

## DETERMINATION METHODOLOGY OF THE AMOUNT OF STEAM PRODUCED IN THE EXHAUST GAS BOILER FOR THE CONTEMPORARY CONTAINER VESSELS IN A PRELIMINARY STAGE

A. Charchalis, J. Krefft

Gdynia Maritime University  
Faculty of Marine Engineering  
Morska Street 83-87, 81-225 Gdynia, Poland  
tel.: +48 58 6901347, fax: +48 58 6901399  
e-mail: achar@am.gdynia.pl

### Abstract

The number of the TEU containers significantly increased in the last twenty years not only in a global scale but also transferred by a single container vessel. The typical Panamax was designed to carry 4 000 TEU in the eighties while nowadays its TEU capacity increased up to 5 500 TEU. Moreover, the first container carrier with a capacity of 11 000 TEU in New Panamax class was launched in 2006. The main engines with a power up to 100 000 kW are installed to propel such a huge seagoing vessels, capable to carry thousands of containers. Heavy fuel oil with a lowest combustion quantities up to 700 cSt for 50°C are used in the contemporary container vessels low speed engines. The steam demand to heat up such fuels in transfer, purification and preparation for the combustion process is enormous. Considering relatively high main engines power values there is a chance to recover a big amount of heat wasted in the exhaust gases through correct power and capacity selection of the exhaust gas boiler. The correct choice of the exhaust gas boiler lets fulfill the heat purposes of the container ships and additionally gives a steam to turbine driven alternator.

There is a demand to calculate the energy resources of the container vessels because of the trends in increasing speed, TEU capacity and heavy fuel oil grades used in contemporary ships. The suggested methodology to calculate the amount of steam that is possible to produce in the exhaust gas boiler for the contemporary container carriers is one of the analyzed elements. This methodology can be the main asset as a support of taking design decisions in energy and economy aspects of the ship in a preliminary stage when there is not to many known parameters. It is so important as the effects of the design decisions in a preliminary stage have significant matter for the building and operation costs of the future container vessels.

**Keywords:** contemporary ships, container vessels, steam, waste heat unit, exhaust gas boiler

## METODYKA OKREŚLANIA ILOŚCI MOŻLIWEJ DO WYPRODUKOWANIA PARY W KOTLE UTYLIZACYJNYM DLA WSPÓŁCZESNYCH KONTENEROWCÓW WE WSTĘPNYM ETAPIE PROJEKTOWANIA

### Streszczenie

W ostatnim dwudziestolecu liczba przewożonych kontenerów TEU znacznie wzrosła nie tylko w skali globalnej, ale również jednorazowo. W latach osiemdziesiątych typowy Panamax mógł przewieźć jednorazowo 4 000 TEU, podczas gdy obecnie jego zdolność przewozowa osiągnęła poziom 5 500 TEU. Co więcej, w roku 2006 został oddany do eksploatacji pierwszy statek kontenerowy z serii Suezmax o największej pojemności ładunkowej 11 000 TEU. Do napędu tak dużych jednostek morskich, zdolnych przewieźć jednorazowo tysiące kontenerów, instalowane są silniki o mocach dochodzących do 100 000 kW. Silniki te są zaprojektowane do spalania najgorszych jakościowo paliw pozostałościowych, o lepkości kinematycznej 700cSt (50°C). Zapotrzebowanie energii cieplnej do podgrzania tych paliw w procesie transportu, oczyszczania i przygotowania do spalania wymaga ogromnych ilości pary. Z uwagi na stosunkowo duże wartości mocy silników napędu głównego współczesnych statków kontenerowych istnieje możliwość odzyskania dużych ilości energii z entalpii spalin, poprzez odpowiedni dobór mocy i wydajności kotłów utylizacyjnych. Właściwy dobór kotła utylizacyjnego pozwoli na zrealizowanie celów grzewczych statku kontenerowego i pokryje

zapotrzebowanie na energię elektryczną statku kontenerowego w czasie podróży morskiej.

Z uwagi na rosnącą prędkość i pojemność ładunkową współczesnych statków kontenerowych oraz stosowane paliwa pozostałościowe istnieje potrzeba analizy zasobów energetycznych kontenerowców. Jednym z elementów tej analizy jest proponowana metodyka oceny ilości możliwej do wyprodukowania pary w kotle utylizacyjnym dla współczesnych statków kontenerowych. Metodyka ta może stanowić źródło wsparcia w podejmowaniu decyzji projektowych w zakresie energetyki i ekonomiki statku we wstępnym etapie projektowania, kiedy dysponuje się niewielką liczbą informacji. Jest to o tyle ważne, że skutki decyzji podjętych w etapie wstępnym mają istotne znaczenie dla kosztów budowy i eksploatacji przyszłej jednostki.

**Słowa kluczowe:** Współczesne statki, kontenerowce, para, jednostka odzysku ciepła, kocioł utylizacyjny

## 1. Wstęp

Dynamiczny rozwój transportu towarów w formie modularnej spowodował, że stawki frachtowe dla statków kontenerowych osiągnęły najniższy od lat poziom. Dla opłacalności transportu kontenerowcami zarówno silniki napędu głównego jak i spalinowe zespoły prądotwórcze coraz częściej zasilane są paliwami pozostałościowymi o coraz gorszych jakościowo właściwościach. Projektowanie instalacji parowej i dobór kotła utylizacyjnego, który zapewni odpowiednią ilość pary na cele grzewcze w podróży morskiej statku kontenerowego należy przeprowadzić dla paliwa o lepkości kinematycznej 700 cSt dla temperatury 50°C. Dla tej lepkości paliwa pozostałościowego wymagana jest temperatura na dolocie do silnika spalinowego na poziomie 150°C. Z uwagi na rodzaj paliwa stosowanego na kontenerowcach zapotrzebowanie na parę do celów grzewczych w zbiornikach zapasowych, osadowych i rozchodowych jest odpowiednio większe dla współczesnych kontenerowców niż dla starszej generacji statków.

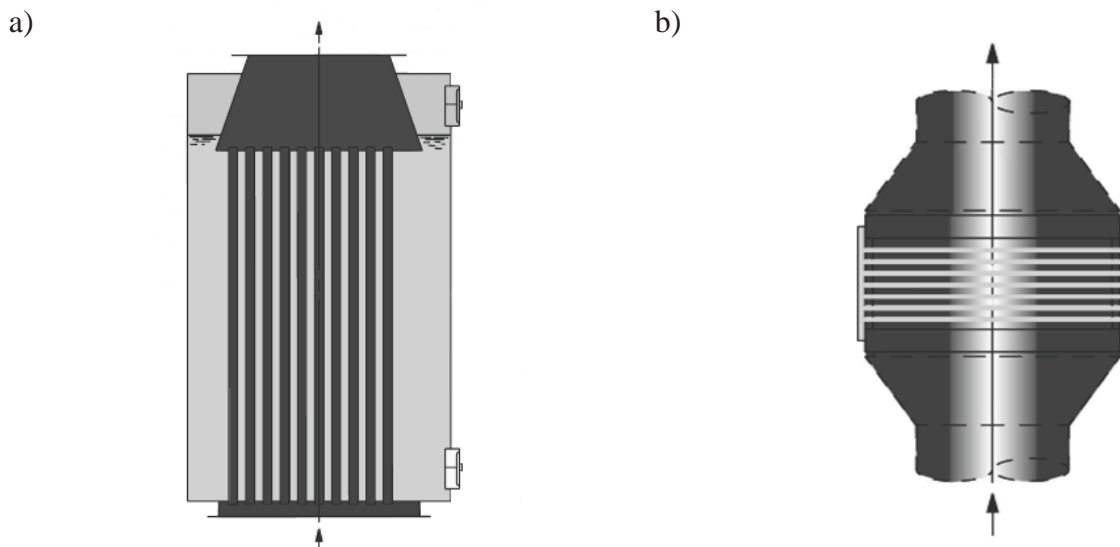
Dla dalszej redukcji kosztów w transporcie ładunku budowane są kontenerowce o znacznie większej nośności niż jeszcze 5 lat temu. Według [6] kontenerowiec o zdolności przewozowej 16 000 TEU generuje o 40% mniejsze koszty niż statek o pojemności 5 500 TEU przy tej samej prędkości pływania. Jednak do obsługi dużych jednostek kontenerowych potrzebne są małe i średnie statki kontenerowe, o większych, niż dotychczas, możliwościach przewozowych dochodzących do 2800 TEU. Prowadzi to do wzrostu zapotrzebowania na moc silników napędu głównego, dochodzącą, dla tych największych kontenerowców, do 100 000 kW. Powoduje to zwiększone zapotrzebowanie na parę grzewczą do podgrzania odpowiednio większych ilości paliwa pozostałościowego. Istnieje, więc realna potrzeba analizy ilości możliwej do wyprodukowania pary nasyconej w kotłach utylizacyjnych dla tego typu statków, w których napęd główny stanowią wolnoobrotowe silniki spalinowe i określeniu zapotrzebowania pary na cele grzewcze. Pozostała para może zostać wykorzystana do wytwarzania energii elektrycznej.

## 2. Kotły utylizacyjne na kontenerowcach

Na potrzeby metodyki doboru kotłów utylizacyjnych do maksymalnej, możliwej do wytworzenia pary, dokonano analizy rodzaju i typu kotłów instalowanych na statkach kontenerowych [3-5, 8-10]. W większości przypadków kotły utylizacyjne występują jako samodzielne układy wytwarzania pary nasyconej. Rzadziej kotły te występują w formie tzw. kotłów kombinowanych z opalanymi kotłami pomocniczymi.

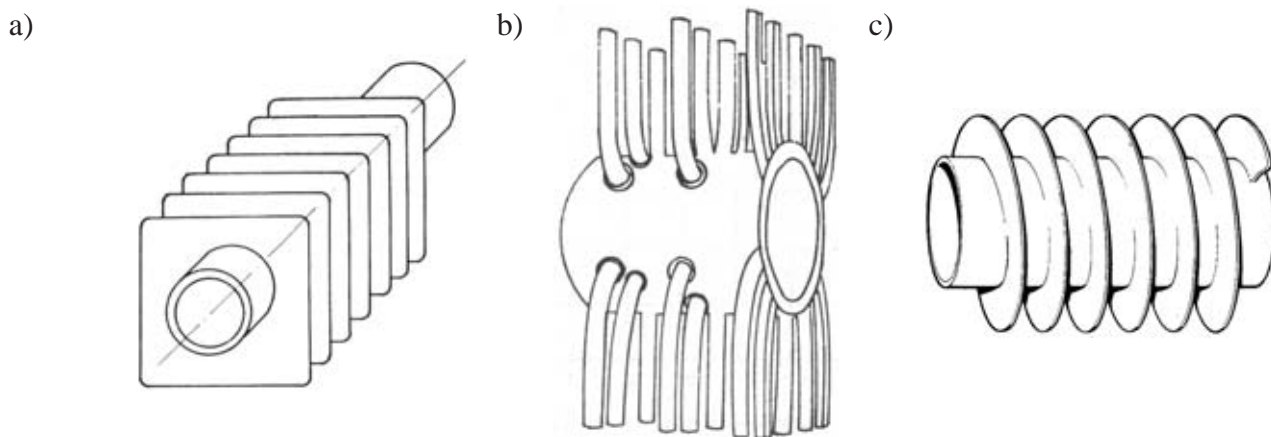
Na statkach starszych typów spotyka się rozwiązanie typu płomieniówkowego. Na nowo budowanych jednostkach stosuje się wyłącznie kotły wodnorurkowe tzw. opłomkowe z wymuszoną cyrkulacją. Na Rys. 1 przedstawiono omawiane typy kotłów utylizacyjnych dla powierzchni wymiany ciepła w układzie pionowym (a) i poziomym (b).

Kotły utylizacyjne z płomieniówkami są rzadkim rozwiązaniem z uwagi na konieczność zastosowania niezależnego zbiornika parowego oraz tendencji do blokowania się rurek, w których przepływają spaliny.



Rys. 1. Typy kotłów utylizacyjnych [11]  
 Fig. 1. Exhaust gas boiler types [11]

W celu zwiększenia efektywności wymiany ciepła na drodze spaliny - mieszanina parowodna spotyka się różne rozwiązania powierzchni ogrzewalnej opłomek. Różne rozwiązania powierzchni ogrzewalnej opłomek przedstawiono na Rys. 2.

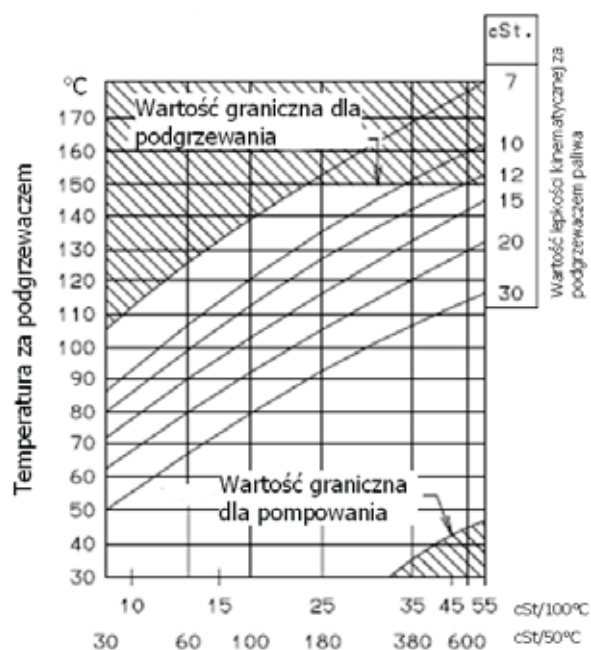


Rys. 2. Powierzchnia wymiany ciepła kotłów utylizacyjnych [1]: a) żebra kwadratowe, b) igły, c) żebra śrubowe  
 Fig. 2. Types of Exhaust gas boiler heat exchange surfaces[1]: a) square ribs, b) needles, c) spiral ribs

### 3. Metodyka wyznaczania wydajności kotła utylizacyjnego

Ilość możliwej do wyprodukowania w kotle utylizacyjnym pary nasyconej zależy od obciążenia silnika napędu głównego statku w stosunku do jego mocy nominalnej, różnicy temperatur spalin oraz ich wartości na dolocie  $T_1$  i wylocie z kotła  $T_2$ , temperatury wody zasilającej  $T_{wz}$ , parametrów wytwarzanej pary oraz współczynnika utrzymania ciepła  $\phi_i$ .

Dobór kotła utylizacyjnego do statku o podanej pojemności kontenerowej TEU polega na określeniu ciśnienia roboczego  $p_r$  [MPa] oraz wydajności parowej kotła  $\dot{D}$  [kg pary /h]. Ciśnienie robocze kotła zależy od temperatury paliwa pozostałościowego na wlocie do silnika spalinowego. Dla paliwa o lepkości kinematycznej 700cSt (50°C) należy przyjąć wartość graniczną  $t_{PAL}=150^\circ\text{C}$  zgodnie z Rys. 3.



Rys. 3. Sposób doboru temperatury paliwa [12]

Fig. 3. Calculations of the heavy fuel oil temperature [12]

### 3.1. Energia oddawana w spalinach

Wychodząc z równania na ilość ciepła zawartego w spalinach (1) należy określić masowe natężenie przepływu spalin przez kocioł utylizacyjny  $\dot{m}_{SP}$ , średnie ciepło właściwe dla składu roboczego spalin  $C_{SP}$  oraz temperaturę spalin  $T_1$  i  $T_2$  na wlocie i wylocie z kotła.

$$Q_{SP} = \dot{m}_{SP} c_{SP} (T_1 - T_2) / 3600 \quad [kW], \quad (1)$$

Ilość spalin emitowanych przez silnik napędu głównego  $\dot{m}_{SP}$  należy przeliczyć na warunki eksploatacyjne. W zależności (2) uwzględniono poprawkę dotyczącą optymalizacji silnika  $\Delta m_{O\%}$ , warunków zewnętrznych  $\Delta m_{WZ\%}$  (temperatura wody, ciśnienie i temperatura powietrza i in.) oraz obciążenia częściowego silnika  $\Delta m_{OC\%}$ .

$$\dot{m}_{SP} = M_{L1} \cdot \frac{P_O}{P_{L1}} \cdot \frac{\Delta m_{O\%}}{100} \cdot \left(1 + \frac{\Delta m_{WZ\%}}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{\Delta m_{OC\%}}{100}\right) \cdot \frac{P_{OC\%}}{100} \quad [kg/h]. \quad (2)$$

Dla uzyskania temperatury spalin na wlocie do kotła utylizacyjnego  $T_1$ , istnieje konieczność wyznaczenia temperatury  $T_{L1}$ , podanej przez producenta w przewodnikach projektowych silnika napędu głównego, uwzględniając warunki eksploatacyjne tj. poprawkę temperatury dla punktu optymalizacyjnego silnika  $\Delta t_O$ , warunków zewnętrznych  $\Delta t_{WZ}$  oraz obciążenia częściowego silnika  $\Delta t_{OC}$ . Jest to szczególnie ważne, gdyż dwusuwowe silniki spalinowe spalają paliwa pozostałościowe niskiej jakości, rozumiane jako paliwa o niskich właściwościach energetycznych. Jeśli dodać do tego starania producentów silników spalinowych zmierzające do obniżenia wartości jednostkowego zużycia paliwa to okaże się, że temperatura spalin za turbosprężarką spadła w porównaniu do silników produkowanych w latach 80. o ponad  $100^\circ\text{C}$  z około  $370^\circ\text{C}$  do  $240^\circ\text{C}$  dla wartości nominalnych L1 i warunków umiarkowanych (ISO).

Do wyznaczenia średniej wartości ciepła właściwego spalin zastosowano funkcję wielomianową

trzeciego stopnia dla składu roboczego podanego w Tab. 1. Dla wszystkich wyznaczonych funkcji składników spalin wartość współczynnika determinacji  $R^2$  była powyżej 0,99.

*Tab. 1. Skład procentowy spalin [11]*  
*Tab. 1. Exhaust gas percentage [11]*

Składnik spalin	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	CO <sub>2</sub>
Udział procentowy	76,2%	14,0%	5,1%	4,5%

Pozostałe składniki NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub>, CO i HC stanowią tak małą wartość w składzie procentowym spalin, że zostały pominięte bez wpływu na  $c_{sp}$ .

Od wartości temperatury  $T_2$  zależy ilość ciepła jaka zostanie oddana przez spaliny. Wysoki stopień utylizacji ciepła odpadowego wymaga obniżenia tej temperatury tak mocno jak to możliwe. Dopuszczalna zawartość siarki w paliwie, zestawiona w Tab. 2, stanowi ograniczenie obniżenia tej temperatury z uwagi na punkt rosy.

*Tab. 2. Zawartość siarki w paliwie[7]*  
*Tab. 2. Sulfur content in Heavy Fuel Oil [7]*

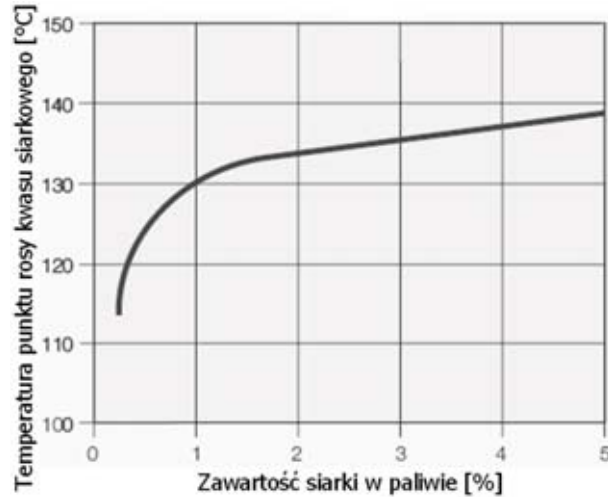
Data wejścia w życie	Strefa specjalna	Strefa bez ograniczeń
Obowiązujące przepisy	1,5%	4,5%
Marzec 2010	1,0%	
Styczeń 2012		0,1%
Styczeń 2015	0,5%	
Styczeń 2020 (2025)		

Podane zawartości siarki w paliwie od roku 2010 i później stanowią propozycje poprawek do Aneksu VI konwencji MARPOL.

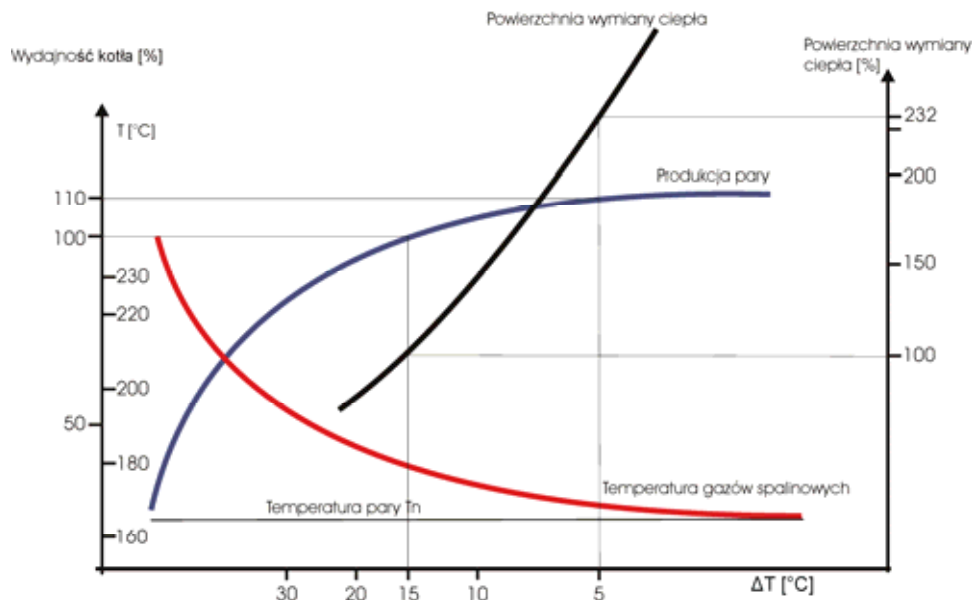
Dla strefy specjalnej tj. obszaru Morza Bałtyckiego, Morza Śródziemnego i in. dopuszczalna zawartość siarki w paliwie jest znacznie niższa niż dla pozostałych obszarów żeglugi statków. W zależności od możliwości dostaw paliw o zawartości siarki 0,5% poprawka może wejść w życie w roku 2020 lub 2025. Dla tak niskiej zawartości siarki w paliwie istnieje możliwość wytworzenia większych ilości pary niż ma to miejsce obecnie przy zawartości 4,5% siarki w paliwie pozostałościowym poza obszarem specjalnym. W tej sytuacji należałoby obniżyć ciśnienie robocze kotła ze względu na niższą wartość temperatury pary. Na Rys. 4 przedstawiono zależność temperatury punktu rosy kwasu siarkowego w funkcji zawartości siarki w paliwie. Wynika stąd, że im mniej siarki w paliwie, tym temperatura spalin za kotłem utylizacyjnym  $T_2$  może być niższa czyli większa wartość entalpii właściwej [kJ/kg] może być oddana przez spaliny.

Zależnie od różnicy temperatur  $\Delta T$ , rozumianej jako najniższa wartość między temperaturą gazów spalinowych  $T_2$  opuszczających powierzchnię odparowania wody kotłowej, a temperaturą pary nasyconej (temperaturą nasycenia)  $T_n$ , powierzchnia wymiany ciepła, między spalinami a mieszaniną parowodną w kotle utylizacyjnym, przyjmuje różne wartości. Im niższa różnica temperatur  $\Delta T$  tym większa powierzchnia wymiany ciepła kotła utylizacyjnego.

Na Rys. 5 przedstawiono, w jaki sposób zmiana  $\Delta T$  wpływa na wydajność i powierzchnię wymiany ciepła kotła utylizacyjnego.



Rys. 4. Temperatura punktu rosy kwasu siarkowego [2]  
Fig. 4. Sulfur acid dew point temperature [2]



Rys. 5. Powierzchnia wymiany ciepła kotła utylizacyjnego  
Fig. 5. Heat exchange surface of exhaust gas boiler

Według [11] obniżając różnicę temperatury  $\Delta T$  z 15 do 5 wydajność kotła utylizacyjnego wzrośnie tylko o 10% (110 na wykresie) przy zwiększeniu powierzchni wymiany ciepła o 132%. Zmiana  $\Delta T$  o 10°C powoduje nieproporcjonalny wzrost kosztów wytworzenia powierzchni wymiany ciepła. Do dalszych obliczeń przyjęto  $\Delta T=20^\circ\text{C}$  jako kompromisową wartość z uwagi na powierzchnię wymiany ciepła oraz stopień utylizacji ciepła ze spalin.

### 3.2. Wydajność kotła utylizacyjnego

Wydajność kotła  $D$  [kg/h] wyznaczono dla maksymalnej ilości pary możliwej do wyprodukowania. Przyjęto entalpię wody zasilającej  $i_{wz}$  dla temperatury w skrzyni cieplnej  $t_{wz}=85^\circ\text{C}$  oraz entalpię pary nasyconej  $i''$  dla wcześniej przyjętej temperatury nasycenia  $t_n=170^\circ\text{C}$  i ciśnienia roboczego  $p_r=0,7$  MPa tj. 0,8 MPa ciśnienia absolutnego. Z uwagi na własności gazów należy utrzymywać temperaturę wody zasilającej na poziomie 85°C. Dla tak wysokiej temperatury

rozpuszczalność gazów w wodzie jest utrudniona i dużo łatwiej jest pozbyć się ich w atmosferycznej skrzyni ciepłej.

Parametr  $\varphi_i$  w zależności (3) na wydajność kotła utylizacyjnego określa się mianem współczynnika utrzymania ciepła. Zależnie od strat ciepła do otoczenia i sprawności kotła,  $\varphi_i$  przyjmuje wartości z zakresu 0,97-0,99. Do ostatecznych obliczeń przyjęto  $\varphi_i = 0,97$ , jako najgorsza z możliwych wartości.

$$\dot{D} = \frac{Q_{SP} \cdot \varphi_i \cdot (3600)}{i'' - i_{wz}} \quad [\text{kg/h}]. \quad (3)$$

Na podstawie przyjętych parametrów i zależności funkcyjnych została stworzona aplikacja do obliczania w pierwszej kolejności ciepła zawartego w spalinach  $\dot{Q}_{SP}$  a następnie maksymalnej możliwej do uzyskania wydajności  $\dot{D}_{KU}$  [kg/h] oraz mocy  $\dot{Q}_{KU}$  [W] kotła utylizacyjnego. Przykład aplikacji zaprezentowano na Rys. 6.

Calculations More info Language

### Exhaust gas boiler calculations [kg/h]

Exhaust gas amount for the chosen engine

Exhaust gas amount at nominal MCR (L1)	303800	kg/h
Nominal Maximum Continuous Rating (L1)	34230	kW
Engine revolutions at NMCR (L1)	76	1/min
Specified MCR of engine	32000	kW
Optimising point of engine in % of SMCR	85	%
Chosen load in % of SMCR	90	%

---

Engine load for SMCR	93,49	%
Engine power for chosen load	28800	kW
Exhaust gas amount for chosen data	251831	kg/h

Exhaust gas temperature


Exhaust gas temperature at Nominal MCR (L1)	240	°C
Temperature for the chosen SMCR and engine load	232,84	°C
<input type="checkbox"/> *Economizer outlet temperature	190	°C
Average specific heat for exhaust gas	1,0573	kJ/kgK

Economizer capacity

Specific enthalpy for chosen steam pressure	2770	kJ/kg
Atmospheric drain tank temperature	85	°C
<input type="checkbox"/> *Specific heat for the boiler supply water (ADT)	4,19	kJ/kgK
<input type="checkbox"/> *Heat loss coefficient	0,97	

---

Calculated economizer power	3073	kW
Calculated economizer capacity	4584	kg/h



\*Mark for Your own data

Calculations

Close program

Rys. 6. Przykład obliczeń dla kotła utylizacyjnego  
Fig. 6. Exhaust gas boiler calculation project

Aplikacja została stworzona w polskiej i angielskiej wersji językowej. Użytkownik programu wypełnia danymi pola jasne. Wpisuje w nich wartości z przewodników projektowych wybranego silnika i dane wynikające z indywidualnych uzgodnień z armatorem kontenerowca. Pola szare są wynikiem obliczeń. Istnieje możliwość wyświetlenia dodatkowych obliczeń w zakładce Calculations. Istotnym elementem aplikacji jest dobrana moc silnika statku kontenerowego SMCR. Dla tej mocy na wykresie parametrów kontraktowych, silnik posiada inną niż w punkcie L1 prędkość obrotową. Inna jest też temperatura spalin.

#### 4. Wnioski

Z przeprowadzonej analizy kotłów na statkach kontenerowych wynika, że w zdecydowanej większości kotły te wytwarzają parę o ciśnieniu roboczym 0,7 MPa. Dla tego ciśnienia

wyznaczono maksymalne wartości wydajności i mocy kotła utylizacyjnego korzystając z zależności i funkcji aproksymacyjnych dla wolnoobrotowych silników dwusuwowych. Właśnie te silniki, stanowią najczęściej napęd główny kontenerowców i wskazane jest, by stworzona aplikacja oparta była na zależnościach dotyczących tych silników.

Dla rosnących możliwości transportowych kontenerowców istnieje realna szansa uzyskania wyższych sprawności siłowni tych statków posiadając wiedzę o maksymalnej ilości pary możliwej do wyprodukowania ze spalin odlotowych wolnoobrotowych silników napędu głównego statków kontenerowych dla wybranego obciążenia eksploatacyjnego uzgodnionego z armatorem. Jak wynika z danych technicznych kontenerowców [3-5, 8-10] instalacje parowe są najczęściej wykonywane dla 90% obciążenia silnika napędu głównego statku.

Przy wykorzystaniu stworzonej aplikacji dokonano serii obliczeń możliwej do wyprodukowania w kotle utylizacyjnym pary. W dalszym etapie prac należy określić wydajność kotłów utylizacyjnych rozpatrując realizację potrzeb grzewczych kontenerowców w całym zakresie pojemności kontenerowej TEU. Różnica maksymalnej ilości pary możliwej do wyprodukowania z ciepła odpadowego spalin silników napędu głównego kontenerowców, a zapotrzebowaniem na cele grzewcze może zostać wykorzystana do napędu turboprądnicy. Z wstępnych obliczeń wynika, że dla mocy silnika napędu głównego kontenerowców powyżej  $N_e = 11700$  kW istnieje nadwyżka pary produkowanej w kotle utylizacyjnym względem potrzeb grzewczych.

Właściwa konfiguracja energetyki siłowni statku we wstępnym etapie projektowania doprowadzi do obniżenia kosztów i wzrostu opłacalności transportu kontenerowcami.

## Literatura

- [1] Krzyżanowski, J., *Analiza przydatności rur żebrowanych jako powierzchni ogrzewalnych okrętowych kotłów utylizacyjnych*, Budownictwo Okrętowe, Nr 5, s. 212-214, Gdynia 1982.
- [2] Wojnowski, W., *Okrętowe siłownie spalinowe część II*, Gdańsk 1992.
- [3] Baza danych Polship, Centrum Techniki Okrętowej w Gdańsku, <http://polship.cto.gda.pl> oraz *Intership* <http://intership.cto.gda.pl:8080/>.
- [4] 8125-PK/0050-001, PT8138/12, 8184-PK/0680-001, PT8184/6, 818415-PK/0050-001, 8229-PK/0050-001, 8234-PK /0050-001X1, 8276-PK/0050-001, Dokumentacja techniczna statków Grupy Stocznia Gdynia S.A.
- [5] Hansa, *International Maritime Journal*-142, No. 11, Jahrgang 2005, No. 9, Jahrgang 2006.
- [6] *Marine propulsion and auxiliary machinery*, The Journal of ship's engineering systems, Man Diesel SE, Vol. 31, Is. 1, 2009.
- [7] *Revised MARPOL Annex VI*, Marine Environment Protection Committee (MEPC) - 58<sup>th</sup> session, 2008.
- [8] *Safety at Sea International*, Vol. 40, No. 453, 2006.
- [9] *Schiff und Haffen*, Journal, No. 01-03 2006, 05, 06 2006, 08-12 2006, 01-03 2007.
- [10] Significant Ships 2000, 2001, 2003-2006.
- [11] Soot deposits and fires in exhaust gas boiler, Man B&W Diesel A/S, Denmark, 2004.
- [12] *Electronically controlled two stroke engines*, S90ME-C Project Guide, 2<sup>nd</sup> edition, Man B&W Diesel A/S, Denmark 2005.