature and entropy of the working medium, respectively; the remaining designations, like in Fig. 2; numbering of points marked in Fig. 3, as well as the designations of the quantities describing thermodynamic processes of the cycle under consideration corresponds to the system designations accepted in [Chinhenha 2012] and the data processed in the EES software (*Engineering Equation Solver*) [Klein 2002; Cengel and Boles 2005; Cengel 2007], used to elaborate the analytical model of the examined combined cycle plant

3. MODEL ANALITYCZNY OBIEGU GAZOWO-PAROWEGO

W związku z głównym celem artykułu, zdefiniowanym w tytule pracy jako analiza porównawcza, wcześniej opracowany i szczegółowo omówiony w publikacji [Chinhenha 2012] model analityczny rozpatrywanego układu potraktowano jako narzędzie do uzyskania danych obliczeniowych, symulacyjnych, a jego opis ograniczono do syntetycznego przedstawienia kolejnych kroków procedury wyznaczenia mocy wyjściowej oraz całkowitej sprawności rozpatrywanej turbiny.

Przyjęta struktura modelu analitycznego zawiera następujące komponenty: zmienne wejściowe (dane), zmienne pośrednie (wyznaczane na podstawie stałych modelu i zależności opisujących i łączących analizowane procesy termodynamiczne) oraz zmienne wyjściowe (wielkości obliczane). Wielkościami wejściowymi były temperatury otoczenia (-5°C , $14,4^{\circ}\text{C}$ i 35°C), ciśnienia, przepływy

gazów (\dot{m}_{ge}), paliwa (\dot{m}_{fuel}) i pary oraz wody (\dot{m}_{vapor}), a także ciepło właściwe powietrza/wody (C_{par}).

Do stałych modelu zaliczono: sprawność kompresora ($\eta_{IC} = 85\%$), sprawność turbiny ($\eta_{IT} = 85\%$), sprawność mechaniczną ($\eta_m = 97\%$), ciśnienie atmosferyczne, stałą wartość stosunku ciepła właściwego powietrza przy stałym ciśnieniu do ciepła właściwego przy stałej objętości ($\gamma = 1,4$) oraz stopień sprężania ($r_p = 7$). Zależności opisujące i łączące analizowane procesy termodynamiczne wynikają z pierwszego i drugiego prawa termodynamiki, wykorzystano je do wyznaczania zmiennych pośrednich i wyjściowych (tab. 1 i 2).

Zestawienie zmiennych wejściowych, pośrednich i wyjściowych, wykorzystanych w sekwencji obliczeń dla turbiny pracującej w cyklu gazowo-parowym, prowadzących do wyznaczenia w procedurze iteracyjnej sprawności całkowitej cyklu gazowo-parowego (η_{cc}) i mocy elektrycznej wyjściowej (\dot{W}_U), pokazano w tabelach 1 i 2.

Tabela 1. Zestawienie zmiennych wejściowych, pośrednich i wyjściowych wykorzystywanych w sekwencji obliczeń dla turbiny pracującej w cyklu gazowo-parowym

Table 1. A listing of the input, intermediate and output variables used in the sequence of calculations for a turbine working in combined cycle

Zmienne wejściowe	Zmienne pośrednie		Zmienne wyjściowe (wartości obliczone)
Temperatury [T]	Entropia [S]	Jednostkowe zużycie powietrza [CE_{AR}]	Sprawność całkowita cyklu turbinowo-parowego [η_{cc}]
Ciśnienia [P]	Entalpia [h]	Moc turbiny parowej wysokiego, średniego, niskiego ciśnienia [$\dot{W}_{AP}, \dot{W}_{MP}, \dot{W}_{BP}$]	Moc elektryczna [\dot{W}_U]
Przepływy [$\dot{m}_{ge}, \dot{m}_{fuel}, \dot{m}_{ar}, \dot{m}_{vapor}$]	Moc wytwarzana przez turbinę gazową [\dot{W}_T]	Moc pomp w obiegu turbiny parowej 1, 2 i 3 [$\dot{W}_{B1}, \dot{W}_{B2}, \dot{W}_{B3}$]	
Ciepło właściwe [C_{par}] powietrza: $1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ wody: $4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K}$	Moc pobierana przez sprężarkę [\dot{W}_C]	Moc wytwarzana w komorze spalania [\dot{Q}_{CC}]	
	Moc w cyklu wysokim (gazowym) [\dot{W}_{dca}]	Moc wewnętrzna wytwarzana w turbinie parowej [\dot{W}_M]	
	Moc napędu sprężarki [\dot{W}_{ac}]	Moc użyteczna na wale [\dot{W}_{UV}]	
	Jednostkowe zużycie paliwa [CE_C]		

Tabela 2. Sekwencja obliczeń
Table 2. The sequence of calculations

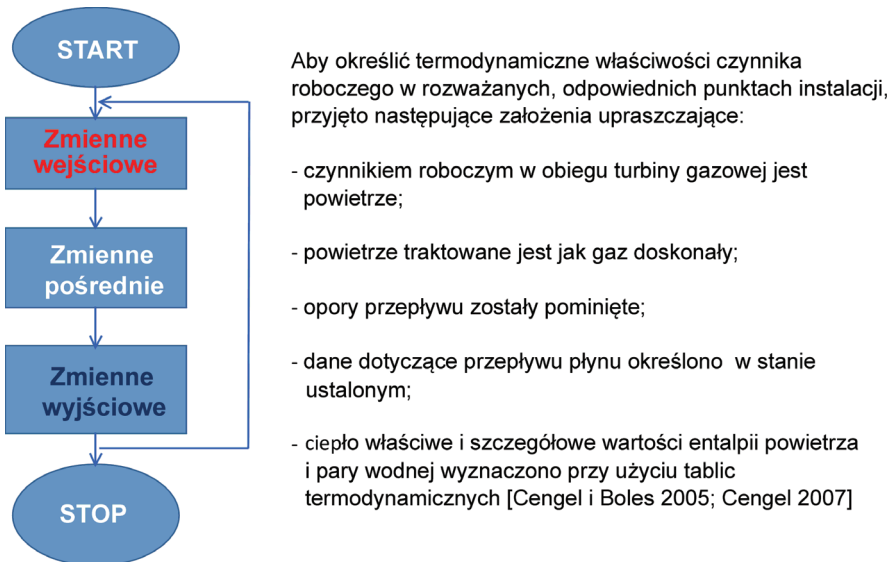
Lp.	Wielkość	Oznaczenie	Zależność
1	Temperatura otoczenia [°C]	T	Dane tabelaryczne
2	Przepływ powietrza [kg/s]	\dot{m}_{ge}	Dane tabelaryczne
3	Przepływ paliwa [kg/s]	\dot{m}_{fuel}	Dane tabelaryczne
4	Ciśnienie atmosferyczne [kPa]	P	P = 100 kPa
5	Moce wytwarzania w komorze spalania [kW]	\dot{Q}_{cc}	$\dot{Q}_{cc} = PCI \dot{m}_{fuel}$
6	Ciepło właściwe powietrza [kJ/kg·K]	C_{par}	$C_{par} = 1,005 \text{ kJ/kg·K}$
7	Moc wytwarzana przez turbinę gazową [kW]	\dot{W}_T	$\dot{W}_T = \dot{m}_{ge} cP_{ge} (T_{27} - T_{26})$
8	Moc pobierana przez sprężarkę [kW]	\dot{W}_C	$\dot{W}_C = \dot{m}_{ar} cP_{ar} (T_{28} - T_{29})$
9	Moc wytwarzana w cyklu gazowym (wysokim) [kW]	\dot{W}_{dca}	$\dot{W}_{dca} = \dot{W}_{dt} - \dot{W}_{ac}$
10	Moc napędu sprężarki [kW]	\dot{W}_{ac}	$\dot{W}_{ac} = \frac{\dot{W}_C}{\eta_m}$
11	Jednostkowe zużycie paliwa [kg/kWh]	CE_C	$CE_C = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{W}_{dca}}$
12	Jednostkowe zużycie powietrza [kg/kWh]	CE_{AR}	$CE_{AR} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{W}_{dca}}$
13	Sprawność cieplna w cyklu gazowym (wysokim) [%]	η_{tca}	$\eta_{tca} = \frac{\dot{W}_{dca}}{\dot{Q}_{cc}}$
14	Przepływy pary wodnej [kg/s]	\dot{m}_{vapor}	(*)
15	Moc turbiny wysokiego ciśnienia [kW]	\dot{W}_{AP}	$\dot{W}_{AP} = \dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19})$ (*)
	Moc turbiny średniego ciśnienia [kW]	\dot{W}_{MP}	$\dot{W}_{MP} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{24})$ (*)
	Moc turbiny niskiego ciśnienia [kW]	\dot{W}_{BP}	$\dot{W}_{BP} = \dot{m}_{24}(h_{24} - h_1)$ (*)
16	Ciśnienie w turbinach [kPa]		(*)
17	Moc pompy 1 [kW]	\dot{W}_{B1}	$\dot{W}_{B1} = \dot{m}_2(h_3 - h_2)$ (*)
	Moc pompy 2 [kW]	\dot{W}_{B2}	$\dot{W}_{B2} = \dot{m}_{15}(h_{15} - h_{14})$ (*)
	Moc pompy 3 [kW]	\dot{W}_{B3}	$\dot{W}_{B3} = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{15})$ (*)
18	Moc wewnętrzna wytwarzana w turbinie parowej [kW]	\dot{W}_M	$\dot{W}_M = \dot{W}_{AP} + \dot{W}_{MP} + \dot{W}_{BP}$
19	Moc pobierana w kotle [kW]	\dot{Q}_{CC}	$\dot{Q}_{CC} = \dot{m}_{ge} C_P (T_{26} - T_{25})$
20	Moc użyteczna na wale [kW]	\dot{W}_{UV}	$\dot{W}_{UV} = \dot{W}_M - \dot{W}_{BT}$
21	Moc całkowita pomp 1, 2 i 3	\dot{W}_{BT}	$\dot{W}_{BT} = \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} + \dot{W}_{B3}$
22	Całkowita sprawność cyklu gazowo-parowego	η_{cc}	$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_U}{\dot{Q}_{CC}} = \frac{\dot{W}_U}{\dot{m}_{fuel} PCI}$
23	Moc elektryczna wyjściowa [kW]	\dot{W}_U	$\dot{W}_U = \dot{W}_{dca} + \dot{W}_{UV}$

(*) – szczegółowe dane są zawarte w pracy [Chinhenha 2012].

W kolumnie „Wielkość” zestawiono wielkości opisujące zmienne wejściowe, zmienne pośrednie i zmienne wyjściowe, wykorzystane do wyznaczenia sprawności całkowitej cyklu gazowo-parowego i wyjściowej mocy elektrycznej rozważanej turbiny, a w kolumnie „Zależność” wskazano źródła, przyjęte wartości bądź wyrażenia, opisujące wybrane wielkości.

Zmienne wyjściowe (moce i sprawności) wyznaczono [Chinha 2012] dla cyklu wysokiego (turbiny gazowej), cyklu niskiego (turbiny parowej) i cyklu mieszanego (turbina pracująca w obiegu gazowo-parowym).

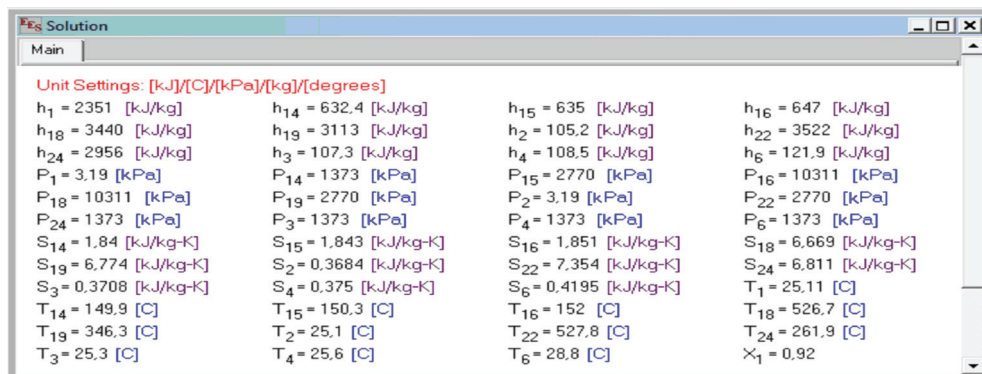
Schemat blokowy opracowanego modelu analitycznego badanej instalacji (rys. 2) przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Schemat blokowy opracowanego modelu analitycznego – instalacji pracującej w obiegu gazowo-parowym [Chinha 2012]

Fig. 5. Block diagram of the analytical model of a combined cycle plant [Chinha 2012]

Na rysunku 6 przedstawiono zrzut ekranu zawierający zestawienie przykładowych wartości ciśnień (P), temperatur (T), entalpii (h), entropii (S) i stopnia suchości pary (x) w rozważanych punktach badanej instalacji (rys. 3 i 4), otrzymanych na podstawie [Klein 2002; Cengel i Boles 2005; Cengel 2007], z wykorzystaniem [SIEMENS AG 2012].



Rys. 6. Zrzut ekranu wartości wybranych parametrów określających przykładowe zmienne wejściowe i zmienne pośrednie modelu analitycznego (rys. 5), otrzymanych z wykorzystaniem programu EES [Klein 2002]

Fig. 6. An example of screen with selected parameters values defining the exemplary input variables and intermediate variables of analytical model (Fig. 5) obtained with using the EES software [Klein 2002]

4. PRZYKŁADOWE WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

W pracy [Chinhenha 2012] przedstawiono pełne wyniki badań symulacyjnych z wykorzystaniem opracowanego modelu analitycznego instalacji pracującej w cyklu gazowo-parowym. Moc wyjściową turbiny i jej sprawność wyznaczono kolejno w sekwencjach dla cyklu wysokiego (turbiny gazowej), cyklu niskiego (turbiny parowej) i cyklu mieszanego (turbina pracująca w obiegu gazowo-parowym).

Wartości analizowanych parametrów wyznaczano w każdym z rozpatrywanych cykli dla dwóch przypadków: teoretycznego i rzeczywistego, wynikających ze specyfiki wykresu T-S (rys. 3b i rys. 4b). Do obliczeń wykorzystano dostępne dane literaturowe [Cengel i Boles 2005; Cengel 2007] oraz specjalistyczne oprogramowanie [Klein 2002]. Uzyskane na podstawie opracowanego modelu analitycznego wartości wyjściowe mocy i sprawności rozważanej siłowni porównano z wynikami, uzyskanymi podczas testów odbiorczych przykładowej instalacji [SIEMENS AG 2012].

Przykładowe wartości zmiennych wejściowych, zmiennych pośrednich i zmiennych wyjściowych przedstawiono odpowiednio w tabelach 3–5.

Tabela 3. Przykładowe wartości zmiennych wejściowych (dane referencyjne) dla cyklu wysokiego [Chinha 2012]**Table 3.** Exemplary values of input variables (reference data) for a high pressure cycle [Chinha 2012]

Punkty pomiarowe	Temperatura otoczenia -5°C			Temperatura otoczenia 14,4°C			Temperatura otoczenia 35°C		
	Przepływy [kg/s]	Ciśnienia [Kpa]	Temp. [°C]	Przepływy [kg/s]	Ciśnienia [Kpa]	Temp. [°C]	Przepływy [kg/s]	Ciśnienia [Kpa]	Temp. [°C]
26	666,7	100	540,5	629,9	100	561	583,5	100	577
27	666,7	700	1169	629,9	700	1160	583,5	700	1161
28	652,3	700	197,7	616,7	700	229	571,3	700	274
29	652,3	100	-5	616,7	100	14,4	571,3	100	35
30	14,5	-----	-----	13,3	-----		12,3	-----	-----

Przykładowe wartości zmiennych wejściowych zestawione w tabeli 3 [Chinha 2012] dotyczą cyklu wysokiego i są zaczerpnięte z wyników prób odbiorczych [SIEMENS AG 2012], przeprowadzonych przez wiodące konsorcjum, działające w obszarze wytwarzania energii (SIEMENS AG. *Power Generation Group*). Testy na obiekcie rzeczywistym dotyczyły turbiny o mocy około 336 MW, a więc znacząco wyższej od mocy układów obecnie stosowanych w elektroenergetyce okrętowej. Numeracja punktów pomiarowych w tabeli 3 odpowiada punktom z rysunku 3 [Chinha 2012], opracowanego na podstawie materiałów [Klein 2002; Cengel i Boles 2005; Cengel 2007; SIEMENS AG 2012].

Warto dodać, iż przyjęty sposób analizy porównawczej wynikał z dostępności konkretnych danych pomiarowych, możliwych do uzyskania na etapie przygotowywania cytowanej pracy [Chinha 2012].

Tabela 4. Przykładowe wartości zmiennych pośrednich obliczonych dla cyklu mieszanego (gazowo-parowego) [Chinha 2012]**Table 4.** Exemplary values of intermediate variables, calculated for a combined cycle [Chinha 2012]

Wielkość	Zmienne	Temperatura otoczenia -5°C		Temperatura otoczenia 14,4°C		Temperatura otoczenia 35°C	
		Warunki		Warunki		Warunki	
		teoretyczne	rzeczywiste	teoretyczne	rzeczywiste	teoretyczne	rzeczywiste
Moc TG	\dot{W}_{dca} [kW]	222 411	237 743	218 927	180 800	163 403	194 967
Moc TP	\dot{W}_{UV} [kW]	144 710	123 810	137 891	121 630	130 099	117 848
Sprawność TG	η_{tca} [%]	30	33	33	28	29	37
Sprawność TP	η_{tcb} [%]	45	38	43	38	44	40

Przykładowe wartości zmiennych pośrednich dla cyklu gazowo-parowego otrzymano z wykorzystaniem modelu analitycznego (pkt 3) dla wartości temperatury otoczenia -5°C , $14,4^{\circ}\text{C}$, 35°C , odpowiadających wartościom temperatury w czasie prób odbiorczych instalacji referencyjnej [SIEMENS AG 2102]).

Do wyznaczenia wartości zmiennych pośrednich wykorzystano oprogramowanie EES [Klein 2002] i odnośne równania (tab. 2).

Tabela 5. Przykładowe wartości zmiennych wyjściowych obliczonych dla cyklu mieszanego (gazowo-parowego) [Chinhenha 2012]

Table 5. Exemplary values of output variables calculated for a combined cycle [Chinhenha 2012]

Wielkości	Zmienne	Temperatura otoczenia -5°C		Temperatura otoczenia $14,4^{\circ}\text{C}$		Temperatura otoczenia 35°C	
		Warunki		Warunki		Warunki	
		teoretyczne	rzeczywiste	teoretyczne	rzeczywiste	teoretyczne	rzeczywiste
Moc (TG + TP)	\dot{W}_U [kW]	367 121	361 553	356 818	302 430	293 502	312 815
Sprawność (TG + TP)	η_{cc} [%]	58	56	60	56	54	58

Wartości zestawione w tabeli 5 zostały wyznaczone przy takich samych założeniach, jak w przypadku wyników przedstawionych w tabeli 4.

5. ANALIZA PORÓWNAWCZA WYNIKÓW BADAŃ SYMULACYJNYCH I POMIARÓW REFERENCYJNYCH

Na podstawie modelu analitycznego układu siłowni pracującej w obiegu gazowo-parowym (cyklu mieszanym TG + TP), opracowanego z wykorzystaniem równań termodynamiki i danych literaturowych, dotyczących opisywanych procesów [Cengel i Boles 2005; Cengel 2007] oraz specjalistycznego oprogramowania EES – *Engineering Equation Solver* [Klein 2002], uzyskano szacunkowe wartości mocy wyjściowej układu pracującego w cyklu mieszanym i sprawności całkowitej η_{cc} tego układu, dla trzech wartości temperatury referencyjnej (-5°C , $14,4^{\circ}\text{C}$, 35°C), wzorowanych na dokumentacji prób odbiorczych [SIEMENS AG 2012].

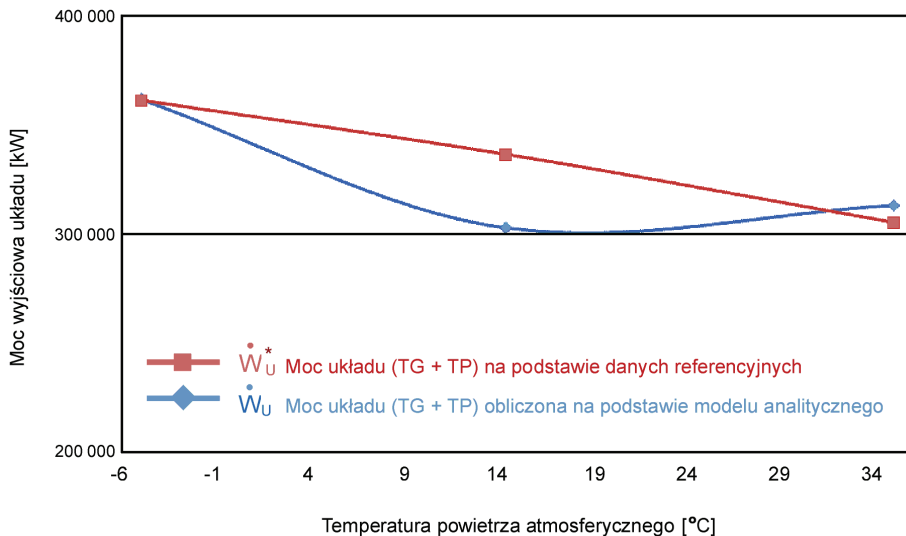
Obliczone wartości \dot{W}_U i η_{cc} porównano z wartościami referencyjnymi \dot{W}_U^* i η_{cc}^* w tabeli 6.

Tabela 6. Zestawienie obliczonych wartości wyjściowych rozważanej instalacji gazowo-parowej z wartościami referencyjnymi uzyskanymi podczas prób odbiorczych instalacji [Chinha 2012]

Table 6. A listing of the calculated output values of a combined cycle plant together with the reference values obtained during the control tests of the considered installation [Chinha 2012]

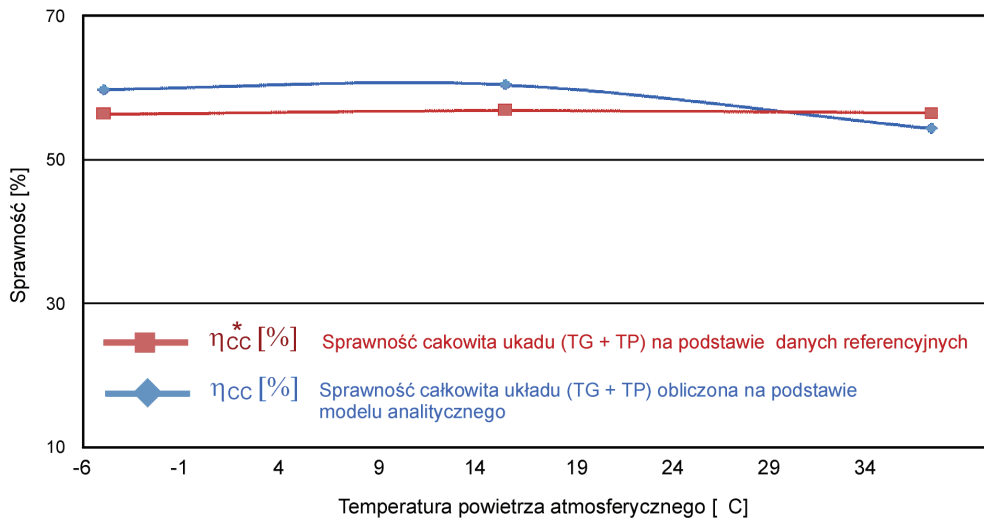
Parametr	Temperatura otoczenia [°C]		
	-5	14,4	35
\dot{W}_U [kW]	361 553	302 430	312 815
\dot{W}_U^* [kW]	360 909	336 044	304 897
η_{cc} [%]	56	56	58
η_{cc}^* [%]	56,2	56,73	56,33

Porównanie obliczonych i referencyjnych wartości mocy wyjściowej (\dot{W}_U i \dot{W}_U^*) oraz sprawności całkowitej (η_{cc} i η_{cc}^*), w funkcji zmian temperatury otoczenia przedstawiono odpowiednio na rysunkach 7 i 8.



Rys. 7. Porównanie wartości mocy obiegu gazowo-parowego obliczonych na podstawie modelu analitycznego i danych referencyjnych [Klein 2002], uzyskanych w czasie prób odbiorczych instalacji

Fig. 7. A comparison of values of a combined cycle power calculated on the basis of the analytical model and the reference data [Klein 2002], obtained during the control tests of the considered installation



Rys. 8. Porównanie wartości sprawności całkowitej obiegu gazowo-parowego obliczonych na podstawie modelu analitycznego i danych referencyjnych, uzyskanych w czasie prób odbiorczych instalacji

Fig. 8. A comparison of values of a combined cycle total efficiency calculated on the basis of the analytical model and the reference data, obtained during the control tests of the considered installation

Analizując dane, przedstawione w tabeli 6 i zilustrowane graficznie na rysunkach 7 i 8, można wyznaczyć względny błąd oszacowania wartości mocy wyjściowej $\delta\dot{W}_U$ oraz względny błąd oszacowania wartości sprawności całkowitej $\delta\eta_{cc}$, w funkcji temperatury na podstawie zależności:

$$\delta\dot{W}_U = \frac{\dot{W}_U - \dot{W}_U^*}{\dot{W}_U^*} \cdot 100 \quad (5)$$

$$\delta\eta_{cc} = \frac{\eta_{cc} - \eta_{cc}^*}{\eta_{cc}^*} \cdot 100 \quad (6)$$

gdzie $\dot{W}_U, \dot{W}_U^*, \eta_{cc}, \eta_{cc}^*$ zdefiniowano na rysunkach 7 i 8.

Zestawienie wartości względnych błędów $\delta\dot{W}_U$ i $\delta\eta_{cc}$, wynikających z różnic między wartościami obliczonymi na podstawie modelu analitycznego i wartościami referencyjnymi, przedstawiono w tabeli 7.

Tabela 7. Wartości względnych błędów $\delta\dot{W}_U$ i $\delta\eta_{cc}$ **Table 7.** The values of relative errors $\delta\dot{W}_U$ and $\delta\eta_{cc}$

Błąd względny [%]	Temperatura otoczenia [°C]		
	-5	14,4	35
$\delta\dot{W}_U$	+ 0,18	- 10,00	+ 2,60
$\delta\eta_{cc}$	- 0,36	- 1,29	+ 2,96

Oszacowanie parametrów wyjściowych obiegu gazowo-parowego, oparte na wykorzystaniu modelu analitycznego rozważanej instalacji, obarczone jest błędami $\delta\dot{W}_U$ i $\delta\eta_{cc}$, wynikającymi głównie z przyjętych założeń upraszczających (pkt 3). Wartości tych błędów, wyznaczone dla objętych badaniami trzech wartości temperatury otoczenia (tab. 7), pozwalają na wyznaczenie ich średnich wartości $\delta\dot{W}_{U_{sr}} = -2,4\%$ oraz $\delta\eta_{cc_{sr}} = +0,4\%$, będących orientacyjną miarą odchyłeń charakterystyk, wyznaczonych na drodze obliczeń od charakterystyk referencyjnych, wyznaczonych w czasie testów odbiorczych instalacji.

Na podstawie danych, przedstawionych w tabeli 6, odnośne interpretacje graficzne (rys. 7 i 8) opisano wielomianami drugiego stopnia, wykorzystując interpolację obejmującą trzy punkty pomiarowe, odpowiadające temperaturom otoczenia - 5°C, 14,4°C, 35°C, odpowiednio. Otrzymane zależności $\dot{W}_U = f(T)$, $\eta_{cc} = f(T)$, $\eta_{cc}^* = f(T)$ mają postać:

$$F(T) = A + B \cdot T + CT^2 \quad (7)$$

a wartości współczynników A, B i C zestawiono w tabeli 8 [Chinha 2012].

Tabela 8. Zestawienie wartości współczynników wielomianu aproksymującego**Table 8.** A specification of the coefficient values of the approximation function

F [T]	Wartości współczynników funkcji aproksymacyjnej		
	A	B	C
\dot{W}_U [T]	339 922	- 3882	+ 89
\dot{W}_U^* [T]	354 915	- 1228	- 5,8
η_{cc} [T]	60	+ 0,11	- 0,008
η_{cc}^* [T]	56	+ 0,04	- 0,001

Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, iż zarówno moc wyjściowa obiegu gazowo-parowego, jak i jego sprawność całkowita są opisane nieliniowymi (kwadratowymi) funkcjami temperatury otoczenia, przy czym tak

moc wyjściowa $\dot{W}_U(T)$, jak i sprawność $\eta_{cc}(T)$ maleją wraz ze wzrostem temperatury. Otrzymane wartości $\delta\dot{W}_{U_{sr}} = -2,4\%$ oraz $\delta\eta_{cc_{sr}} = +0,4\%$ są przybliżonymi miarami zgodności charakterystyk, otrzymanych w wyniku modelowania analitycznego i pomiarów referencyjnych.

6. WNIOSKI KOŃCOWE I KIERUNKI DALSZYCH PRAC

Wyniki analizy z wykorzystaniem modelu analitycznego opracowanego dla siłowni pracującej w obiegu gazowo-parowym, w odniesieniu do mocy i całkowitej sprawności systemu, pokazują relatywnie dobrą zgodność z wartościami otrzymanymi podczas testów odbiorczych instalacji. Należy jednak podkreślić, że rozważane w pracy [SIEMENS 2012] wyniki testów odbiorczych instalacji (traktowanych jako wartości referencyjne) dotyczyły obiektu o mocy dysponowanej około 336 MW, a więc znacząco wyższej od mocy układów, obecnie stosowanych w elektroenergetyce okrętowej. Przyjęty sposób analizy porównawczej wynikał z dostępności konkretnych danych eksperymentalnych.

W przyszłości warto zweryfikować poprawność opracowanego modelu analitycznego przez porównanie z wynikami pomiarów na obiekcie rzeczywistym o mocy adekwatnej do rozwiązań okrętowych. Autorzy mają świadomość, iż otrzymane wyniki mogą być miarą poprawności proponowanego podejścia, ale nie stanowią podstawy do szerszych uogólnień.

Opracowany model analityczny może być przydatny do wstępnej analizy złożonych systemów siłowni okrętowej. Odnotowane niezgodności między wynikami badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu analitycznego a wartościami referencyjnymi, otrzymanymi na podstawie prób odbiorczych przykładowej instalacji, wynikają głównie z przyjętych założeń upraszczających, dotyczących opisu zjawisk termodynamicznych analizowanego obiektu. Wstępna analiza opisu obiegu gazowo-parowych w instalacjach siłowni wskazuje na możliwość podjęcia prób poprawy dokładności opracowanego modelu analitycznego, np. wykorzystując uwzględnienie spadków ciśnienia w komorze spalania i na filtrze ssawnym turbiny gazowej oraz nadciśnienia na wylocie turbiny gazowej, czy też bardziej efektywną algorytmizację równań analizowanych procesów.

Na podstawie dokonanego przeglądu stanu wiedzy warto dodać, iż zastosowanie obiegu gazowo-parowego w siłowni okrętowej prowadzi do wzrostu parametrów energetycznych tego rozwiązania na tle rozwiązań tradycyjnych, w szczególności w odniesieniu do sprawności energetycznej układu siłowni tylko z turbiną gazową. Kierunki dalszych badań będą związane z analizą właściwości eksploatacyjno-technicznych wybranych konfiguracji siłowni okrętowej pod kątem pomiarów, sterowania i diagnostyki systemów okrętowych, a zwłaszcza z określeniem związków między wybranymi parametrami eksploatacyjnymi siłowni okrętowej a jej parametrami energetycznymi.

Biorąc pod uwagę znane zjawisko dużej zwłoki czasowej dostępu do pełnej mocy instalacji z obiegiem gazowo-parowym, warto dla takiej konfiguracji zbadać (wykorzystując technikę modelowania) stany dynamiczne parametrów energii elektrycznej na wyjściu generatora turbiny gazowej (np. wahania napięcia U i częstotliwości f) w kontekście przepisów IACS (*International Association of Classification Societies*): zaznaczono to na rysunku 2, obszar w kolorze żółtym.

LITERATURA

- Ahlgvist, I., 1995, *Increasing Availability Through Introduction of Redundancy*, in *Papers and Programme: Electric Propulsion, the Effective Solution*, The Institute of Marine Engineers.
- Cengel, Y.A., 2007, *Termodinamica (Quinta Edição ed.)*, Mc Graw Hill, New York.
- Cengel, Y.A., Boles, M.A., 2005, *Thermodynamics: An Engineering Approach (and EES Software)*, Mc Graw-Hill, New York.
- Chinho, A., 2012, *Estudo de uma instalação de ciclo combinado (The Study of a Combined Cycle Power Plant)*, praca magisterska, Escola Superior Nautica Infante de Henrique, Paco de Arcos, Portugal.
- Cwilewicz, R., 2004, *Okrętowe turbiny gazowe*, Fundacja Rozwoju Akademii Morskiej w Gdyni, Gdynia.
- Domachowski, Z., Dzida, M., 2004, *An Analysis of Characteristics of Ship Gas Turbine Propulsion System (in the Light of the Requirements for Ship Operation in the Baltic Sea)*, Polish Maritime Research, Gdańsk.
- EDP, Empresa Distribuidora de Electricidade, 2009, Centrais Termoelectricas, <http://edp.pt/pt/media/noticias/2009/pages/>.
- Garcia, I., Zarraquino, Z., 2002, *Energy and Environmental Optimization in Thermoelectrical Generating Process – Application of a Carbon Dioxide Capture System*, Energy, no. 27, s. 607–623.
- Gasnet, Termoelectrica, 2010, <http://www.gasnet.com.br/>.
- Gatech, Termoelectrica, 2005, <http://www.gatech.edu/>.
- Giblon, R.R., 1979, *Marine Power Plant for Energy Savings*, Marine Technology.
- Haglund, F., 2008, *A Review on the Use of Gas and Steam Turbine Cycles as Prime Movers for Large Ships*, Energy Conversion and Management, 49, Part I, *Background and Design*, s. 3458–3467, Part II, *Previous Work and Implications*, s. 3468–3475, Part III, *Fuels and Emissions*, s. 3476–3482.
- Herdzik, J., Cwilewicz, R., 2017, *Remarks on Utilization of Marine Trent 30, Gas Turbine as Prime Mover on Vessels*, Journal of KONES, vol. 24, no. 2, s. 91–97.
- Klein, A., 2002, *Program Engineering Equation Solver (EES)*, Limited Academic Version.
- Larsen, U., Sigthorsson, O., Haglund, F., 2014, *A Comparison of Advanced Heat Recovery Power Cycles in a Combined Cycle for Large Ships*, Energy, no. 74, s. 260–268.
- Mathias, M.C.P.P., 2008, *A formação da indústria global de gás natural: Definição, Condicionantes e Desafios. Tese de Doutorado*, Rio de Janeiro.
- Matrix, C., 1988, *Turbomaquinas Termicas*, M. Editorial Dossat S.A.
- Rivera-Alvarez, A., Coleman, M.J., Ordonez, J.C., 2015, *Ship Weight Reduction and Efficiency Enhancement through Combined Power Cycles*, Energy, no. 93, s. 521–533.
- SIEMENS AG, 2012, Power Generation Group (KWU), dokumentacja techniczna (*Heat Flow Diagram's N°C341–8351/7350 PC 05 KB 97*) testów odbiorczych przykładowej instalacji gazowo-parowej.